

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBA DE UN PROTOTIPO CALENTADOR
SOLAR DE AGUA CON TUBOS DE CALOR

CAROLINA MIRA HERNÁNDEZ

UNIVERSIDAD EAFIT
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
ÁREA DE DISEÑO
MEDELLÍN
2007

DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBA DE UN PROTOTIPO CALENTADOR
SOLAR DE AGUA CON TUBOS DE CALOR

CAROLINA MIRA HERNÁNDEZ

Proyecto de grado para optar por el título de Ingeniero Mecánico

Asesor:

Luis Santiago París
Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD EAFIT
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
ÁREA DE DISEÑO
MEDELLÍN
2007

AGRADECIMIENTOS

Durante el desarrollo del proyecto recibí ayuda de muchas personas a los cuales agradezco profundamente por el conocimiento que me compartieron, el tiempo que me brindaron para aportar con su trabajo y el constante apoyo que sentí de ellos.

Gracias, a mi asesor de proyecto Luis Santiago Paris por: su permanente interés, su dialogo constructivo, las inquietudes académicas que me planteó y me ayudó a resolver.

Gracias, a mi familia por su apoyo en esta y otras ocasiones. Ellos soportaron gran parte de la carga emocional del proyecto.

Gracias, a mis amigos y los compañeros de la Universidad los cuales ofrecieron su colaboración y tiempo siempre que les fue posible.

Gracias, a las personas de los laboratorios de la Universidad por su disposición y opiniones acertadas.

TABLA DE CONTENIDO

	pág
TABLA DE CONTENIDO	6
LISTA DE ILUSTRACIONES	10
LISTA DE TABLAS	13
LISTA DE ANEXOS	15
1 INTRODUCCIÓN	13
2 OBJETIVOS	16
2.1 GENERAL	16
2.2 ESPECÍFICOS	16
3 MARCO TEÓRICO	17
3.1 LA ENERGÍA SOLAR	17
3.1.1 Radiación Extraterrestre	17
3.1.2 Radiación solar en la superficie terrestre	19
3.1.3 Geometría de la radiación solar	24
3.1.4 Medición de la radiación solar	27
3.2 CALENTADORES SOLARES	28
3.2.1 Componentes un sistema de calentamiento solar	28
3.2.2 Colector de Placa Plana	30
3.2.3 Colector de tubos de vacío	31
3.2.4 Colectores Concentradores	32
3.2.5 Superficies para absorción	33
3.2.6 Características de medios transparentes	35
3.2.7 Eficiencia óptica de un colector solar de placa plana	37
3.3 TUBOS DE CALOR	39
3.3.1 Ventajas y aplicaciones	40
3.3.2 Componentes de los tubos de calor	41
3.3.3 Límites de transferencia de calor	43

3.3.4	Variaciones de los tubos de calor	47
3.3.5	Modelo de cálculo de la resistencia térmica equivalente	50
3.4	CALENTADORES SOLARES CON TUBOS DE CALOR	52
4	DISEÑO DE UN PROTOTIPO DE CALENTADOR SOLAR CON TUBOS DE CALOR	56
4.1	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE DISEÑO	56
4.1.1	Condiciones de operación	56
4.1.2	Especificación de diseño el prototipo de calentador solar	59
4.2	ANÁLISIS FUNCIONAL	60
4.2.1	Caja Negra del prototipo de calentador solar	61
4.2.2	Estructura funcional del prototipo de calentador solar.	62
4.2.3	Síntesis Funcional del prototipo de calentador solar.	62
4.3	MATRIZ MORFOLÓGICA	65
4.4	EVALUACIÓN PREVIA	66
4.5	CONCEPTOS SOLUCIÓN	68
4.6	EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS	68
4.6.1	Árbol de objetivos	68
4.6.2	Valores de cumplimiento	69
4.6.3	Matriz de evaluación	70
4.7	CONFIGURACIONES DE FORMA	71
4.7.1	Intercambiador	71
4.7.2	Placa	72
4.7.3	Cubierta	74
4.8	SELECCIÓN DE MATERIALES	75
4.8.1	Placa Colectora	76
4.8.2	Cubierta transparente	78
4.8.3	Soporte	80
4.8.4	Intercambiador	82
4.8.5	Aislamientos	83
4.9	DIMENSIONAMIENTO DE LA SOLUCIÓN	85

4.9.1	Cálculo aislamiento tanque	85
4.9.2	Estimación de las pérdidas de calor en el panel	87
4.9.3	Capacidad de transferencia de calor de la placa	97
4.9.4	Cálculo convección natural en el intercambiador	102
5	DISEÑO DE TUBOS DE CALOR PARA EL PROTOTIPO DE CALENTADOR SOLAR	105
5.1	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE DISEÑO	105
5.2	ANÁLISIS FUNCIONAL	107
5.2.1	Caja Negra del tubo de calor	107
5.2.2	Síntesis Funcional del tubo de calor	107
5.3	EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN	110
5.3.1	Fluido	110
5.3.2	Contenedor	111
5.3.3	Estructura Capilar	113
5.4	DIMENSIONAMIENTO DE LOS TUBOS DE CALOR	114
5.4.1	Geometría	114
5.4.2	Resistencia Mecánica	115
5.4.3	Cantidad de Fluido	116
5.4.4	Límites de Operación	118
6	ASPECTOS IMPORTANTES EN LA CONSTRUCCIÓN DE LOS TUBOS DE CALOR PARA EL PROTOTIPO DE CALENTADOR SOLAR	120
6.1	LIMPIEZA	120
6.2	ENSAMBLE	126
6.3	CIERRE	127
6.4	SOLDADURA	128
6.5	CARGA	129
6.6	SELLADO	131
7	EVALUACIÓN DEL PROTOTIPO DE CALENTADOR SOLAR CON TUBOS DE CALOR	132
7.1	INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y REGISTRO	132

7.1.1	Medición de la radiación solar	132
7.1.2	Medición de temperaturas y calibración de termocuplas	133
7.2	PRUEBA EQUILIBRIO DE TEMPERATURA	134
7.3	PRUEBA CIRCULACIÓN NATURAL	136
7.4	PRUEBA CIRCULACIÓN FORZADA	140
7.5	PRUEBA VARIACIÓN DE INCLINACIÓN EN UN TUBO	143
7.6	COSTOS	147
8	CONCLUSIONES	149
9	RECOMEDACIONES Y SUGERENCIAS	153
10	BIBLIOGRAFÍA	155
10.1	CLÁSICA	155
10.2	INTERNET	157

LISTA DE ILUSTRACIONES

	pág
Ilustración 1 Variación de la radiación solar extraterrestre durante el año	18
Ilustración 2 Espectro de emisión del sol	19
Ilustración 3 Balance Radiación Solar	21
Ilustración 4 Masa de aire	22
Ilustración 5 Esquema Latitud	25
Ilustración 6 Declinación Solar	25
Ilustración 7 Ángulos posición superficie	26
Ilustración 8 Ecuación del tiempo	27
Ilustración 9 Esquema de un piranómetro	28
Ilustración 10 Componentes de un calentador solar de agua	30
Ilustración 11 Colector de Placa Plana	31
Ilustración 12 Colector de Tubos de Vacío	32
Ilustración 13 Principio de concentración	33
Ilustración 14 Distribución energía incidente	33
Ilustración 15 Ley de Kirchhof	35
Ilustración 16 Coeficiente de transmisión de un medio transparente	36
Ilustración 17 Radiación absorbida por la placa	38
Ilustración 18 Esquema del funcionamiento de un tubo de calor	39
Ilustración 19 Estructuras Capilares para tubos de calor	42
Ilustración 20 Esquema de operación de un termosifón	48
Ilustración 21 Esquema de operación de un tubo de calor de circuito cerrado	49
Ilustración 22 Resistencia térmica equivalente de un tubo de calor	50
Ilustración 23 Resistencia térmica equivalente simplificada	51
Ilustración 24 Calentador solar de agua compacto con tubos de calor	54
Ilustración 25 Colector Solar con Tubos de Calor Evacuados	55

Ilustración 26 Mapa de radiación solar global en Colombia	58
Ilustración 27 Caja negra de un calentador solar	62
Ilustración 28 Estructura funcional de un prototipo de calentador solar	62
Ilustración 29 Síntesis funcional de un prototipo de calentador solar	64
Ilustración 30 Árbol de objetivos	69
Ilustración 31 Configuraciones de forma para el intercambiador	72
Ilustración 32 Configuraciones de forma para la placa absorbedora	73
Ilustración 33 Configuraciones de forma para la cubierta	74
Ilustración 34 Pérdida de estabilidad dimensional de las cubiertas individuales	75
Ilustración 35 Esquema para el cálculo del aislamiento del tanque	86
Ilustración 36 Esquema general de los flujos de calor	89
Ilustración 37 Pérdidas por conducción en la parte inferior	89
Ilustración 38 Pérdidas por convección en la parte superior	91
Ilustración 39 Pérdidas por radiación en la parte superior	93
Ilustración 40 Gráfico eficiencia del colector	97
Ilustración 41 Esquema placa para análisis térmico	98
Ilustración 42 Flujos de calor para tramo de la placa analizada	98
Ilustración 43 Distribución de temperatura	102
Ilustración 44 Esquema transferencia de calor por convección	103
Ilustración 45 Caja negra del tubo de calor	107
Ilustración 46 Síntesis funcional del tubo de calor	109
Ilustración 47 Esquema cálculo volumen malla	116
Ilustración 48 Estructura Malla	118
Ilustración 49 Enjuague de los tubos	121
Ilustración 50 Secado de los tubos	121
Ilustración 51 Dispositivo para el lavado de los tubos	122
Ilustración 52 Esquema dispositivo para el lavado de los tubos	122
Ilustración 53 Inmersión de la malla en solución	124
Ilustración 54 Enjuague de la malla con abundante agua	124
Ilustración 55 Proceso secado malla	125

Ilustración 56 Verificación de limpieza malla	125
Ilustración 57 Inmersión de capilares y termopozos en solución	126
Ilustración 58 Ensamble malla y tubo	126
Ilustración 59 Esquema copa para cierre de tubos de calor	127
Ilustración 60 Proceso cierre tubo	128
Ilustración 61 Soldadura capilares	128
Ilustración 62 Soldadura termopozos	129
Ilustración 63 Pesaje del tubo	129
Ilustración 64 Vacío en el tubo	130
Ilustración 65 Llenado del tubo	130
Ilustración 66 Circuito para la medición de la radiación solar.	133
Ilustración 67 Esquema prueba equilibrio de temperatura	135
Ilustración 68 Resultado prueba equilibrio de temperatura	135
Ilustración 69 Esquema prueba de circulación natural	136
Ilustración 70 Evolución temperaturas en prueba con circulación natural	137
Ilustración 71 Eficiencia en la prueba con circulación natural	138
Ilustración 72 Distribución temperaturas del tubo en prueba circulación natural	139
Ilustración 73 Esquema prueba circulación forzada	140
Ilustración 74 Evolución temperaturas en prueba con circulación forzada	141
Ilustración 75 Eficiencia en prueba con circulación forzada	142
Ilustración 76 Distribución temperatura tubo en prueba circulación forzada	143
Ilustración 77 Esquema prueba tubo con diferentes inclinaciones	144
Ilustración 78 Montaje prueba para un tubo	144
Ilustración 79 Distribución de temperatura con una inclinación de 12°	145
Ilustración 80 Distribución de temperatura con una inclinación de 18°	145
Ilustración 81 Distribución de temperaturas con una inclinación de 25°	146
Ilustración 82 Degradación de la malla	147

LISTA DE TABLAS

	pág
Tabla 1 Coeficientes para el modelo de Hottel	23
Tabla 2 Radiación solar en Medellín	57
Tabla 3 Especificación de diseño del prototipo de calentador solar	59
Tabla 4 Subfunciones de la síntesis funcional	63
Tabla 5 Matriz Morfológica	65
Tabla 6 Criterios para la evaluación previa de principios de solución	66
Tabla 7 Evaluación previa de los principios de solución	67
Tabla 8 Concepto de Solución 1	68
Tabla 9 Concepto de Solución 2	68
Tabla 10 Criterios de cumplimiento con los objetivos	69
Tabla 11 Matriz de evaluación de los conceptos de solución	70
Tabla 12 Valores para la calificación de aspectos cualitativos	76
Tabla 13 Matriz de evaluación para la selección del material en la placa	78
Tabla 14 Matriz de evaluación para la selección del material de la cubierta.	80
Tabla 15 Matriz de evaluación para la selección del material del soporte	81
Tabla 16 Matriz de evaluación para la selección del material del intercambiador	83
Tabla 17 Matriz de evaluación para la selección del material del aislamiento	84
Tabla 18 Dimensiones tanque de almacenamiento	85
Tabla 19 Parámetros para el cálculo del aislamiento del tanque	86
Tabla 20 Valores de entrada para cálculo de las pérdidas térmicas	88
Tabla 21 Parámetros aislamiento parte inferior panel	90
Tabla 22 Pérdidas de calor en la parte inferior	90
Tabla 23 Parámetros para cálculo de coeficiente por convección natural	92
Tabla 24 Resistencia a la convección entre la placa y la cubierta	92
Tabla 25 Resistencia a la convección entre la cubierta y el ambiente	93
Tabla 26 Resistencia térmica a la radiación entre la placa y la cubierta	94

Tabla 27 Resistencia térmica a la radiación entre la placa y el ambiente	96
Tabla 28 Resultados eficiencia térmica	96
Tabla 29 Flujos de calor en la placa	99
Tabla 30 Parámetros de entrada para la distribución de temperatura de a placa	101
Tabla 31 Parámetros y resultados cálculo convección natural	104
Tabla 32 Especificación de diseño del tubo de calor	106
Tabla 33 Relación entre funciones parciales y componentes del tubo de calor	108
Tabla 34 Matriz Selección fluido de trabajo	111
Tabla 35 Matriz selección material contenedor tubo de calor.	112
Tabla 36 Matriz selección mecha	114
Tabla 37 Dimensiones tubo de calor	115
Tabla 38 Parámetros de entrada y resultados cálculo resistencia del tubo	115
Tabla 39 Parámetros y resultados cálculo volumen malla	117
Tabla 40 Propiedades estructura capilar	119
Tabla 41 Límites de operación de los tubos de calor	119
Tabla 42 Partes del dispositivo para el lavado de los tubos	123
Tabla 43 Eficiencia prueba convección natural	138
Tabla 44 Eficiencia en prueba con circulación forzada	142
Tabla 45 Costos materiales del prototipo	148

LISTA DE ANEXOS

	pág
ANEXO PLANOS	161

1 INTRODUCCIÓN

El presente documento es el resultado del proceso de diseño y construcción de un prototipo de calentador solar de agua con tubos de calor; el cual se ejecuta como proyecto de grado, respondiendo a los requerimientos para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

En las sociedades modernas es habitual la necesidad de calentar el agua, como una comodidad indispensable. Este proceso se desarrolla habitualmente por medio de calentadores eléctricos o calentadores que utilizan gas natural como combustible. En el primer caso los costos resultan relativamente altos, y en el segundo hay implicaciones ambientales negativas.

Las generaciones actuales tienen la responsabilidad de innovar y mejorar el uso que se da a los recursos naturales, con el objetivo de garantizar la sostenibilidad del planeta. En este sentido se pueden dar muchos aportes desde la ingeniería con la adaptación y aplicación de la tecnología existente. Se tiene la responsabilidad de investigar, promover y desarrollar el uso de nuevas y renovables formas de energía (ONU, 2005).

Un calentador solar de agua es un dispositivo técnico que capta y emplea la energía proveniente del sol para calentar agua. De esta manera se aprovecha el sol como fuente de energía y se reduce la utilización de otras fuentes, cuya explotación puede significar el deterioro del medio ambiente, ser costosa o no estar disponible. Por ejemplo, se disminuye el uso de combustibles fósiles y de esta manera se desarrolla un proceso más amigable con el ambiente. La energía solar, en general, está disponible para todos los seres humanos y el sol supone una fuente infinita de la misma

El calentamiento solar de agua puede llevarse a cabo con distintos tipos de equipos, los cuales tienen un funcionamiento basado en el mismo principio básico. Un cuerpo oscuro absorbe energía de la luz solar y transfiere este calor absorbido a un líquido.

Un elemento clave de los calentadores solares es el sistema para captar y absorber la energía proveniente de la radiación solar y luego transferirla al fluido. Es en este punto en cual el uso de los “tubos de calor” aparece como una solución adecuada. Un tubo de calor es un dispositivo que permite conducir efectivamente el calor de un punto a otro. Con frecuencia se le llama superconductor de calor, puesto que puede conducir calor a altas tasas y con bajas pérdidas (ABREU y OTROS, 2003). Los tubos de calor tienen la cualidad de trabajar en posiciones casi horizontales, es por esto que se usan en los calentadores solares.

Los tubos de calor han sido un tema de investigación en países como China, Estados Unidos, Rusia desde hace muchos años. Allí se han desarrollado importantes aplicaciones industriales y de consumo particular; además, se producen y comercializan habitualmente calentadores solares con tubos de calor.

Las aplicaciones que sacan provecho de la energía solar son muy comunes en países desarrollados con condiciones climáticas adversas. Resulta curioso que en las zonas tropicales, donde el nivel de radiación es relativamente alto y constante a lo largo del año, este tipo de tecnologías tengan aplicaciones tan reducidas. Existen en Colombia otras fuentes de energía tradicional cuya utilización es más simple. Sin embargo, puede resultar más costosa su explotación, y aún hoy hay áreas remotas donde no hay cubrimiento de los servicios públicos.

El objeto de estudio es un calentador solar de agua cuyo mecanismo de captación y transferencia de calor es el utilizado por los tubos de calor. Este dispositivo particular trabaja en condiciones tropicales como las que se presentan en

Colombia, específicamente en la ciudad de Medellín, y se pretende evaluar el desempeño del mismo.

El proyecto es de tipo práctico, con el se pretende lograr un prototipo como resultado. Para el diseño del dispositivo que se desarrolla primero un proceso consultivo sobre los principios de funcionamiento del calentador solar con tubos de calor y sus componentes condiciones de operación. El proceso de diseño se realiza después de analizar la información recolectada; y consiste en diseño metódico y diseño de detalle. Después se realiza la construcción y se hace una breve evaluación del desempeño del sistema, con el fin de determinar si el producto técnico obtenido cumple satisfactoriamente con las especificaciones planteadas.

2 OBJETIVOS

2.1 GENERAL

Construir y evaluar un prototipo de calentador solar de agua con tubos de calor para las condiciones ambientales de la ciudad de Medellín.

2.2 ESPECÍFICOS

- Objetivo 1: Presentar las generalidades sobre la energía solar, los tubos de calor y los calentadores solares.
- Objetivo 2: Identificar las condiciones ambientales determinantes en la operación de un calentador solar en la ciudad de Medellín.
- Objetivo 3: Desarrollar un proceso de diseño que permita obtener los planos de taller y procesos de manufactura de un prototipo de calentador solar con tubos de calor.
- Objetivo 4: Construir el calentador solar de agua, con base en los resultados del proceso de diseño.
- Objetivo 5: Evaluar el desempeño del prototipo de calentador solar de agua construido.
- Objetivo 6: Desarrollar en base a los resultados obtenidos, conclusiones y recomendaciones para futuras aplicaciones.

3 MARCO TEÓRICO

Un panorama completo y amplio se pretende presentar respecto al objeto de estudio del proyecto. Primero, se exponen generalidades sobre la energía solar y los calentadores, para luego describir brevemente el funcionamiento de los tubos de calor. Finalmente, se presentan diferentes configuraciones de calentadores solares que emplean tubos de calor.

3.1 LA ENERGÍA SOLAR

El sol constituye una fuente de energía permanente, gracias a las reacciones nucleares de fusión que ocurren en él. La energía solar es transportada a la tierra por medio de ondas electromagnéticas, las cuales tienen la propiedad de propagarse en el vacío. Parte de la energía que incide sobre la superficie terrestre se refleja hacia el espacio y otra parte se utiliza para calentar la atmósfera, para la evaporación de los océanos, para las perturbaciones atmosféricas y para la fotosíntesis.

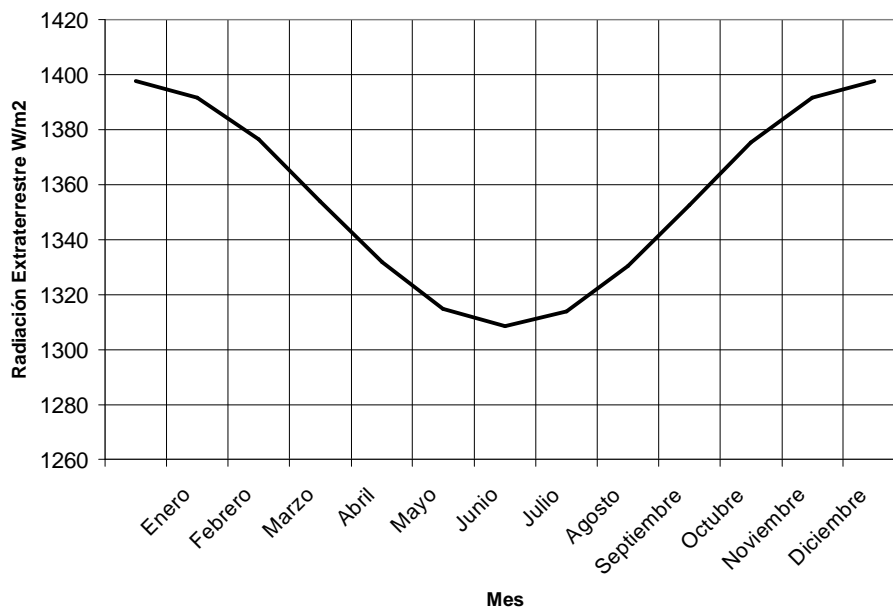
3.1.1 Radiación Extraterrestre

El flujo de energía proveniente del sol sobre el borde exterior de la atmósfera varía de manera inversa proporcional al cuadrado de la distancia entre el sol y la tierra, la cual tiene variaciones a lo largo del año. Al valor promedio de dicho flujo por unidad de área se le llama constante solar, su valor medio es de 1353W/m^2 el cuál fluctúa levemente por la variación periódica de la distancia entre la tierra y el sol. La radiación extraterrestre se define como el flujo de energía que incide sobre una superficie perpendicular a la dirección de propagación de la radiación fuera de la atmósfera. Para un día particular el flujo puede encontrarse como (ITESO@, 2006):

$$I_{on} = I_{SC} \left(1 + 0.033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right) \quad (1)$$

Donde I_{SC} es el valor de la constante solar y n es e el número de día del año. La representación gráfica de dicha ecuación se presenta en la figura.

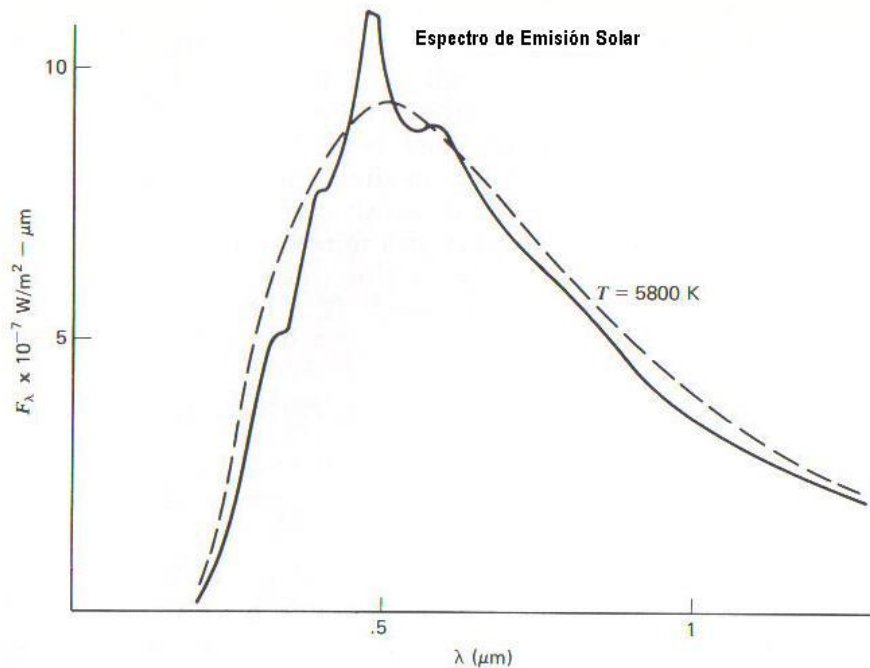
Ilustración 1 Variación de la radiación solar extraterrestre durante el año



El sol emite energía electromagnética en todas las longitudes de onda del espectro. La distribución de la radiación solar es similar a la de un cuerpo negro¹ a la temperatura de la superficie del sol, 5762K. Esta distribución se describe por medio de la función de Planck y su comparación con la radiación solar real se muestra en la figura.

¹ Cuerpo Negro: Cuerpo cuya superficie absorbe toda la radiación electromagnética incidente

Ilustración 2 Espectro de emisión del sol



WIEDER, 2007

La aproximación del espectro solar a la distribución de cuerpo negro a 5760K muestra que la energía emitida por el sol se distribuye así: 12% es radiación ultravioleta, 37% es radiación visible y el 59% es radiación infrarroja. (WIEDER, 2007).

3.1.2 Radiación solar en la superficie terrestre

La rapidez de incidencia de energía radiante sobre una superficie por unidad de área se define como irradiancia y usualmente se especifica con el símbolo "I". La irradiancia es una medida instantánea del flujo de energía. A la cantidad de energía, por unidad de área, que incide durante un tiempo dado sobre una superficie se le llama irradiación. Para la representación de la irradiación se utilizan "H" para un período de un día.

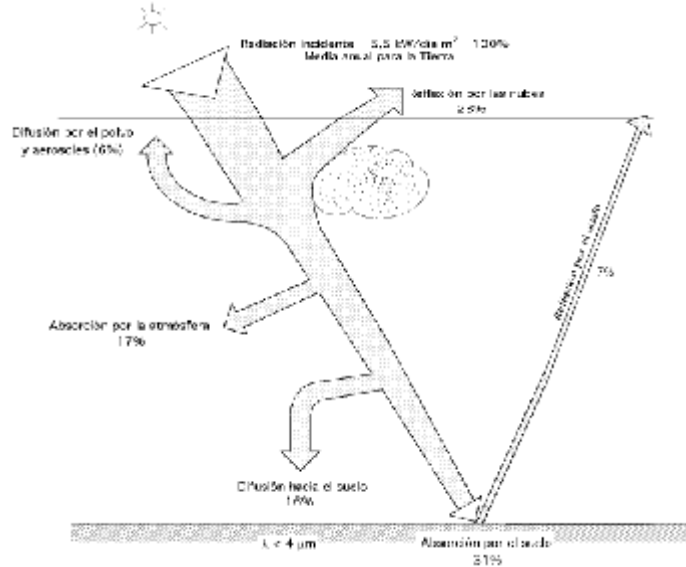
La energía radiante producida en el sol interactúa con la atmósfera y la superficie terrestre. La intensidad de energía real disponible en la superficie terrestre es

menor que la constante solar debido a la absorción y a la dispersión de la radiación que origina la interacción de los fotones con la atmósfera. Entonces, aparecen clasificaciones para la radiación en la superficie terrestre.

- Radiación directa (I_b, H_b): Se recibe directamente del sol sin sufrir ninguna dispersión atmosférica.
- Radiación difusa (I_d, H_d): se recibe del sol después de ser afectada por la dispersión atmosférica.
- Radiación Terrestre: Proviene de objetos terrestres por efectos reflectivos.
- Radiación Total: Es la suma de las radiaciones directa, difusa y terrestre.
- Radiación Global: Es la suma de las radiaciones directa y difusa. No se considera la radiación terrestre (ITESO@,2006).

La cantidad de energía solar disponible en la superficie terrestre es considerablemente menor que la que incide en la parte superior de la atmósfera. En realidad solo el 47% de la energía solar incidente alcanza la superficie terrestre, de forma que el 31% lo hace directamente y el 16% restante lo hace después de ser difundida por el polvo vapor de agua y moléculas de aire. El 53% de la energía solar que no alcanza la superficie terrestre se distribuye así: un 2% es absorbida por la estratosfera, un 15% es absorbida por la troposfera, un 23% es reflejada por las nubes, un 7% es reflejado por el suelo y un 6% es difundido por la atmósfera hacia el cielo.

Ilustración 3 Balance Radiación Solar



UNIVERSIDAD DE CANTABRIA@, 2006

La emisión de energía en el sol puede considerarse constante. La intensidad de energía solar disponible en un punto determinado de la Tierra depende, de forma compleja pero predecible, del día del año, de la hora, de la latitud y de la orientación de la superficie. Sin embargo, las condiciones meteorológicas tienen gran influencia en la radiación, y las variaciones de estas son mucho más difíciles de determinar.

Existen modelos para el cálculo de la radiación directa para días soleados con cielo claro, los cuales tienen en cuenta la absorción de radiación de la atmósfera. Uno de los más comunes es el de la masa de aire o ley de Bourger, el cual establece que (KREITH Y OTROS, 1978):

$$I_b = I_o e^{-km} \tag{2}$$

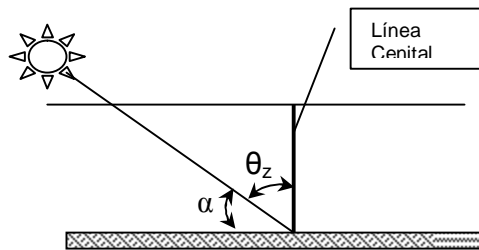
Dónde I_b y I_o son las intensidades de radiación directa terrestre y extraterrestre respectivamente, k es una constante de absorción para la atmósfera y m es un número adimensional conocido como masa de aire. La masa de aire se define como la relación entre la masa atmosférica que atraviesan los rayos solares y la

masa que atravesaría si el sol estuviera directamente perpendicular al plano del piso. Cuando el sol esta directamente vertical $m=1$, cuando la altitud solar es igual a 30° , $m=2$. La masa de aire se define como:

$$m = \sec q_z \quad (3)$$

Donde θ_z es el ángulo cenital, ángulo subtendido entre la línea perpendicular al piso o cenital y la línea de vista del sol.

Ilustración 4 Masa de aire



En general la transmitancia atmosférica esta dada por la siguiente relación (KREITH Y OTROS, 1978):

$$t_{atm} = \frac{I_b}{I_o} = 0.5 \left(e^{-0.65m(z,a)} + e^{-0.095m(z,a)} \right) \quad (4)$$

Donde α es el ángulo de altitud solar, y $m(z, \alpha)$ la masa de aire a una altitud z sobre el nivel del mar.

$$m(z, \alpha) = m(0, \alpha) \frac{P(z)}{P(0)} \quad (5)$$

Donde P es la presión atmosférica y $m(0, \alpha)$ es la masa de aire al nivel mar que esta dado por:

$$m(0, a) = [1229 + (614 \operatorname{sen} a)^2]^{1/2} - 614 \operatorname{sen} a \quad (6)$$

Sin embargo estas ecuaciones solo aplican con cielo claro en una atmósfera estándar ausente de contaminación. Hottel hizo modificaciones a estas ecuaciones para tener en cuenta las partículas de vapor (KREITH Y KREIDER, 1978):

$$t_{am} = a_0 + a_1 e^{-k \operatorname{csc} a} \quad (7)$$

Los factores a_0 , a_1 y k como función de la altitud y la visibilidad se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 1 Coeficientes para el modelo de Hottel

	Altura sobre el nivel del mar					
	0	0.5	1	1.5	2	(2.5) ^a
Modelo de bruma 23km						
a_0	0.1283	0.1742	0.2195	0.2582	0.2915	(0.320)
a_1	0.7559	0.7214	0.6848	0.6532	0.6265	(0.602)
k	0.3878	0.3436	0.3139	0.2910	0.2745	(0.268)
Modelo de bruma 5km						
a_0	0.0270	(0.063)	0.0964	(0.126)	(0.153)	(0.177)
a_1	0.8101	(0.804)	0.7978	(0.793)	(0.788)	(0.784)
k	0.7552	(0.573)	0.4313	(0.330)	(0.269)	(0.249)

^a Los valores en paréntesis son interpolados o extrapolados

KREITH Y OTROS, 1978

Falta entonces estimar la irradiancia difusa para completar el modelo atmosférico. La radiación difusa es más difícil de modelar con precisión, pero es menor en el sentido energético. Generalmente se supone que la radiación difusa proviene homogéneamente de todo el cielo, es decir no tiene una dirección preferencial. Para una superficie horizontal, la transmitancia a la radiación difusa esta dada por (ITESO@,2006):

$$t_d = 0.2710 - 0.2939t_{am} \quad (8)$$

Existen otros modelos para la determinación de la radiación global diaria, como la ecuación de regresión de tipo Angstrom.

$$\frac{H}{H_o} = a + b \frac{S}{S_o} \quad (9)$$

Donde H es la radiación total promedio para el día sobre una superficie horizontal, H_o es la radiación solar extraterrestre, S son las horas reales de brillo solar y S_o las horas posibles de iluminación solar para el día. Las constantes a y b dependen del lugar, el clima y la vegetación y se encuentran en los siguientes rangos:

- $0.1 \leq a \leq 0.54$
- $0.1 \leq b \leq 0.73$

3.1.3 Geometría de la radiación solar

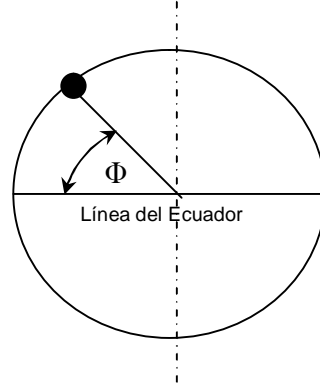
El flujo de energía sobre una superficie depende de la magnitud de la irradiancia y de el ángulo que forme la normal de la superficie respecto de la dirección de propagación de la radiación, es decir del ángulo de incidencia.

$$I_T = I_n \cos q \quad (10)$$

Dónde I_n es la radiación incidente, I_T esa la cantidad de energía que fluye por la superficie y θ es el ángulo de incidencia. El ángulo de incidencia varía con la época del año, la hora del día, la orientación e inclinación de la superficie y la latitud. Cada una de estas variables se define con ángulo.

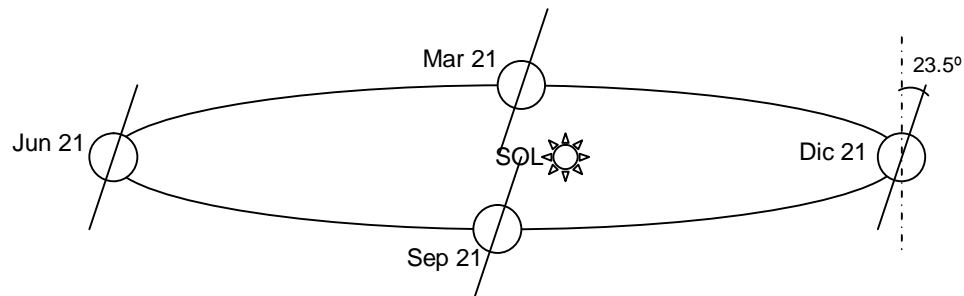
- Latitud geográfica (Φ): Posición angular del lugar donde se encuentre el plano, respecto al Ecuador. Es positivo en el hemisferio norte. ($-90^\circ \leq \Phi \leq 90^\circ$).

Ilustración 5 Esquema Latitud



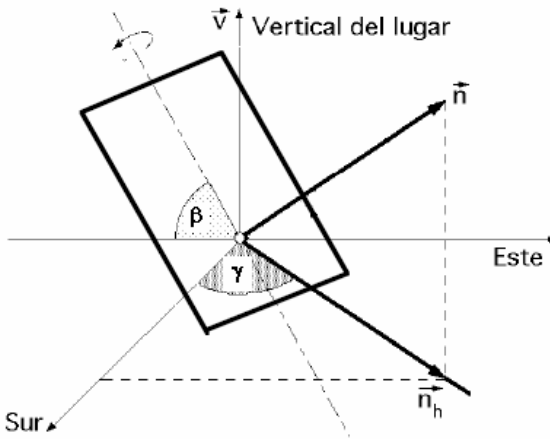
- Declinación Solar (δ): Posición angular del sol al medio día, respecto al plano del Ecuador, es positivo hacia el norte. La causa de este ángulo es la inclinación que tiene la tierra respecto al eje terrestre de rotación de 23.45° . Esta inclinación determina la existencia de las estaciones y las distintas duraciones de los días. ($-23.5^\circ \leq \delta \leq 23.5^\circ$).

Ilustración 6 Declinación Solar



- Pendiente del plano (β): Inclinación respecto a la horizontal. Si $0^\circ \leq \beta \leq 90^\circ$ la superficie ve hacia arriba, si $90^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$ la superficie ve hacia abajo.
- Acimut de la superficie (γ): Ángulo que forma la proyección de la normal de la superficie respecto al meridiano local. Es positivo cuando se mide del sur hacia el este y negativo cuando se mide desde el sur hacia el oeste.

Ilustración 7 Ángulos posición superficie



Adaptado de UNIVERSIDAD DE CANTABRIA@, 2007

- Ángulo horario (ω): Desplazamiento angular del meridiano local, debido a la rotación de la tierra a la velocidad angular de 15° por hora. Es el ángulo formado en el polo por la intersección entre el meridiano del observador y el meridiano del sol. Se expresa en grados o en horas, una hora es igual a 15° .

El tiempo utilizado en todas las relaciones de ángulos solares es el tiempo solar, este no coincide con el tiempo estándar. La relación del tiempo solar con el tiempo estándar es la siguiente.

$$hora_solar = hora_estandar + 4(L_{st} - L_L) + E \quad (11)$$

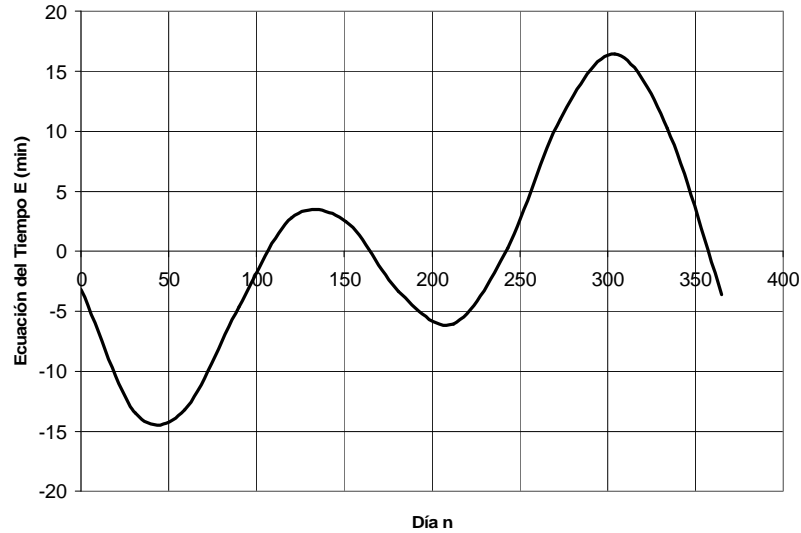
Donde L_{st} es la longitud del meridiano de referencia y L_L la longitud del meridiano local. El factor de corrección E , o ecuación de tiempo se encuentra como:

$$E = 9.87 \text{sen}2B - 7.53 \text{cos} B - 1.5 \text{sen}B \quad (11)$$

Donde B es:

$$B = \frac{360(n - 81)}{364}$$

Ilustración 8 Ecuación del tiempo



Los ángulos anteriores se relacionan para encontrar el coseno del ángulo de incidencia:

$$\begin{aligned} \cos q &= \operatorname{sen} d \cdot \operatorname{sen} f \cdot \operatorname{sen} b - \operatorname{sen} d \cdot \cos f \cdot \operatorname{sen} b \cdot \cos g \\ &+ \cos d \cdot \cos f \cdot \cos b \cdot \cos w + \cos d \cdot \operatorname{sen} f \cdot \operatorname{sen} b \cdot \cos g \cdot \cos w \\ &+ \cos d \cdot \operatorname{sen} b \cdot \operatorname{sen} g \cdot \operatorname{sen} w \end{aligned} \quad (12)$$

Esta expresión se simplifica para una superficie horizontal, obteniéndose.

$$\cos q = \operatorname{sen} d \cdot \operatorname{sen} f + \cos d \cdot \cos f \cos w \quad (13)$$

3.1.4 Medición de la radiación solar

El cálculo de la radiación solar teórica no basta en muchas aplicaciones. Para estos casos es necesario hacer mediciones directas para encontrar valores de la energía incidente sobre una superficie. El instrumento más utilizado para estas mediciones es un piranómetro, el cual permite determinar la irradiancia global.

El tipo más común de piranómetros, consiste en dos sensores de temperatura, uno de ellos expuesto a la radiación solar y el otro, protegido de la radiación. Si los dos sensores se encuentran en condiciones similares en todo, menos en el hecho

de estar expuestos a la radiación, hay una diferencia de temperatura entre ellos. La hipótesis de trabajo de un piranómetro, es que la irradiancia es directamente proporcional a la diferencia de temperatura entre ambos sensores. Para evitar ruido en las lecturas, causado por el viento y otros factores meteorológicos, el sensor expuesto a la radiación suele estar protegidos por un hemisferio de vidrio. Este hemisferio, de características ópticas adecuadas, permite el paso de la radiación, pero evita el enfriamiento por viento, lo cual puede alterar la lectura.

Ilustración 9 Esquema de un piranómetro



ITESO@,2006

Para absorber la energía solar se requiere de dispositivos llamados colectores. La energía que se adquiere se utiliza en procesos térmicos para transferir calor a un medio o en procesos fotovoltaicos para obtener energía eléctrica.

3.2 CALENTADORES SOLARES

Los calentadores solares conocidos también como sistemas térmicos solares recolectan la energía solar para calentar un fluido. Están compuestos generalmente por: un colector y un tanque de almacenamiento. El colector constituye el principal criterio de clasificación.

3.2.1 Componentes un sistema de calentamiento solar

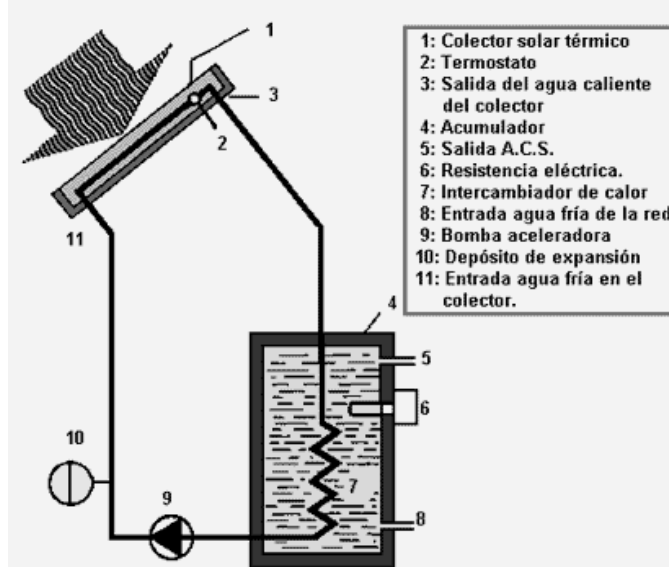
Los sistemas de calentamiento de agua pueden diferir en cuanto a los elementos que los componen, los principios de funcionamiento de dichos elementos y su

disposición espacial. Sin embargo se pueden identificar ciertos elementos comunes a la mayoría de los sistemas de calentamiento.

- Colector solar térmico: Capta la energía calorífica del sol. En otras palabras transforma la energía solar incidente en otra forma de energía útil. Existen diferentes tipos de colectores solares pero los más comunes son los de placa plana y los de tubos de vacío.
- Acumulador: Almacena el agua que se pretende calentar. Consiste de un tanque aislado térmicamente. En cuyo interior puede encontrarse el intercambiador de calor.
- Intercambiador de calor: Permite transmitir el calor que absorbe el líquido caloportador² en el colector al agua contenida en el acumulador.
- Sistema de bombeo: Garantiza la circulación del fluido caloportador entre el colector y el intercambiador de calor.
- Sistema de Tuberías: conduce los flujos de los líquidos y permite las uniones entre las partes del sistema.
- Sistema de Respaldo: Consiste en un elemento adicional, como resistencia eléctrica, que entra en funcionamiento cuando la captación de radiación solar es insuficiente para suplir la demanda.
- Elementos de control y seguridad: Hacen posible mantener ciertas variables del sistema en niveles establecidos.

² Caloportador: Transporta calor

Ilustración 10 Componentes de un calentador solar de agua



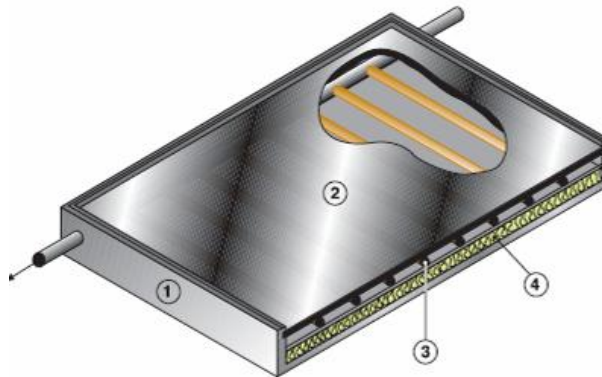
GARBITEK@,2006

3.2.2 Colector de Placa Plana

El tipo de colector más popular es el de placa plana. Consiste en una caja aislada y hermética para soportar las adversidades del clima. En la parte superior tiene una cubierta transparente de plástico o vidrio que favorece el efecto invernadero al permitir que pasen los rayos del sol y evitar pérdidas de calor por convección (GARBITEK@,2006). Una placa absorbente se ubica debajo de la cubierta. Esta placa tiene un recubrimiento oscuro que incrementa el poder de absorción.

Un sistema de tuberías se ubica debajo o encima de la placa absorbente. Por estos conductos corre el fluido caloportador, que puede ser un refrigerante, agua con un anticongelante o inclusive el agua que se pretende calentar. El fluido entra frío, adquiere el calor absorbido de la radiación y sale con una temperatura más alta.

Ilustración 11 Colector de Placa Plana



1. Caja o cubeta soportadora del conjunto
2. Cristal
3. Tubos conductores del fluido transportador del calor captado
4. Aislante térmico

EVE@, 2006

3.2.3 Colector de tubos de vacío

El colector de tubos consiste en una serie de cámaras cilíndricas de vidrio atravesadas en su interior por un tubo. El fluido caloportador pasa por el tubo y adquiere el calor de proveniente de la radiación. Es común, que su funcionamiento se base en el principio de concentración (GARBITEK@,2006). Su ventaja principal es la disminución de las pérdidas de calor por convección. Además, la radiación directa y la radiación difusa se absorben gracias a la superficie reflectante curva de los tubos de vidrio, y se concentran en el punto central de la cámara, transfiriendo el calor de radiación al tubo.

Ilustración 12 Colector de Tubos de Vacío



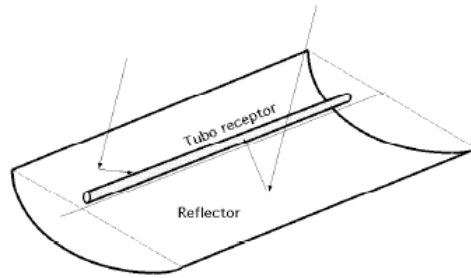
GARBITEK@,2006

3.2.4 Colectores Concentradores

Los colectores de placa plana no resultan apropiados en aplicaciones, de carácter industrial principalmente, en las que se requiere que la energía sea entregada a altas temperaturas. En estos casos, se necesita incrementar la intensidad de radiación, disminuyendo el área donde ocurren las pérdidas de calor y utilizando un dispositivo óptico para concentrar los rayos del sol. Este es el principio de funcionamiento de los colectores concentradores.

Los colectores concentradores tienen como ventaja la obtención de temperaturas más altas, sin embargo presentan ciertos retos técnicos. Deben orientarse permanentemente hacia el sol para recibir la radiación directa. Además se requiere un acabado de buena calidad y larga duración en las superficies del sistema óptico. Finalmente, la conductividad de los aislamientos debe ser muy baja, ya que las diferencias de temperatura con el ambiente aumentan. Todas estas dificultades incrementan los costos de este tipo de colectores y, por eso, son poco usados.

Ilustración 13 Principio de concentración

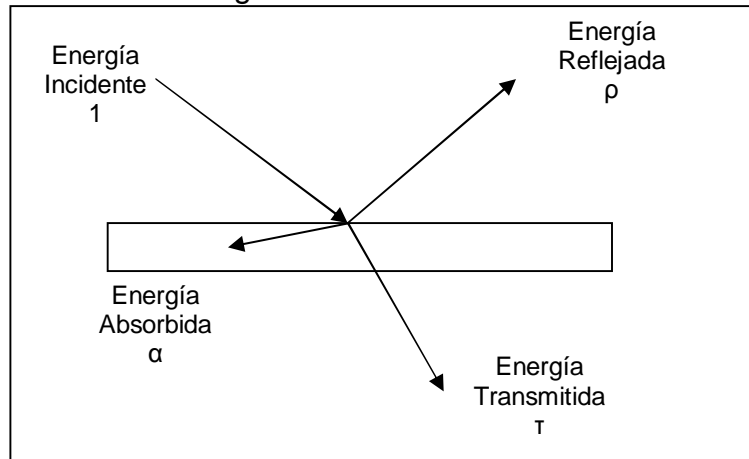


UNIVERSIDAD DE CANTABRIA@, 2006

3.2.5 Superficies para absorción

Cuando la energía radiante llega a una superficie, parte es reflejada, parte es absorbida por el material y parte se transmite a través de él. Estas fracciones de energía son coeficientes que dependen del material; además de la longitud de onda y el ángulo de incidencia de la radiación. Cuando no se especifica la longitud de onda, se supone que el coeficiente al que se refiere es global.

Ilustración 14 Distribución energía incidente



- Coeficiente de absorción o absorptancia (α): Fracción de la energía que es absorbida por el material.
- Coeficiente de transmisión o transmitancia (τ): Fracción de energía que se transmite a través del material.

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

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

$$a + t + r = 1 \quad (14)$$

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

$$a + r = 1 \quad (15)$$

Existe otro concepto que es el de emisividad, la cual es una relación entre la energía que emite la superficie a cierta temperatura y la que emite un cuerpo negro a la misma temperatura.

$$e = \frac{E(T)}{E_b(T)} \quad (16)$$

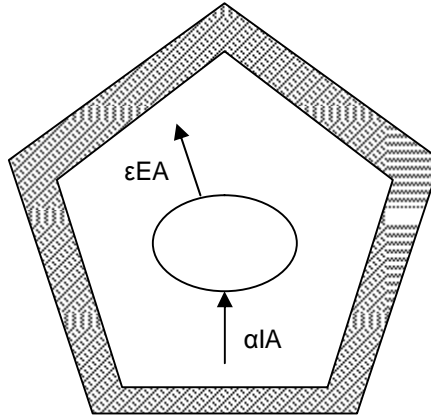
La energía que radia un cuerpo negro a cierta temperatura es la siguiente:

$$E_b(T) = sT^4 \quad (17)$$

$$s = 5.6697 * 10^8 \text{ W / m}^2 \text{ K}^4$$

Utilizando la ley de Kirchhof puede encontrarse una relación entre emisividad y el coeficiente de absorción. Supóngase un cuerpo que emite y tiene una superficie A. Dicho cuerpo se encuentra encerrado en un recinto con superficies perfectamente negras.

Ilustración 15 Ley de Kirchof



Cuando se alcanza el equilibrio térmico la energía radiada por el cuerpo es igual a la que recibe de las paredes del recinto.

$$eEA = aGA \quad (18)$$

Si el cuerpo dentro del recinto fuera negro, es decir un emisor ideal y un absorbedor ideal ($\epsilon=1$, $\alpha=1$).

$$EA = GA \quad (19)$$

Si se utiliza la definición de emisividad,

$$e = \frac{aG}{G} = a \quad (20)$$

De esta manera se encuentra que para un cuerpo en equilibrio térmico la emisividad es igual al coeficiente de absorción. En la tabla se muestran emisividades para distintos materiales.

3.2.6 Características de medios transparentes

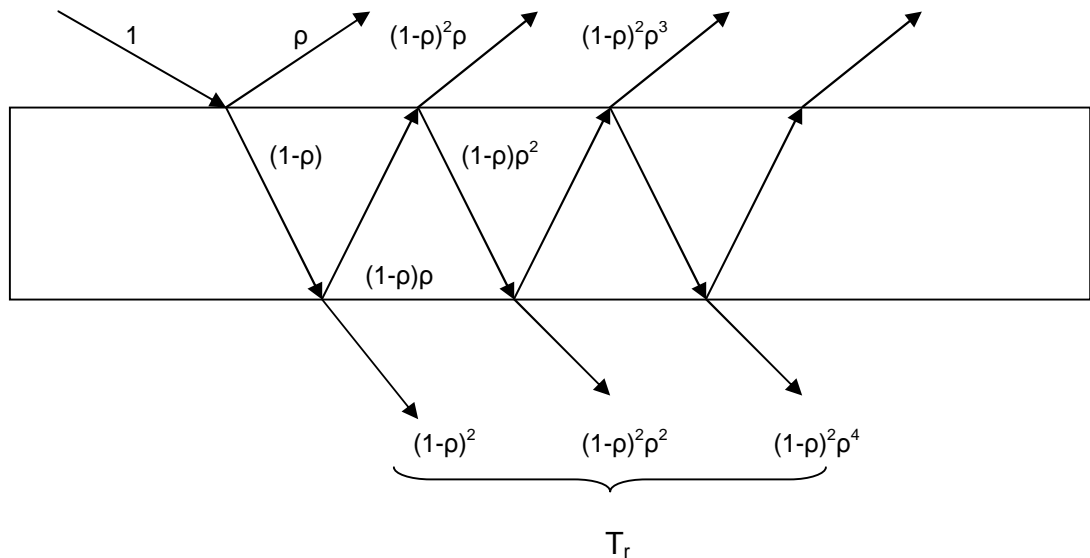
Los medios transparentes son aquellos que pueden transmitir parte de la radiación que reciben. Para las cubiertas de los colectores solares se requiere que la transmitancia sea máxima, por lo tanto se requiere una reflectancia baja.

La reflectancia de un medio transparente se expresa como una función del índice de refracción, mediante la siguiente expresión (LUNDE, 1980):

$$r = \left(\frac{n-1}{n+1} \right)^2 \quad (21)$$

La transmitancia es, en parte, una función de la reflectancia, sin embargo debe considerarse que en el espesor de la película sufren múltiples reflexiones.

Ilustración 16 Coeficiente de transmisión de un medio transparente



Entonces la transmitancia como una función de la reflectancia se expresa mediante la serie.

$$t_r = (1-r)^2 + (1-r)^2 r^2 + (1-r)^2 r^4 + \dots = (1-r)^2 \sum_{i=0}^{\infty} r^{2i} \quad (22)$$

Esta serie converge a.

$$t_r = \frac{1-r}{1+r} \quad (23)$$

Para un número n de cubiertas se tiene que:

$$t_r = \frac{1-r}{1+(2n-1)r} \quad (24)$$

Sin embargo esta es la transmitancia para un rayo de luz polarizado. Si se tiene un rayo de luz no polarizado, se promedian dos componentes (WIEDER, 1982).

$$t_r = \frac{1}{2} \left[\frac{1-r_1}{1+(2n-1)r_1} + \frac{1-r_2}{1+(2n-1)r_2} \right] \quad (25)$$

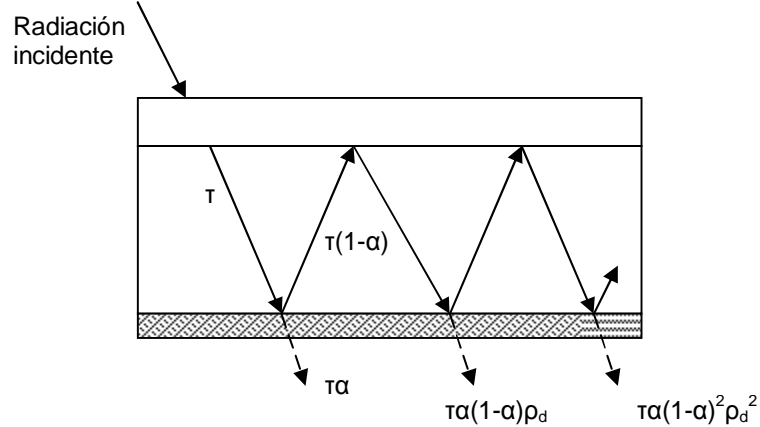
También es común encontrar tabulada la transmitancia globales para distintos medios transparentes.

Como se había mencionado, la transmitancia es una función de la longitud de onda. Un material puede ser transparente a ciertas longitudes de onda y opaco a otras. Esto se conoce como la transmitancia espectral del material.

3.2.7 Eficiencia óptica de un colector solar de placa plana

La radiación que incide en la superficie de un colector debe atravesar primero la cubierta y luego debe ser absorbida por la placa. La cantidad de radiación que finalmente es absorbida depende de las propiedades de la cubierta y de la placa.

Ilustración 17 Radiación absorbida por la placa



La fracción de energía incidente que efectivamente es absorbida por la placa se conoce como el producto transmitancia – absorptancia efectivo ($\tau\alpha$).

$$(\tau\alpha) = \tau\alpha \sum_{i=0}^{\infty} [1(1-\alpha)r_d]^i = \frac{\tau\alpha}{1 - (1-\alpha)r_d} \quad (26)$$

Dónde τ es el coeficiente de transmisión de la cubierta, α el coeficiente de absorción de la placa y ρ_d es el coeficiente de reflexión difusa, el cual depende del número de cubiertas así (ITESO@,2007):

- $\rho_d = 0.16$ para una cubierta.
- $\rho_d = 0.24$ para dos cubiertas.
- $\rho_d = 0.29$ par tres cubiertas.

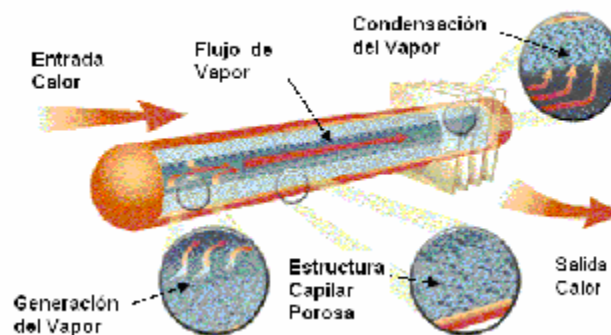
La eficiencia óptica se refiere a la fracción de energía incidente que es absorbida por la placa y es igual al producto transmitancia-absorptancia efectivo.

3.3 TUBOS DE CALOR

Un tubo de calor es un dispositivo de alta capacidad de conducir calor, gracias al aprovechamiento que se hace del calor latente de vaporización. Consiste de un contenedor metálico sellado dentro del cual se encuentra un fluido de trabajo al vacío. Al aplicar calor en un extremo del tubo de calor (evaporador), el fluido se evapora. El vapor se desplaza al sector más frío del tubo (condensador), a través del núcleo, en donde se condensa y entrega el calor. El líquido viaja de nuevo al evaporador por una estructura capilar que es contigua a las paredes del tubo. El tubo de calor puede tener también en el medio una zona a través de la cual no se transfiere calor, la cual se conoce como zona adiabática. Los componentes típicos de los tubos de calor son: el contenedor, la estructura capilar, el fluido y accesorios adicionales.

Los accesorios adicionales se incluyen, de acuerdo a las condiciones de operación y para poder realizar el proceso de carga. El tubo debe tener algún mecanismo que permita acceder a su interior, para generar el vacío previo a la carga e introducir el fluido de trabajo. Además, puede ser necesario un termopozo³ que permita realizar mediciones de temperatura.

Ilustración 18 Esquema del funcionamiento de un tubo de calor



SCHOOL OF ENGINEERING AND ELECTRONICS@,2006

³ Termopozo: Funda hecha de material conductor que sirve para separar el sensor de temperatura del medio de medición.

3.3.1 Ventajas y aplicaciones

Los tubos de calor suelen ser utilizados en situaciones en las que: la fuente de calor y el sumidero deben estar separadas, es necesario incrementar la conductividad de un sólido, o se quiere esparcir el calor en una superficie. Su capacidad de transferencia de calor puede ser muchas veces mayor que la del conductor sólido. Esto se traduce en una resistencia térmica pequeña y permite la separación del evaporador y el condensador sin un aumento significativo en la caída de temperatura a lo largo del tubo (PETERSON, 1994).

La temperatura de la superficie del condensador se mantiene relativamente constante, aún con incrementos en el flujo de calor; ya que lo que sucede es que más vapor se condensa a la temperatura inicial. Por lo anterior, los tubos de calor son considerados elementos isotérmicos de baja impedancia térmica (DUNN y OTROS, 1978).

El ciclo bifásico en el que operan los tubos de calor favorece cortos tiempos de respuesta. Estos son menores que otros aparatos para la transferencia de calor y no son función de la longitud.

Los tubos de calor son partes inmóviles y son casi libres de mantenimiento. Sin embargo, debe prestarse atención en su diseño y manufactura para lograr un buen desempeño. Hay dos aspectos de la manufactura de especial cuidado: la limpieza y el sellado. Un defecto en la primera puede generar gases no condensables que significan la pérdida de funcionalidad de un tramo del tubo; y un defecto de la segunda se traduce en un fallo definitivo del tubo. También existen condiciones de uso que pueden reducir la vida útil de los tubos de calor como: vibración, impactos fuertes, choque térmico y ambientes corrosivos.

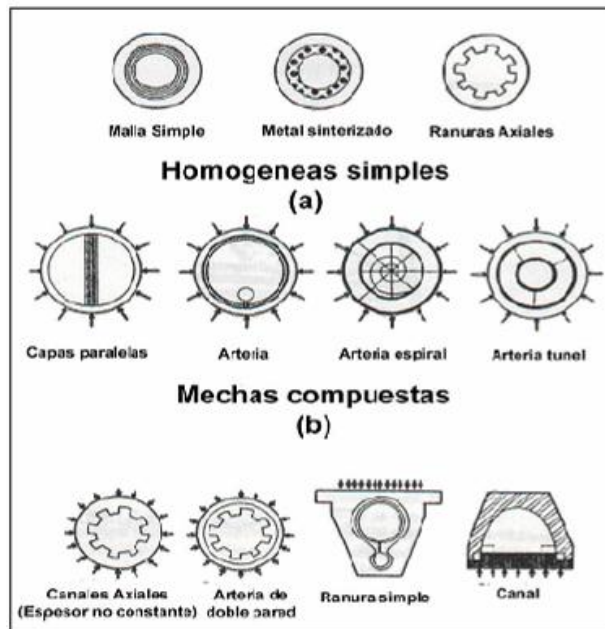
3.3.2 Componentes de los tubos de calor

Los tubos de calor tienen tres componentes básicos: el contenedor, la estructura capilar y el fluido de trabajo. Las variaciones de estos elementos dan lugar a un número infinito de configuraciones, cada una de las cuales puede tener una aplicación específica.

- Contenedor: es el recipiente que conforma el cuerpo del tubo de calor. Constituye la estructura para incorporar la malla y los demás aditamentos. El contenedor permite aislar el fluido del medio ambiente, por lo cual se requiere que sea hermético.
- Estructura capilar o mecha: el mecanismo que permite realizar el transporte del líquido de la zona de condensación a la zona de evaporación y además cumple la función de distribuir geoméricamente el espacio interno para permitir la óptima operación. Existen distintos tipos de estructuras capilares o mechas, las más comunes son: sinterizada, ranuras maquinadas en la pared del tubo, tubos capilares periféricos, capas paralelas, arterias, mallas de alambre (PETERSON,1994). Los esquemas de estas estructuras capilares y posibles combinaciones se muestran en la Ilustración 19.

Cada tipo de mecha tiene sus ventajas y desventajas, por lo tanto su selección depende de la aplicación. La estructura capilar debe tener ciertas características: capilaridad, mojabilidad, permeabilidad y alta conductividad térmica. El límite de capilaridad de la mecha, junto con la longitud del tubo y su inclinación, determinan la rata a la cual el líquido regresa al evaporador.

Ilustración 19 Estructuras Capilares para tubos de calor



APPLEBY Y OTROS, 2003

- Fluido de trabajo: El fluido de trabajo debe ser condensable. Su selección se realiza de acuerdo al rango de operación del tubo, y su compatibilidad con el contenedor y la malla. Cada fluido de trabajo tiene un rango de temperatura en el que es funcional y presenta compatibilidad química con ciertos metales de los que puede ser fabricado el contenedor. La incompatibilidad del material del contenedor y el fluido de trabajo puede producir corrosión, lo que conduciría a la falla del tubo de calor; o la producción de gases no condensables lo que reduce el desempeño del tubo. Existen tres rangos generales de aplicación de los fluidos de trabajo: fluidos criogénicos o para temperaturas bajas como el helio, neón y nitrógeno; fluidos operación en temperaturas medias como el agua, el metanol, el etanol y los freones; y finalmente, fluidos para temperaturas altas como el potasio, el litio y el sodio (PETERSON, 1994). Además del rango de operación, se deben considerar otros aspectos en la selección del fluido, como: alto calor latente de vaporización, alta tensión superficial, alta densidad del líquido, baja viscosidad del líquido, alta conductividad térmica

y buena estabilidad térmica química. Esta última es muy importante, ya que se refiere a la posible degradación del fluido al someterlo a ciertas temperaturas. Los calores de vaporización altos permiten el transporte de grandes cantidades de calor con bajos flujos máscicos y así mantienen una caída de presión pequeña dentro del tubo. La buena conductividad térmica minimiza el gradiente de temperatura radial y reduce la posibilidad de núcleos de ebullición. La baja viscosidad minimiza la resistencia al flujo y la alta tensión superficial evita que partículas de líquido sean arrastradas por el vapor.

3.3.3 Límites de transferencia de calor

Las características particulares de diseño de cada tubo de calor, establecen ciertos límites en cuanto al flujo de calor máximo que este puede transmitir. Cuando estos límites se superan el desempeño del tubo se ve drásticamente reducido.

- Límite de secado: Concierno al mínimo volumen de fluido de trabajo que se requiere para mantener una rata específica de transferencia de calor.
- Límite capilar: Es el mayor flujo de calor que puede ser mantenido por la presión capilar de la mecha en el tubo. La presión capilar balancea la diferencia entre la presión de vapor y la del líquido. A lo largo del tubo la presión del vapor es mayor que la presión del líquido, excepto en el punto mojado, donde se igualan, (SILVERSTEIN, 1992). La presión capilar se desarrolla en los poros de la mecha y se calcula como:

$$\Delta P_c = \frac{2 \cdot \sigma \cdot \cos \theta}{r_c} \quad (27)$$

Donde, σ es la tensión superficial, θ es el ángulo de contacto y r_c el radio capilar de la mecha. El tubo de calor funciona correctamente siempre que la diferencia de presión entre el líquido y el vapor sea inferior o igual a la

presión capilar. Si esto no es así, se destruye la interfase líquido – vapor, produciéndose secado y sobrecalentamiento del evaporador (APPLEBY Y OTROS; 2003). El flujo de calor límite puede aumentarse con una reducción de los poros de la malla; sin embargo debe tenerse cuidado ya que esto reduce la permeabilidad.

El límite capilar se encuentra como:

$$q_c = \frac{\left[\frac{2 \cdot S \cdot \cos q \pm r_l \cdot g (d_v \cdot \cos y + L \cdot \sin y) \right]}{r_c}}{\left[\frac{C \cdot (f_v \text{Re}_v) \cdot m_v}{2 \cdot (r_{b,v})^2 \cdot A_v \cdot r_v \cdot h_{fg}} + \frac{m_L}{K \cdot A_w \cdot h_{fg} \cdot r_l} \right]} L_{eff} \quad (28)$$

En esta ecuación el signo de la aceleración de la gravedad, es positivo si el tubo tiene el evaporador en la parte inferior y negativo en caso contrario. Ψ es el ángulo que forma el tubo con la horizontal y L_{eff} es la longitud efectiva del tubo.

$$L_{eff} = 0.5L_e + L_a + 0.5L_c \quad (29)$$

Los términos C y $(f_v \text{Re}_v)$ son función de los números adimensionales Mach y Reynolds para el vapor, y pueden tomar los siguientes valores (PETERSON, 1944).

Para $\text{Re}_v < 2300$ y $\text{Ma}_v < 0.2$.

$$(f_v \text{Re}_v) = 16 \quad C = 1.00$$

Para $\text{Re}_v < 2300$ y $\text{Ma}_v > 0.2$.

$$(f_v \text{Re}_v) = 16 \quad C = \left[1 + \left(\frac{g_v - 1}{2} \right) \text{Ma}_v^2 \right]^{-1/2} \quad (30)$$

Para $\text{Re}_v > 2300$ y $\text{Ma}_v < 0.2$.

$$(f_v \text{Re}_v) = 0.038 \left(\frac{2 \cdot r_{b,v} \cdot q_c}{A_v \cdot m_v \cdot h_{fg}} \right) \quad C = 1.00$$

Donde γ_v es la razón de calores específicos, $r_{b,v}$ es el radio hidráulico del vapor, q_c es el calor transferido, A_v es el área transversal por la que fluye el vapor, μ_v es la densidad del vapor. La razón de calores específicos es igual 1.67, 1.4 y 1.33 para vapores monoatómicos, biatómicos y poliatómicos respectivamente. Los números de Reynolds y Mach para el vapor se definen como (PETERSON, 1944):

$$\text{Re}_v = \frac{2 \cdot r_{b,v} \cdot q_c}{A_v \cdot m_v \cdot h_{fg}} \quad (31)$$

$$\text{Ma}_v = \frac{q_c}{A_v r_v h_{fg} \sqrt{R_v \cdot T_v \cdot g_v}} \quad (32)$$

Donde ρ_v es la densidad del vapor, R_v es la constante particular del gas y T_v es la temperatura del vapor. Como los números de Reynolds y Mach dependen del flujo de calor límite por capilaridad se debe desarrollar un proceso iterativo para encontrar el valor de éste.

- Límite de arrastre: Los flujos de vapor y líquido dentro del tubo son en direcciones opuestas, la interacción de estos genera una fuerza de arrastre sobre el líquido debido a una mayor velocidad en el vapor. La tensión superficial se encarga de balancear esta fuerza, pero existe un flujo de calor límite con el que se alcanzan velocidades de vapor capaces de arrastrar gotas de líquido. La cantidad de líquido que llega al evaporador disminuye y este se seca y sobrecalienta (SILVERSTEIN, 1992). El modelo de cálculo para el límite de arrastre es (PETERSON, 1994):

$$q_a = A_v \cdot h_{fg} \cdot \left(\frac{s \cdot r_v^2}{2 \cdot r_{b,w}} \right)^{1/2} \quad (33)$$

Donde $r_{b,w}$ es el radio hidráulico de la malla.

$$r_{b,w} = \frac{A_w}{p(d_v + d_i)} \quad (34)$$

- Límite de ebullición: Flujo de calor al cual un manto de vapor bloquea la superficie de retorno del líquido. Cuando la temperatura máxima del líquido, contacto con la pared del contenedor, aumenta supera cierto valor se liberan burbujas de vapor, comenzando así la ebullición. Estas burbujas se forman en cavidades microscópicas del material, llamadas núcleos, donde se pueden acumular vapores y gases no condensables (SILVERSTEIN, 1992). El flujo de calor al cual inicia este fenómeno se llama límite de ebullición y se puede encontrar mediante la siguiente expresión (PETERSON, 1994).

$$q_e = \left(\frac{2 \cdot p \cdot L_e \cdot k_{eff} \cdot T_v}{h_{fg} \cdot r_v \cdot \ln\left(\frac{r_i}{r_v}\right)} \right) \left(\frac{2 \cdot s}{r_n} - \Delta P_{c,m} \right) \quad (35)$$

Donde k_{eff} es la conductividad efectiva de la mecha, r_n es el radio de núcleo de formación de burbujas y $\Delta P_{c,m}$ es la diferencia de presión capilar máxima. El radio de núcleo de formación de burbujas puede tomar valores entre $2.57 \cdot 10^{-7}$ y $2.57 \cdot 10^{-5}$ (PETERSON, 1994).

- Límite sónico: El flujo de calor transportado por un tubo de calor, es proporcional a la velocidad del vapor dentro del tubo. Cuando se incrementa la rata de transferencia de calor, se incrementa la generación de

vapor y la velocidad del mismo. La velocidad máxima del vapor es la del sonido, al alcanzarla el flujo de calor no puede aumentar más y llega a un límite. El flujo de calor máximo que puede transferirse a cierta temperatura, se encuentra utilizando la ecuación (PETERSON, 1994).

$$q_s = 0.474 \cdot h_{fg} \cdot A_v \cdot \sqrt{r_v P} \quad (36)$$

- Límite viscoso: Se presenta cuando las fuerzas viscosas dentro de la región de vapor llegan a ser mayores que el gradiente de presión, estancando el fluido. Este límite es común en tubos de calor criogénicos, con condensadores extremadamente largos o que arrancan en un estado de congelación. El modelo matemático para determinar el flujo de calor al cual comienza el estancamiento es el siguiente (PETERSON, 1994).

$$q_v = \frac{d_i^2 \cdot h_{fg} \cdot A_v \cdot P_v \cdot r_v}{64 \cdot m_v \cdot L_e} \quad (37)$$

- Límite termodinámico: Se refiere a las condiciones en las cuales el dispositivo pierde la característica de bifásico, es decir que toda la sustancia en el interior se encuentra en fase vapor o en fase líquida. Las condiciones de presión y temperatura a las cuales esto sucede se determinan de acuerdo con los diagramas de fase de la sustancia de trabajo.

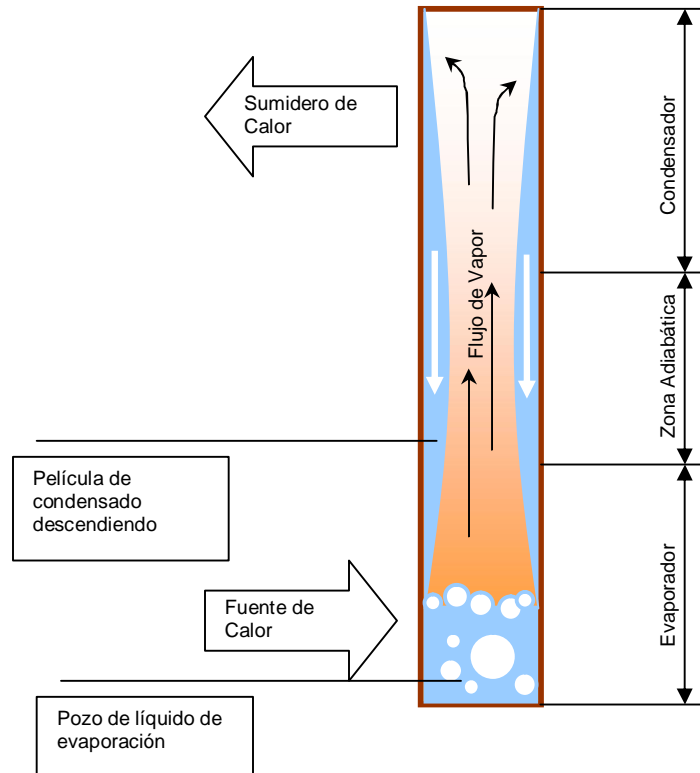
3.3.4 Variaciones de los tubos de calor

Existe una clasificación básica de los tubos de calor, la cual se presenta a continuación:

- Termosifones bifásicos: Son conocidos comúnmente como tubos de calor asistidos por gravedad o tubos de calor sin malla. En ellos el líquido viaja

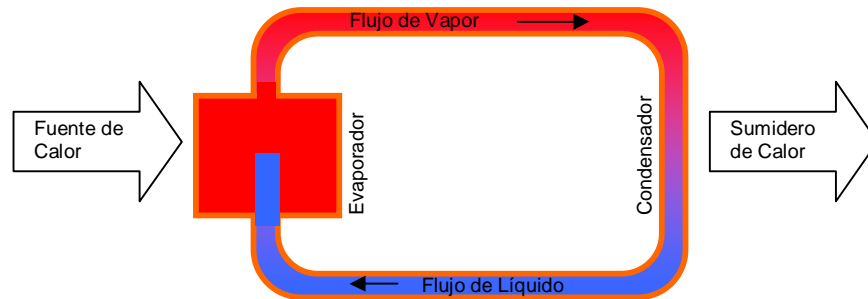
del condensador al evaporador deslizándose por la pared del contenedor, en la pared se forma una película de líquido. Por esta razón, los termosifones bifásicos están restringidos a tener el evaporador en la parte inferior y el condensador en la parte superior.

Ilustración 20 Esquema de operación de un termosifón



- Tubos de calor de circuito cerrado: En esta clasificación están incluidos los tubos de circuito cerrado de bombeo capilar (CPL), termosifones de circuito cerrado (LTS) y tubos de calor de circuito cerrado (LHP). Los LTS son asistidos por la gravedad, en cambio los CPL y LHP pueden operar en contra de esta. La característica principal de esta clase de tubos de calor es que el flujo del vapor y el líquido van en la misma dirección. En cambio en los tubos de calor y termosifones estos flujos son contrarios, generando limitaciones en la transferencia de calor.

Ilustración 21 Esquema de operación de un tubo de calor de circuito cerrado



Generalmente los tubos de circuito cerrado tienen una reserva de líquido para el proceso de arranque y durante la operación normal. La ubicación de dicha reserva es lo que diferencia a los CPL y LHP. En los primeros la reserva de líquido se encuentra alejada del evaporador, permitiendo construir arreglos con varios condensadores y/o evaporadores en serie o paralelo. Esta condición presenta una desventaja, la reserva debe precalentarse antes del arranque, para que puedan llenarse las mechas de los evaporadores de líquido.

En los LHP la reserva esta conectada al evaporador, por una unión capilar, permitiendo una regulación automática de la conductancia del tubo acorde con el flujo de calor. Los LHP no necesitan precalentamiento antes la operación (APPLEBY y OTROS).

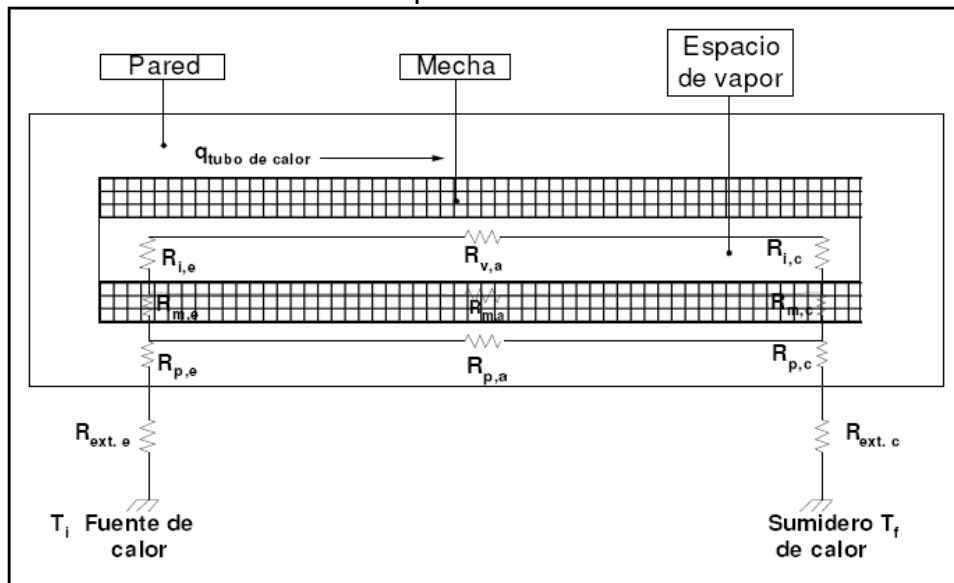
- Termosifón inverso o antigravitacional: Los termosifones tradicionales funcionan asistidos por la gravedad. Se ha desarrollado una clase especial de termosifón en el que el evaporador esta por encima del condensador. En este dispositivo una bomba de vapor regresa el condensado al evaporador. Esta bomba consiste en un tubo con el extremo superior sumergido en el condensado y con una apertura al evaporador en el extremo superior. La bomba requiere de una pequeña entrada de calor para operar, ya que se debe crear una mezcla de dos fases con densidad lo suficientemente

pequeña para ser obligada a retornar al evaporador (GIRALDO y OTROS, 1988).

3.3.5 Modelo de cálculo de la resistencia térmica equivalente

La resistencia térmica equivalente del tubo de calor se compone de once resistencias como se muestra:

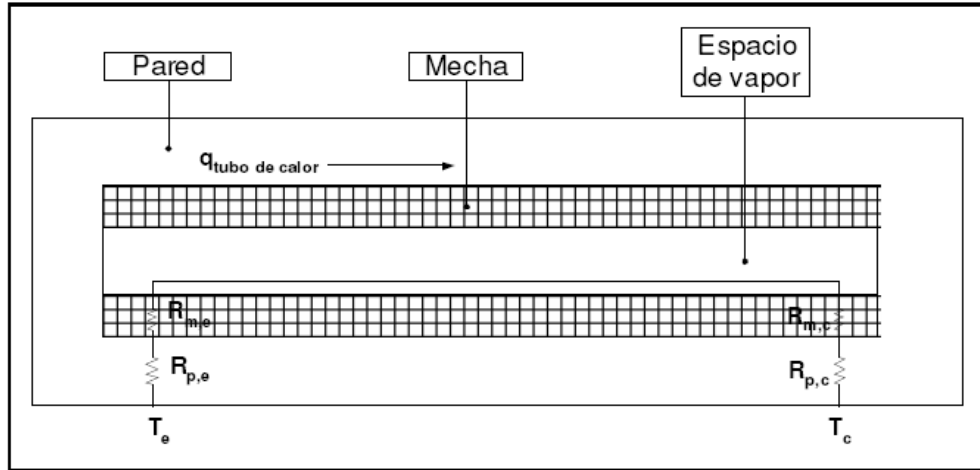
Ilustración 22 Resistencia térmica equivalente de un tubo de calor



Adaptado de PETERSON, 1994

Este circuito puede simplificarse al eliminar términos que tienen comparativamente poca significación como: las resistencias en la región adiabática y las resistencias en las interfases líquido vapor. Así quedan únicamente, la resistencia radial de la pared (R_p) y la resistencia de la combinación líquido malla (R_m) (PETERSON, 1994). Las resistencias externas dependen de la aplicación, estas no se tienen en cuenta cuando se analiza únicamente el tubo de calor y se tienen en cuenta las temperaturas sobre la superficie de este.

Ilustración 23 Resistencia térmica equivalente simplificada



Adaptado de PETERSON, 1994

Una vez realizadas las simplificaciones la resistencia térmica equivalente es igual a (PETERSON, 1994):

$$R_{eq} = R_{p,e} + R_{m,e} + R_{p,c} + R_{m,c} \quad (38)$$

Cada resistencia en la sección de evaporación tiene una resistencia análoga en la sección de condensación. El cálculo de resistencias análogas se realiza con la misma ecuación. Para el caso de las resistencias de la pared se utiliza la ley de Fourier:

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{d_{o,p}}{d_{i,p}}\right)}{2\pi L K_p} \quad (39)$$

Donde $d_{o,p}$ y $d_{i,p}$ son el diámetro externo e interno del tubo respectivamente, L es la longitud del evaporador o el condensador y K_p es la conductividad de la pared.

La resistencia térmica equivalente de la combinación líquido mecha se calcula de manera similar utilizando una conductividad térmica efectiva del líquido y la mecha.

$$R_p = \frac{\ln\left(\frac{d_{o,m}}{d_{i,m}}\right)}{2pLK_{eff}} \quad (40)$$

Así la resistencia térmica equivalente del tubo de calor queda definida como:

$$R_{eq} = \frac{1}{2p} \left(\frac{1}{L_e} + \frac{1}{L_c} \right) \left(\frac{\ln\left(\frac{d_{o,p}}{d_{i,p}}\right)}{K_p} + \frac{\ln\left(\frac{d_{o,m}}{d_{i,m}}\right)}{K_{eff}} \right) \quad (41)$$

3.4 CALENTADORES SOLARES CON TUBOS DE CALOR

Los tubos de calor tienen características muy importantes que hacen atractiva y práctica su utilización en sistemas de calentamiento solar de agua. Algunas de estas características ventajosas son: su capacidad de transferir calor latente a altas tasas y grandes distancias y la corta diferencia de temperatura necesaria entre la zona fría y la zona caliente lo que implica una baja degradación de la calidad de la energía. (MATHIOULAKIS Y OTROS, 2000).

Las aplicaciones existentes de los tubos de calor en calentadores solares pueden dividirse en dos categorías dependiendo de la forma que se elija para transferir el calor al fluido que se pretende calentar. En la primera categoría se encuentran los sistemas en los cuales el calor es transferido desde el colector, constituido por el evaporador del tubo de calor, hacia el condensador, y desde el condensador, por

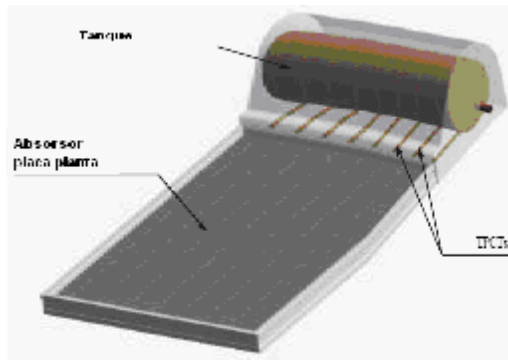
medio de un fluido caloportador y un sistema de bombeo, al tanque de almacenamiento.

En la segunda categoría están los sistemas en los cuales el condensador del tubo de calor esta dentro del acumulador. En este caso el calor se transfiere, por medio del tubo de calor, desde el colector al fluido sin necesidad de otros fluidos o sistemas de bombeo. Estos sistemas generalmente emplean termosifones bifásicos y el tanque se ubica en la parte superior del colector. (MATHIOULAKIS Y OTROS,2000).

Los calentadores solares con tubos de calor presentan diferentes configuraciones, las cuales han sido estudiadas de manera experimental y algunas de ellas se pueden encontrar en el mercado. A continuación se describen algunas de estas disposiciones.

- Un conjunto de tubos de calor asistidos por gravedad (sin malla) a los cuales esta soldada una placa absorbente en su zona de evaporación y un intercambiador de calor que pasa a través de la zona de condensación. El agua circula entre el intercambiador de calor y el tanque de reserva. La placa esta protegida de la convección igualmente por un recipiente traslucido con vacío. (ABREU Y OTROS, 2002).
- Un grupo de módulos ensamblados en paralelo cada uno de los cuales tiene un termosifón bifásico acoplado a un placa plana absorbente en el evaporador y con el condensador inmerso en el tanque de almacenamiento. (ABREU Y OTROS,2003)

Ilustración 24 Calentador solar de agua compacto con tubos de calor

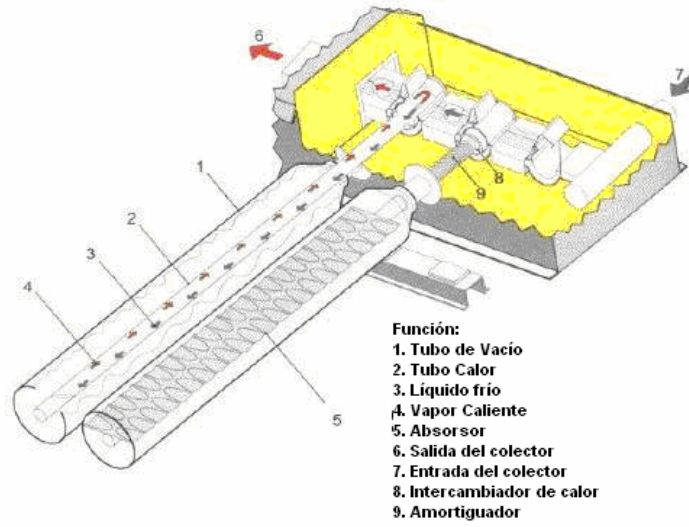


ABREAU y OTROS 2003

- Una propuesta novedosa consiste de un colector solar de placa plana y un tanque ubicado detrás del colector. La transferencia de calor desde el colector al tanque, se realiza gracias a un termosifón bifásico tipo loop⁴. El evaporador del tubo de calor consiste en los tubos de un colector típico y el condensador, que está dentro del tanque, es un intercambiador de varios tubos. (MATHIOULAKIS y OTROS, 2000).
- Una configuración de calentadores solares se puede encontrar en la cual la superficie absorbente está constituida por la superficie exterior de los tubos de calor contenidos en recipientes de vidrio aislados. Estos tubos de calor se conocen como tubos de calor evacuados.

⁴ Loop: lazo cerrado

Ilustración 25 Colector Solar con Tubos de Calor Evacuados



THERMOMAX@,2006

4 DISEÑO DE UN PROTOTIPO DE CALENTADOR SOLAR CON TUBOS DE CALOR

El uso de la radiación solar como energía térmica parece ser la aplicación más directa de esta energía amigable con el ambiente, disponible y gratuita. La radiación es uno de los tres mecanismos básicos de transferencia de calor. Utilizar este calor radiante desde el sol para aumentar la energía interna de una masa de agua no requiere ningún tipo de transformación en la forma de la energía. Se necesita diseñar un mecanismo que permita transferir el calor y prevenir de las pérdidas del mismo.

4.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE DISEÑO

El objeto de diseño es un prototipo de calentador solar de agua, que en particular utiliza tubos de calor para la transferencia de la energía captada al agua. Como se ha dicho la energía entra al sistema en forma de radiación solar. La fuente de energía, la función y la ubicación del artefacto, establecen las condiciones de operación del mismo.

4.1.1 Condiciones de operación

El artefacto a diseñar debe estar expuesto de a la radiación solar, es decir debe estar a la intemperie, sometido a fenómenos climáticos como el sol, la lluvia y el viento. Estas condiciones de operación plantean exigencias de diseño principalmente en lo referente a los materiales utilizados. Además, los colectores solares, se ubican generalmente en lugares de acceso complicado como techos y terrazas. Por lo anterior el mantenimiento requerido por estos sistemas debe ser mínimo.

La capacidad del colector esta determinada por la intensidad de radiación que este reciba, y esta a su vez depende, entre otros factores, del lugar geográfico en el que se ubique. El prototipo que se diseña, se ubica en Medellín, ciudad que tiene las siguientes coordenadas geográficas:

- Latitud: 6° 13'
- Longitud: -75° 36'
- Altitud: 1490m

Estos datos permiten hacer estimaciones de la radiación solar global, utilizando el modelo de Ångstrom si se conocen las horas de brillo solar diario. Existen estaciones a lo largo del territorio nacional que registran información referente a la radiación que facilitan la aplicación de dicho modelo.

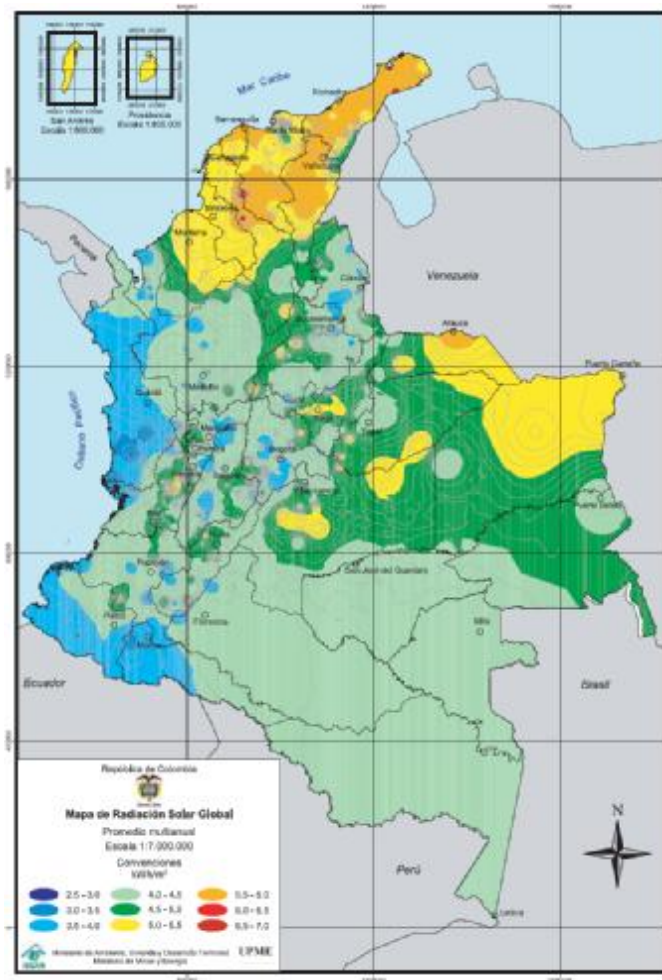
Tabla 2 Radiación solar en Medellín

Código Estación: 804 División Política: Antioquia Municipio: Medellín Latitud: 6° 13' Longitud: -75° 36' Altitud: 1490m					Ho, H, Hb y Hd en kWh/m ² /día So y S en horas/día Coeficientes de Ångstrom empleados: a = 0.24 b=0.55								
	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Año
Ho	9,40	9,90	10,40	10,40	10,20	9,90	10,00	10,30	10,30	10,00	9,40	9,10	10,20
H	4,78	4,94	4,76	4,76	4,51	4,96	5,47	5,33	4,98	4,39	4,34	4,37	4,80
H/Ho	0,51	0,50	0,46	0,46	0,44	0,50	0,55	0,52	0,48	0,44	0,46	0,48	0,47
Hb	2,84	2,88	2,62	2,58	2,38	2,83	3,30	3,13	2,82	2,35	2,41	2,50	2,72
Hb/H	0,59	0,58	0,55	0,54	0,53	0,57	0,60	0,59	0,57	0,54	0,56	0,57	0,57
Hd	1,94	2,06	2,15	2,18	2,13	2,14	2,17	2,20	2,17	2,03	1,93	1,87	2,08
Hd/H	0,41	0,42	0,45	0,46	0,47	0,43	0,40	0,41	0,44	0,46	0,44	0,43	0,43
So	11,70	11,80	12,00	12,10	12,30	12,40	12,30	12,20	12,00	11,90	11,70	11,60	12,00
S	5,74	5,54	4,77	4,77	4,55	5,83	6,87	6,19	5,30	4,29	4,67	5,03	5,30
S/So	0,49	0,47	0,40	0,39	0,37	0,47	0,56	0,51	0,44	0,36	0,40	0,43	0,44

RODRÍGUEZ Y OTROS, 1992

La determinación teórica de la radiación tiene cierta complejidad y un grado considerable de incertidumbre. Por lo cual, se utilizan este tipo de modelos que combinan mediciones experimentales y cálculos teóricos. En promedio la irradiación solar en Medellín, para una superficie horizontal, es de 4,80kWh/m²/día o 1800kWh/m²/año y las horas de brillo son 5.30 horas diarias o 2000 horas anuales. La radiación instantánea promedio para una superficie horizontal es cercana a 400W/m².

Ilustración 26 Mapa de radiación solar global en Colombia



MINISTERIO DE MINAS Y ENERGÍA@, 2007

En Colombia, en general los valores de radiación promedio son similares a los de Medellín. Los valores extremos son 2.5kWh/m² por día y 7.0kWh/m² por día. La radiación promedio para el territorio nacional se muestra en la ilustración.

4.1.2 Especificación de diseño el prototipo de calentador solar

En la tabla se hace un listado de los requerimientos del artefacto que se diseña. Los requisitos mínimos (Rm) son aquellos que tienen un intervalo de cumplimiento, los requisitos fijos (Rf) son aquellos de obligatorio cumplimiento sin intervalo y los deseos (D) son aquellas cualidades que se quieren tener pero su incumplimiento no descalifica la solución.

Tabla 3 Especificación de diseño del prototipo de calentador solar

Rm: Requisito Mínimo Rf: Requisito Fijo D: Deseo				
Tipo	Requerimiento		Intervalos	Criterio/Comentario
Rm	Geometría	Área de Captación	$A \leq 3m^2$	Calentadores solares comerciales
D		Angulo de inclinación variable	$0 \leq \phi \leq 20^\circ$	Latitudes extremas de Colombia
Rf	Fuerza	Resistente a cargas variables	--	Expuesto a la intemperie
Rm	Energía	Intensidad promedio de radiación en Medellín	4,8kWh/m ² /día (400 W/m ²)	Condición de operación
D		Tiempo para llevar el agua la temperatura promedio	$t \leq 1$ día	Calentadores solares comerciales
Rm		Número de usuarios	1 usuario por metro cuadrado de captación	Calentadores solares comerciales
Rm		T _{prom} para uso doméstico	$40^\circ C \leq T \leq 60^\circ C$	Calentadores solares comerciales
D		Alta eficiencia térmica	50%	Valor promedio en calentadores solares
Rf		Aislamiento Efectivo	$\Delta T \leq 10^\circ C$	Pérdida de calor durante la noche
Rm	Materia	Cantidad de Agua disponible por usuario	$V_p \geq 50lt$	Calentadores comerciales
Rm		Masa total (Agua y Equipo)	$M \leq 300kg$	Calentadores solares comerciales

Rm: Requisito Mínimo Rf: Requisito Fijo D: Deseo				
Tipo	Requerimiento		Intervalos	Criterio/Comentario
D	Señal	Indicador de Temperatura	--	
Rf		Facilidad para la instalación de instrumentos de medición durante las pruebas	--	Prototipo para pruebas
Rf		Control de nivel de agua	--	
Rf	Ambientales	Resistente a la intemperie	--	Condición de operación
Rf	Seguridad	No puede existir riesgo de explosión	--	Uso doméstico
D	Apariencia	Agradable, que añada valor	--	Producto de consumo masivo
D	Manufatura	Construcción Simple	--	Recursos y Tecnología disponibles.
Rf	Mantenimiento	Poco mantenimiento	--	Lugar de instalación con acceso difícil
D		Fácil instalación y reparación	--	
Rm	Costos	Bajo Costo	C <= \$ 700.000	Recursos y Tecnología disponibles.

4.2 ANÁLISIS FUNCIONAL

El análisis funcional permite una aproximación conceptual al problema de diseño. Este se concentra en los flujos de materia, energía e información que fluyen por el equipo; y las transformaciones que sufren esos flujos. Estas transformaciones son las funciones que se deben desempeñar por medio de distintos portadores de función o elementos físicos reales. Por esta razón el análisis funcional es el punto

de partida para el diseño, ya que permite obtener un conjunto de funciones con sus interrelaciones, a las cuales se les debe encontrar portadores en la etapa de generación de alternativas.

4.2.1 Caja Negra del prototipo de calentador solar

Es un esquema en el que se representa la función global del objeto de diseño con los flujos principales de entrada y salida. En el caso del calentador solar la función global es el suministro de agua caliente a condiciones requeridas. Los flujos de entrada son:

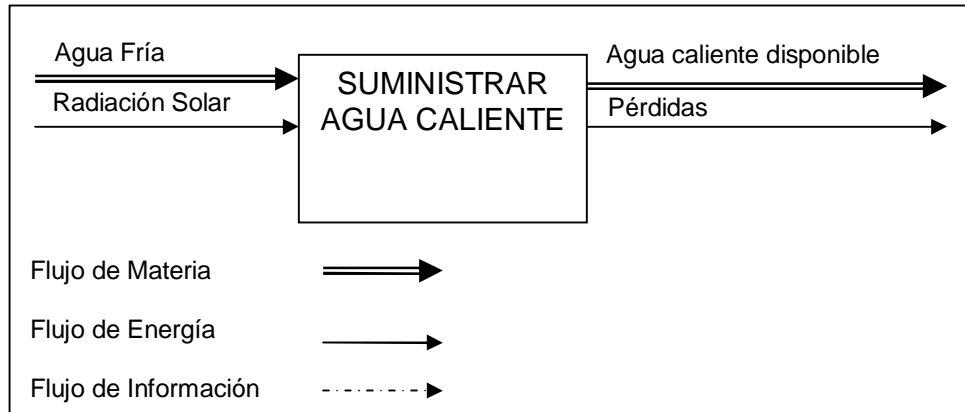
- Agua Fría (Materia): Proveniente del acueducto con una temperatura promedio de 20°C.
- Radiación Solar (Energía): Energía emitida por el sol que es recibida por una superficie. El valor promedio para el diseño es 4.80kWh/m²/día.

Los flujos de salida son:

- Agua caliente disponible (Materia): Agua apta para su utilización en actividades humanas, con una temperatura promedio de 50°C.
- Pérdidas de Calor (Energía): Calor que es emitido al ambiente por diferentes mecanismos como la radiación y la convección. Las pérdidas son inevitables en cualquier dispositivo, la meta es su minimización.

A continuación se presenta el esquema gráfico de la caja negra.

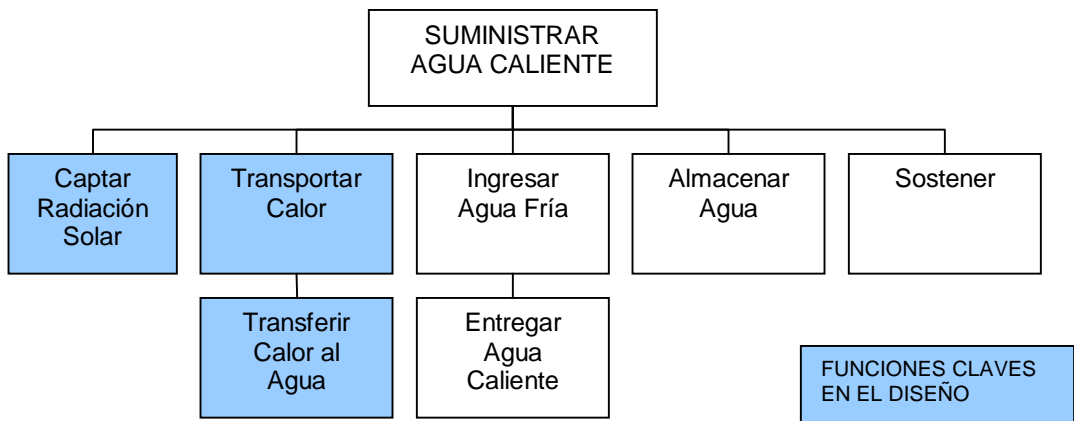
Ilustración 27 Caja negra de un calentador solar



4.2.2 Estructura funcional del prototipo de calentador solar.

La estructura funcional consiste en la descomposición de la función principal en funciones secundarias. La función principal se logra a través de la realización de las subfunciones.

Ilustración 28 Estructura funcional de un prototipo de calentador solar



4.2.3 Síntesis Funcional del prototipo de calentador solar.

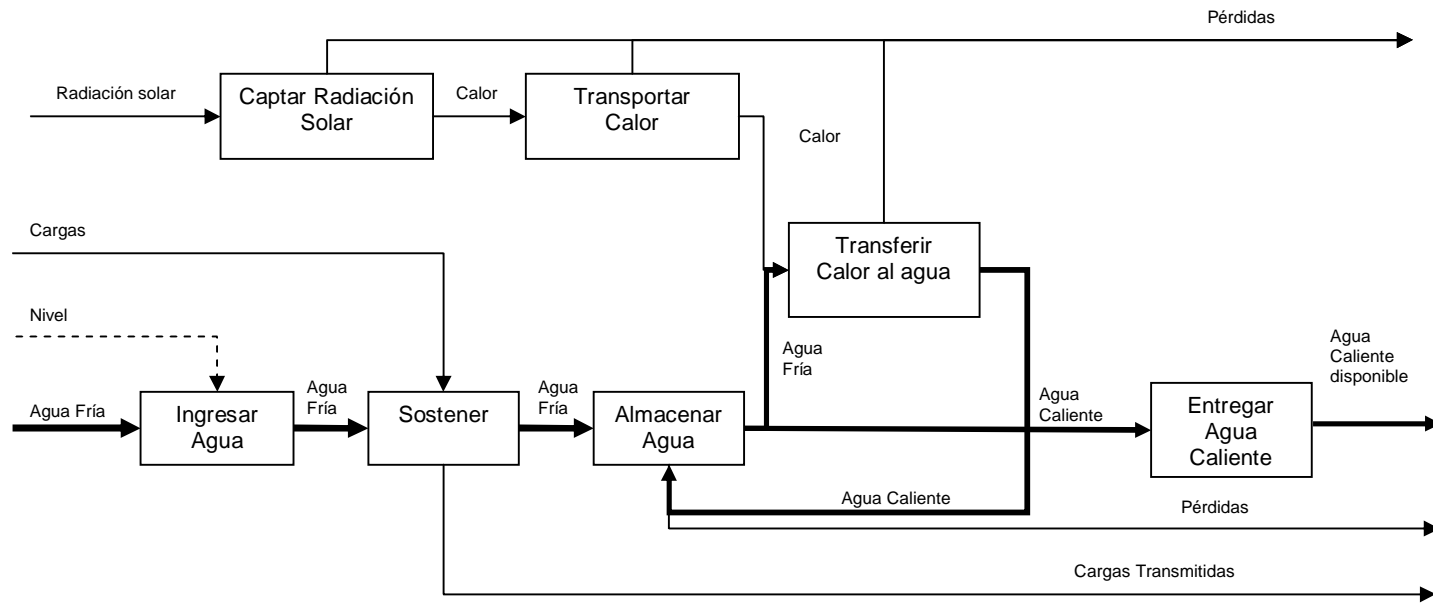
En la síntesis funcional se establecen las relaciones de los funciones a través de los flujos. Así se determinan los flujos de entrada y salida de cada una de las subfunciones, las cuales se describen a continuación.

Tabla 4 Subfunciones de la síntesis funcional

Esquema	Subfunción	Descripción	Retos de diseño
	Captar radiación solar	Involucra un conjunto de elementos que permiten el flujo de calor eficiente a través de una superficie.	SI: Es una función determinante en el desempeño.
	Transportar Calor	Es la función desempeñada por los tubos de calor	SI: Se debe seleccionar el tipo, componentes y forma del tubo de calor.
	Transferir calor al agua	El calor captado y transportado debe ser entregado al agua, a través de una superficie	SI: Es una función determinante en el desempeño.
	Almacenar agua	El agua que ingresa al sistema y la que se calienta debe almacenar para lograr su disponibilidad para el consumo.	NO: El diseño se centra en el panel de colección.
	Ingresar agua	Se debe ingresar agua fría al sistema para su calentamiento. El agua que se consume tiene que suplirse, por eso es necesario un control de nivel.	NO: Esta función está resuelta a nivel comercial por lo tanto no es un reto de diseño.
	Sostener	Todo el artefacto debe estar soportado en una estructura que permita darle fijación.	SI: Hay un reto en cuanto al uso de nuevos materiales.
	Entregar agua caliente	El agua caliente almacenada debe ser puesta a disponibilidad del usuario	NO: Esta función está resuelta a nivel comercial.

La síntesis funcional se muestra en la siguiente figura:

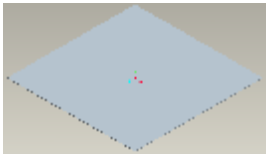




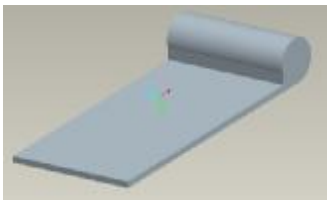
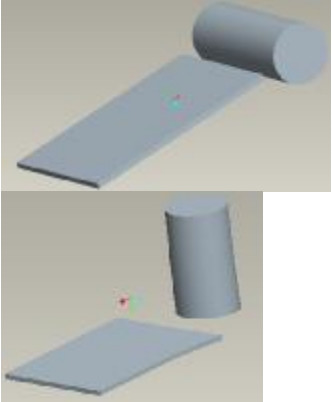
Ilustración 29 Síntesis funcional de un prototipo de calentador solar



4.3 MATRIZ MORFOLÓGICA

En la matriz morfológica se presentan posibles portadores de función a cada una de las subfunciones.

Tabla 5 Matriz Morfológica

Solución Función	Solución 1	Solución 2	Solución 3
Captar Radiación Solar	 <p>Placa plana para absorción con cubierta protectora.</p>	 <p>Espejo con forma parabólica para aplicación del principio de concentración.</p>	
Transportar Calor	 <p>Termosifón bifásico con condensador vertical</p>	 <p>Tubo de calor recto con estructura capilar para facilitar la distribución del líquido en el evaporador</p>	 <p>Tubo de calor de circuito cerrado</p>
Transferir Calor al Agua	Área del condensador recto del tubo de calor.	Aletas	
Almacenar	 <p>Tanque integrado al mecanismo de captación</p>	 <p>Tanque separado del panel horizontal o vertical e intercambiador</p>	

4.4 EVALUACIÓN PREVIA

Las posiciones de la matriz morfológica deben evaluarse teniendo en cuenta su complejidad, su compatibilidad con las especificaciones, la capacidad técnica que se tiene para realizarlas y el aporte que su realización tiene al conocimiento sobre el tema. En cada uno de estos aspectos la clasificación puede ser positiva negativa o indiferente, si un principio de solución es calificado negativamente en dos aspectos se descarta.

Tabla 6 Criterios para la evaluación previa de principios de solución

Criterio	Calificación		
	Positiva +	Indiferente =	Negativa -
Complejidad	Poco complejo	Complejidad Media	Muy complejo
Compatibilidad con las especificaciones	Completamente compatible	Compatibilidad Media	Incompatible
Capacidad Técnica	Se esta en capacidad de producirlo	Puede adquirirse la capacidad técnica para producirlo	No se tiene la capacidad técnica para producirlo
Aporte Conocimiento	Su desarrollo contribuye significativamente al conocimiento del tema	Su desarrollo permite adquirir experiencia	Su desarrollo NO aporta ninguna experiencia adicional

A continuación se desarrolla la evaluación previa de los principios de solución:

Tabla 7 Evaluación previa de los principios de solución

Solución Función	Solución 1	Solución 2	Solución 3
CAPTAR RADIACIÓN SOLAR	Placa Plana	Principio de concentración	
Complejidad	+	-	
Compatibilidad con especificaciones	+ Bajo costo	- Tiene un costo muy elevado	
Capacidad Técnica	+	- No se posee la tecnología para su producción	
Aporte Conocimiento	= No es una solución innovadora	+	
TRANSPORTAR CALOR	Termosifón Bifásico	Tubo de calor	Tubo de calor de circuito cerrado
Complejidad	+	=	-
Compatibilidad con especificaciones	+	+	- Incrementa los costos del colector
Capacidad Técnica	+ Se tiene experiencia en su fabricación	= Puede desarrollarse la capacidad técnica para producirlo	= Puede desarrollarse la capacidad técnica para producirlo
Aporte Conocimiento	+	+	+
TRANSFERIR CALOR AL AGUA	Área del condensador	Alas	
Complejidad	+	=	
Compatibilidad con especificaciones	+	- Incrementa costos	
Capacidad Técnica	+	=	
Aporte Conocimiento	- Solución ampliamente conocida	- Solución ampliamente conocida	
ALMACENAR	Tanque integrado	Tanque separado horizontal o vertical e intercambiador de calor	
Complejidad	=	=	
Compatibilidad con especificaciones	= Puede ser más costoso.	+	
Capacidad Técnica	=	+	
Aporte Conocimiento	+	=	
		Principio de solución pertinente	
		Principio de solución descartado	

4.5 CONCEPTOS SOLUCIÓN

Una vez la matriz morfológica ha sido depurada se definen conceptos solución. Esto se hace seleccionando entre los principios de solución para cada función teniendo como criterio la compatibilidad con las otras selecciones. Se obtienen dos conceptos de solución.

Tabla 8 Concepto de Solución 1

FUNCIÓN	PRINCIPIO DE SOLUCIÓN
Captar radiación solar	Placa Plana
Transportar Calor	Termosifón Bifásico
Transferir Calor al agua	Área del condensador
Almacenar	Tanque integrado

Tabla 9 Concepto de Solución 2

FUNCIÓN	PRINCIPIO DE SOLUCIÓN
Captar radiación solar	Placa Plana
Transportar calor	Tubo de calor
Transferir calor al agua	Área del condensador
Almacenar	Tanque separado horizontal o vertical e intercambiador de calor

4.6 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

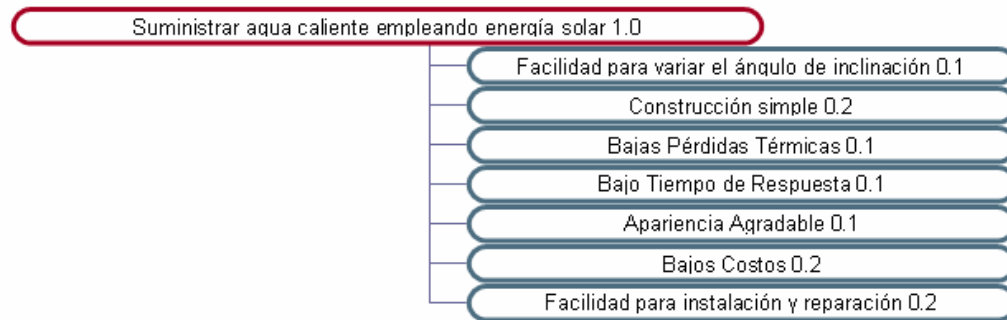
La evaluación de las alternativas es basada en un árbol de objetivos. Este consiste de la identificación del objetivo principal del colector y la definición de objetivos de segundo nivel, a los que se les asigna un peso.

4.6.1 Árbol de objetivos

El objetivo principal del prototipo de calentador solar es suministrar agua caliente empleando la energía solar. Este objetivo puede cumplirse con distintas configuraciones que resulten aceptables. Lo que verdaderamente diferencia estas configuraciones es la manera como generan valor adicional. Es decir, para que una configuración sea solución aceptable debe cumplir con los requisitos fijos y mínimos de la especificación; pero para que sea superior a otra, igualmente

aceptable, debe satisfacer de una forma superior los deseos de la especificación. Por esta razón los deseos corresponden en gran medida con los objetivos de segundo nivel.

Ilustración 30 Árbol de objetivos



4.6.2 Valores de cumplimiento

En este punto del diseño los criterios de evaluación son principalmente cualitativos, por eso se define una tabla cualitativa de clasificación para cada uno de los objetivos de segundo nivel.

Tabla 10 Criterios de cumplimiento con los objetivos

OBJETIVO	BAJO 0.1	MEDIO 0.6	ALTO 1
Facilidad para variar inclinación	Es difícil cambiar la inclinación.	Dificultad media para cambiar la inclinación.	Es sencillo cambiar la inclinación.
Construcción simple	Alto número de elementos, complejo de manufacturar o ensamblar.	Alto número de elementos o complejo de manufacturar y ensamblar	Bajo número de elementos, fácil de manufacturar y ensamblar.
Bajas Pérdidas Térmicas	Muchas superficies para aislar	Algunas superficies para aislar	Pocas superficies para aislar
Bajo tiempo de respuesta	Alta inercia térmica en la zona de transferencia de calor	Inercia térmica media	Baja inercia térmica en la zona de transferencia de calor
Apariencia agradable	Poco agradable	Medianamente agradable	Muy agradable
Bajos Costos	Manufactura complicada y costoso	Costo mediano	Manufactura fácil y económico
Facilidad para instalación y reparación	Difícil cambio de los elementos	Dificultad media para el cambio de los elementos	Fácil cambio de los elementos

Los criterios cualitativos son traducidos numéricamente así: una clasificación alta es igual a 1, una clasificación media es igual a 0.6, y una clasificación baja es igual a 0.1.

4.6.3 Matriz de evaluación

En la matriz de evaluación se califican cada uno de los conceptos de solución y se sintetizan los resultados de la evaluación. El total de la calificación es un número entre 0 y 1, y representa la fracción en la cual cada configuración se acerca al cumplimiento ideal con los objetivos.

Tabla 11 Matriz de evaluación de los conceptos de solución

CRITERIO	FACTOR DE PESO DEL CRITERIO	CONCEPTO DE SOLUCIÓN 1			CONCEPTO DE SOLUCIÓN 2		
		Calificación cualitativa	Calificación Numérica	Calificación Ponderada	Calificación cualitativa	Calificación Numérica	Calificación Ponderada
Facilidad para variar el ángulo de inclinación	0,1	Media	0,6	0,06	Alta	1	0,1
Construcción simple	0,2	Media	0,6	0,12	Alta	1	0,2
Bajas Pérdidas Térmicas	0,1	Alta	1	0,1	Media	0,6	0,06
Bajo tiempo de respuesta	0,1	Baja	0,1	0,01	Media	0,6	0,06
Apariencia agradable	0,1	Alta	1	0,1	Media	0,6	0,06
Bajos Costos	0,2	Media	0,6	0,12	Media	0,6	0,12
Facilidad para instalación y reparación	0,2	Baja	0,1	0,02	Media	0,6	0,12
TOTAL	1			0,53			0,72

El concepto de solución seleccionado es el segundo, ya que se acerca más a una condición ideal de cumplimiento con los deseos.

4.7 CONFIGURACIONES DE FORMA

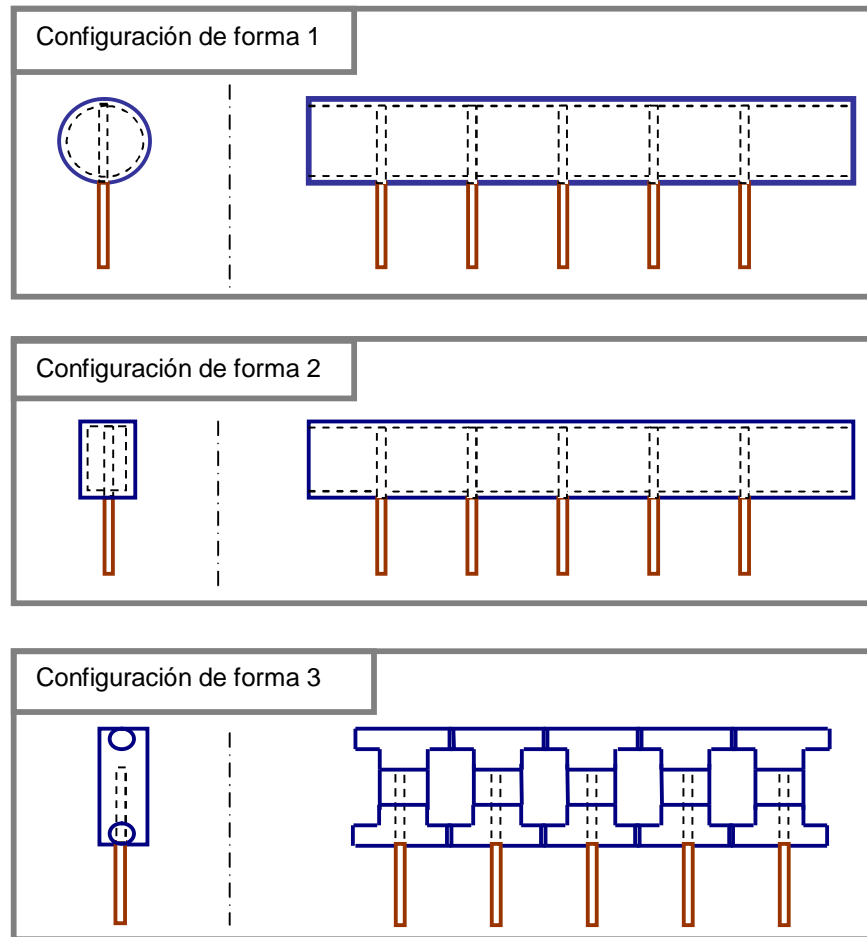
Las configuraciones de forma son propuestas de geometrías apropiadas para los portadores de función. Establecer y seleccionar configuraciones de forma es el paso que sigue a la selección del concepto.

4.7.1 Intercambiador

El fluido a calentar pasa por el intercambiador donde entra en contacto con los condensadores de los tubos de calor. Las propuestas para la geometría del intercambiador son:

- Sección circular constante circular: Consiste en un tramo de tubo de diámetro grande entre 4 y 6 pulgadas. Esta configuración tiene varias ventajas como la facilidad para su consecución, la simetría y posiblemente menores costos si se utiliza tubería plástica.
- Sección circular constante: Consiste en paralelepípedo fabricado en lámina de cierto material. Esta configuración implica la realización de uniones, las cuales pueden presentar fuga. Además los costos se pueden incrementar por los procesos de manufactura involucrados.
- Múltiples intercambiadores de calor conectados: consiste en la utilización de accesorios y tramos de tubería para fabricar intercambiadores individuales para cada tubo. Presenta ventajas para la experimentación, ya que se puede independizar fácilmente cada tubo y los accesorios facilitan la ubicación de instrumentos de medida. Tiene un alto costo.

Ilustración 31 Configuraciones de forma para el intercambiador



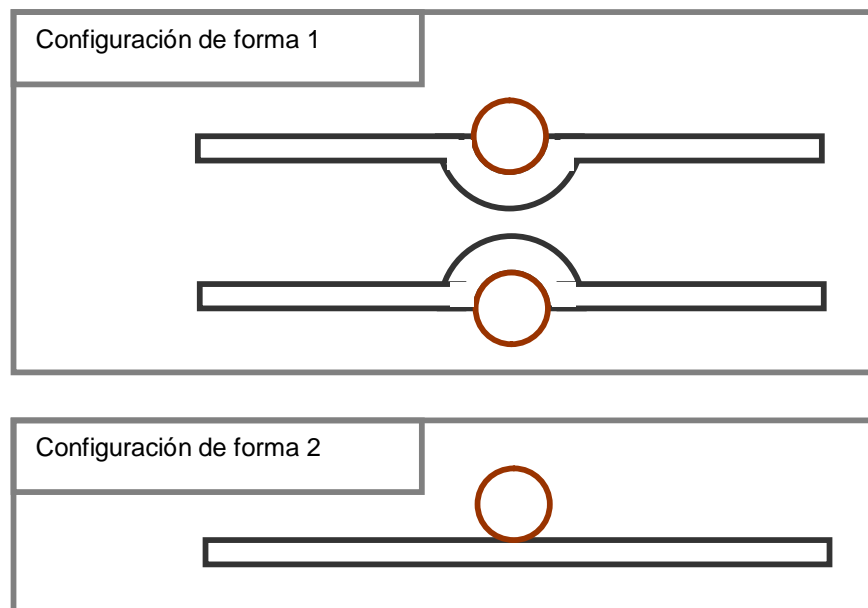
Evaluando las características de cada una de las configuraciones se opta por implementar la primera. Las razones: su sencillez, facilidad de consecución y posible menor costo.

4.7.2 Placa

En cuanto a geometría de la placa colectora lo que se pretende establecer es la forma en que se realiza el contacto entre los tubos y la placa. Este puede hacerse de dos formas:

- Doblado de la placa para que adquiera la forma del tubo: Los tubos pueden ubicarse encima o debajo de la placa. El doblado de la semicircunferencia incrementa el área de contacto con los tubos, lo que favorece la transferencia de calor. Esta configuración implica un proceso adicional de manufactura que puede incrementar los costos.
- Placa plana: No se realiza ningún doblado en la placa y el tubo se une mediante abrazaderas de un material conductor. El área para la transferencia de la placa es muy pobre y puede afectar el desempeño del sistema.

Ilustración 32 Configuraciones de forma para la placa absorbidora



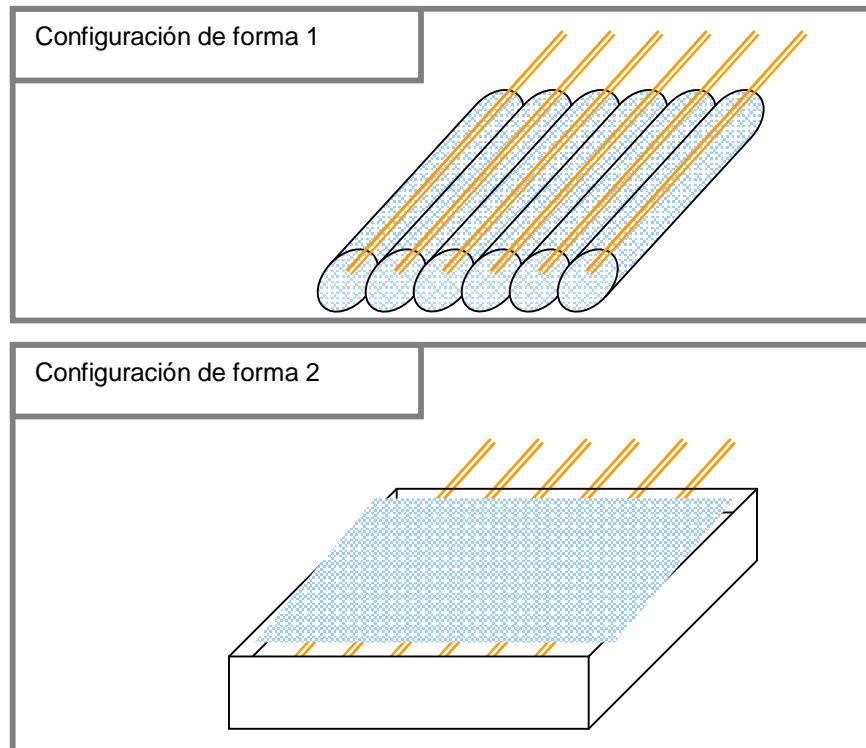
La primera configuración de forma para la placa es la mejor, a pesar de los costos que pueda acarrear. En esta decisión se tuvo en cuenta, principalmente, los efectos sobre el desempeño del colector.

4.7.3 Cubierta

La cubierta protege en parte a la placa de las pérdidas térmicas. Puede estar fabricada de un material flexible o rígido.

- Cubierta tubular individual por tubo: Se trata de un recubrimiento tubular que rodea cada tubo, se puede fabricar en materiales plásticos de bajo costo. La ventaja que presenta es la facilidad para individualizar cada tubo para efectos de pruebas, la desventaja es que incrementa las pérdidas ópticas por radiación.
- Cubierta plana común para los tubos: Es una lámina que cubre todos los tubos. Dependiendo del material puede resultar más económicas.

Ilustración 33 Configuraciones de forma para la cubierta



Se estima que 9 tubos de calor tienen la capacidad de retirar la energía incidente de $400\text{W}/\text{m}^2$. Además, así se facilita la posibilidad de separar un tubo para pruebas y utilizar botellas plásticas como cubierta.

Para la fabricación del prototipo se selecciona la primera configuración, sin descartar completamente la posibilidad de utilizar una sola cubierta. En las primeras pruebas desarrolladas, las cubiertas individuales, elaboradas en PET, alcanzaron temperaturas muy altas en los puntos de contacto con la placa y perdieron estabilidad dimensional. Entonces, se procede a implementar la segunda configuración.

Ilustración 34 Pérdida de estabilidad dimensional de las cubiertas individuales



4.8 SELECCIÓN DE MATERIALES

Los materiales de cada uno de los componentes deben poseer ciertas características que los hacen apropiados para la aplicación. El objetivo en esta sección es hacer una evaluación del material más apropiado para cada componente.

Los criterios de evaluación tienen valores de 0 a 1. Cuando son criterios cualitativos, pueden tomar valores de alto, medio y bajo. Si la característica es positiva una calificación de alto equivale a 1, una calificación de medio equivale a 0.6 y una calificación de bajo equivale a 0.1. Si la característica es negativa, la calificación es inversa, alto equivale a 0.1, medio equivale a 0.6 y bajo equivale a 0.1.

Tabla 12 Valores para la calificación de aspectos cualitativos

VALOR	CALIFICACIÓN	
	Característica Positiva	Característica Negativa
Alto	1	0.1
Medio	0.6	0.6
Bajo	0.1	0.1

Los criterios cuantitativos se ponderan respecto a ellos mismos. Cuando la propiedad es positiva, la calificación es igual a 1 para el material que tenga el máximo valor. Las calificaciones para los demás materiales son iguales a la relación entre la propiedad del material y el máximo valor de la propiedad. Cuando lo que se requiere es un valor pequeño de cierta propiedad, el material que tenga el mínimo valor obtiene una calificación de 1. Los demás materiales obtienen una calificación igual a la relación entre el mínimo valor y el valor de la propiedad del material.

4.8.1 Placa Colectora

La placa colectora es la superficie a través de la cual se recibe la radiación. El calor debe ser transferido a través de ella a los tubos de calor. Por las funciones que desempeña, el material de la placa colectora debe ser un buen conductor térmico. Sin embargo, también se debe evitar recargar de inercia térmica el sistema. El material debe ser liviano y con una baja capacidad calorífica. Además, debe tener un costo bajo, ya que hay restricciones en este aspecto.

La conductividad, la densidad y la capacidad calorífica se relacionan mediante la difusividad térmica. Esta es una medida de que tan rápido un material puede transferir el calor desde una fuente. Esta tiene en cuenta la conductividad, pero también la capacidad calorífica y la densidad, ya que el material no solo transfiere calor sino que también se calienta (LIENHARD y OTROS, 2004).

$$a = \frac{K}{rC_p} \quad (1)$$

De esta manera las propiedades que se buscan, y su factor de peso, para el material de la placa son:

- Alta difusividad térmica (0.6).
- Bajo costo (0.4).

Los materiales que normalmente se utilizan en los colectores solares son (LUNDE, 1980):

- Aluminio.
- Acero.
- Cobre.
- Latón.

Se construye una matriz de evaluación para la selección del material para la placa colectora.

Tabla 13 Matriz de evaluación para la selección del material en la placa

Material	Densidad (kg/m ³)	Capacidad Calorífica (J/kg°C)	Conductividad Térmica (W/°Cm)	Difusividad Térmica				Costo				Total
				Valor (m ² /s)	Calificación	Peso	Calificación Ponderada	Valor	Calificación Costo	Peso	Calificación Ponderada	
Aluminio	2722	921	206	8,22E-05	0,76	0,6	0,46	Medio	0,6	0,4	0,24	0,70
Acero	7860	448	45	1,28E-05	0,12	0,6	0,07	Medio	0,6	0,4	0,24	0,31
Cobre	8902	393	377	1,08E-04	1,00	0,6	0,60	Alto	0,1	0,4	0,04	0,64
Latón	8522	385	109	3,32E-05	0,31	0,6	0,18	Bajo	1	0,4	0,4	0,58

De los resultados de la evaluación se concluye que el material más apropiado para la placa absorbadora es el aluminio. Este se consigue en el comercio en láminas de distintos espesores. Teniendo en cuenta la transferencia de calor y la facilidad para doblarlo, se selecciona una placa de 0.7mm de espesor que se pinta de negro mate.

4.8.2 Cubierta transparente

La cubierta, como se ha dicho, protege a la placa y los tubos de las pérdidas. A través de ella pasan los rayos solares, por lo cual, debe ser de un material transparente. Además, va a estar expuesta a la intemperie y a temperaturas cercanas a 40°C. En resumen, las propiedades que se buscan para el material de la cubierta son:

- Transmitancia (0.2).
- Resistencia a la intemperie (0.15).
- Resistencia a la temperatura (40°C) (0.15).
- Fácil consecución (0.2)
- Costo (0.3).

El material tradicional en el que se fabrican estas cubiertas es el vidrio, sin embargo pueden explorarse otras posibilidades en los polímeros. Los posibles materiales para la cubierta son:

- Vidrio: El vidrio es el que presenta una transmisión óptica y térmica más óptima. Es un material no combustible, resistente a la radiación UV y a la polución manteniendo sus propiedades iniciales a lo largo de su vida. El principal problema del vidrio es su vulnerabilidad a los impactos, especialmente zonas con altas posibilidades de granizo desaconsejan su uso. Requiere un mantenimiento regular de limpieza y sellado.
- Lámina de Policarbonato: es un polímero termoplástico con buena resistencia al impacto. Esta placa se fabrica protegida de los rayos UV, por la parte que se expone al exterior, por una película que para evitar su degradación. El policarbonato celular tiene una opacidad total a las radiaciones de longitud de onda larga. La duración de las placas de policarbonato celular está garantizada por los fabricantes en 10 años. Se ralla con los objetos punzantes.
- Lámina de Polietileno: a transparencia del PE está comprendida entre el 70-85%. El PE de baja densidad es el material plástico que menos resistencia tiene a la rotura. El polietileno normal de larga duración puede tener una vida útil de 2 a 3 años. Su opacidad aumenta con la exposición a los rayos UV.
- Lámina de PET: Este material presenta buena transmisividad a la luz solar y baja a la radiación de onda larga. Necesita de aditivos para evitar su rápida degradación por la radiación UV.
- Lámina de PVC: Su principal ventaja es una opacidad a la radiación térmica menor del 40%, y una alta transmitancia a la radiación visible, aproximadamente del 90%. Su resistencia al rasgado es muy baja, por lo que requiere de estructuras poco agresivas que mantengan bien sujeta la película. También se le añaden antioxidantes, estabilizantes y absorbentes

UV. Se estima su duración entre 2 ó 3 años para láminas flexibles, siendo superior a 6 años para láminas rígidas (INFOAGRO@, 2007).

Tabla 14 Matriz de evaluación para la selección del material de la cubierta.

CRITERIO DE CALIFICACIÓN		Vidrio	Lámina de Policarbonato	Lámina de Polietileno	Lámina de PET	Lámina PVC
Transmitancia	Valor	Alta	Alta	Media	Media	Media
	Calificación	1	1	0,6	0,6	0,6
	Factor de Peso	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
	Calificación Ponderada	0,2	0,2	0,12	0,12	0,12
Resistencia a la intemperie	Valor	Alta	Alta	Baja	Baja	Media
	Calificación	1	1	0,1	0,1	0,6
	Factor de Peso	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
	Calificación Ponderada	0,15	0,15	0,015	0,015	0,09
Resistencia a la temperatura	Valor	Alta	Alta	Media	Media	Baja
	Calificación	1	1	0,6	0,6	0,1
	Factor de Peso	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
	Calificación Ponderada	0,15	0,15	0,09	0,09	0,015
Fácil consecución	Valor	Media	Media	Media	Alta	Alta
	Calificación	0,6	0,6	0,6	1	1
	Factor de Peso	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
	Calificación Ponderada	0,12	0,12	0,12	0,2	0,2
Bajo Costo	Valor	Alto	Alto	Bajo	Bajo	Bajo
	Calificación	0,1	0,1	1	1	1
	Factor de Peso	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
	Calificación Ponderada	0,03	0,03	0,3	0,3	0,3
Total		0,65	0,65	0,65	0,725	0,725

4.8.3 Soporte

El soporte es la estructura sobre la cual se arman los otros componentes, a través de él pasan las cargas másicas del sistema y cargas variables como el viento.

Además el soporte esta expuesto a la intemperie. Las principales características que se buscan en el material para el soporte son:

- Resistencia a la intemperie y durabilidad (0.3).
- Resistencia mecánica (0.3).
- Costo (0.4).

Los materiales que se consideran como adecuados para la elaboración del soporte son:

- Madera plástica.
- Madera.
- Perfiles de acero con recubrimiento de pintura.

Tabla 15 Matriz de evaluación para la selección del material del soporte

CRITERIO DE CALIFICACIÓN		Madera plástica	Madera	Perfiles de acero
Resistencia a la intemperie y durabilidad	Valor	Alta	Baja	Alta
	Calificación	1	0,1	1
	Factor de Peso	0,3	0,3	0,3
	Calificación Ponderada	0,3	0,03	0,3
Resistencia Mecánica	Valor	Media	Media	Alta
	Calificación	0,6	0,6	1
	Factor de Peso	0,3	0,3	0,3
	Calificación Ponderada	0,18	0,18	0,3
Bajo Costo	Valor	Medio	Bajo	Alto
	Calificación	0,6	1	0,1
	Factor de Peso	0,4	0,4	0,4
	Calificación Ponderada	0,24	0,4	0,04
Total		0,72	0,61	0,64

El material seleccionado es la madera plástica teniendo en cuenta el uso creciente que tiene este material, su bajo peso y resistencia a la intemperie.

4.8.4 Intercambiador

A través del intercambiador fluye el agua que se pretende calentar y remueve el calor de los condensadores de los tubos de calor. Para poder realizar esta función, hay ciertas exigencias que debe cumplir el material del intercambiador como son:

- Facilidad para instalar accesorios (0.2).
- Resistencia a altas temperaturas (60°C) (0.1).
- Baja conductividad térmica (0.1).
- Fácil consecución (0.2).
- Resistencia a la corrosión (0.1).
- Costo (0.3).

Los posibles materiales a utilizar son:

- Tubería de hierro galvanizado.
- Tubería de Polietileno.
- Tubería de PVC.

En la matriz se realiza la evaluación de los materiales. En este caso las propiedades se evalúan de manera cualitativa, ya que difieren de manera drástica entre los materiales.

Se selecciona el PVC, a pesar que tiene una baja resistencia a las temperaturas. Su temperatura límite de operación es igual a la temperatura límite de operación del sistema. Sin embargo, el sistema solo alcanza esta temperatura en casos

puntuales, y en situaciones normales el agua se calienta hasta 50°C. Un material más apropiado es el PE, pero este es de difícil consecución en el medio.

Tabla 16 Matriz de evaluación para la selección del material del intercambiador

CRITERIO DE CALIFICACIÓN		Hierro Galvanizado	Polietileno	PVC
Facilidad para instalar accesorios	Valor	Media	Alta	Alta
	Calificación	0,6	1	1
	Factor de Peso	0,2	0,2	0,2
	Calificación Ponderada	0,12	0,2	0,2
Resistencia a altas temperaturas	Valor	Alta, 1535°C	Media, 100°C	Baja, 60°C
	Calificación	1	0,6	0,1
	Factor de Peso	0,1	0,1	0,1
	Calificación Ponderada	0,1	0,06	0,01
Baja conductividad térmica	Valor	Alta	Baja	Baja
	Calificación	0,1	1	1
	Factor de Peso	0,1	0,1	0,1
	Calificación Ponderada	0,01	0,1	0,1
Fácil consecución	Valor	Media	Baja	Alta
	Calificación	0,6	0,1	1
	Factor de Peso	0,2	0,2	0,2
	Calificación Ponderada	0,12	0,02	0,2
Resistencia a la corrosión	Valor	Media	Alta	Alta
	Calificación	0,6	1	1
	Factor de Peso	0,1	0,1	0,1
	Calificación Ponderada	0,06	0,1	0,1
Costo	Valor	Alto	Medio	Medio
	Calificación	0,1	0,6	0,6
	Factor de Peso	0,3	0,3	0,3
	Calificación Ponderada	0,03	0,18	0,18
Total		0,44	0,66	0,79

4.8.5 Aislamientos

Los aislamientos influyen notoriamente en la eficiencia del dispositivo. Su función es disminuir las pérdidas térmicas, de esta manera se aumenta el calor útil. El dispositivo está expuesto a la lluvia y por eso la impermeabilidad del aislante se

debe considerar. Las propiedades que se buscan en el material de los aislamientos son:

- Baja conductividad térmica (0.3).
- Impermeabilidad (0.3).
- Costos (0.4).

Los materiales para aislar comunes y de fácil consecución que resultan apropiados para los aislamientos son:

- Fibra de vidrio
- Espuma de poliuretano.

Tabla 17 Matriz de evaluación para la selección del material del aislamiento

CRITERIO DE CALIFICACIÓN		Espuma de poliuretano	Fibra de Vidrio
Baja Conductividad Térmica	Valor (W/mK)	0,028	0,04
	Calificación	1	0,7
	Factor de Peso	0,3	0,3
	Calificación Ponderada	0,3	0,21
Impermeabilidad	Valor	Alta	Baja
	Calificación	1	0,1
	Factor de Peso	0,3	0,3
	Calificación Ponderada	0,3	0,03
Bajo Costo	Valor	Alto	Medio
	Calificación	0,1	0,6
	Factor de Peso	0,4	0,4
	Calificación Ponderada	0,04	0,24
Total		0,64	0,48

Para el panel y el intercambiador se utiliza espuma de poliuretano vaciada a la medida. En el caso del tanque se utiliza fibra de vidrio, ya que se presentan dificultades técnicas para la fabricación del aislamiento y este resulta costoso.

4.9 DIMENSIONAMIENTO DE LA SOLUCIÓN

El objetivo del proyecto es diseñar y construir un prototipo de calentador solar como aplicación de la tecnología de los tubos de calor. Al tratarse de un prototipo para pruebas y por razones económicas se dimensiona y construye un colector con 1m^2 de área de colección. A continuación se realiza el análisis térmico para un panel de estas dimensiones.

4.9.1 Cálculo aislamiento tanque

El tanque es aislado con fibra de vidrio en la parte superior y en las caras laterales. Se pretende determinar si un espesor de aislamiento de 5cm permite tener una disminución de temperatura menor a 10°C en las horas sin radiación solar. Las dimensiones del tanque son:

Tabla 18 Dimensiones tanque de almacenamiento

Variable	Nombre	Ecuación	Valor	Unidades
a	Ancho		0,38	m
b	Profundidad		0,3	m
h	Altura		0,63	m
t	Espesor de pared		0,004	m

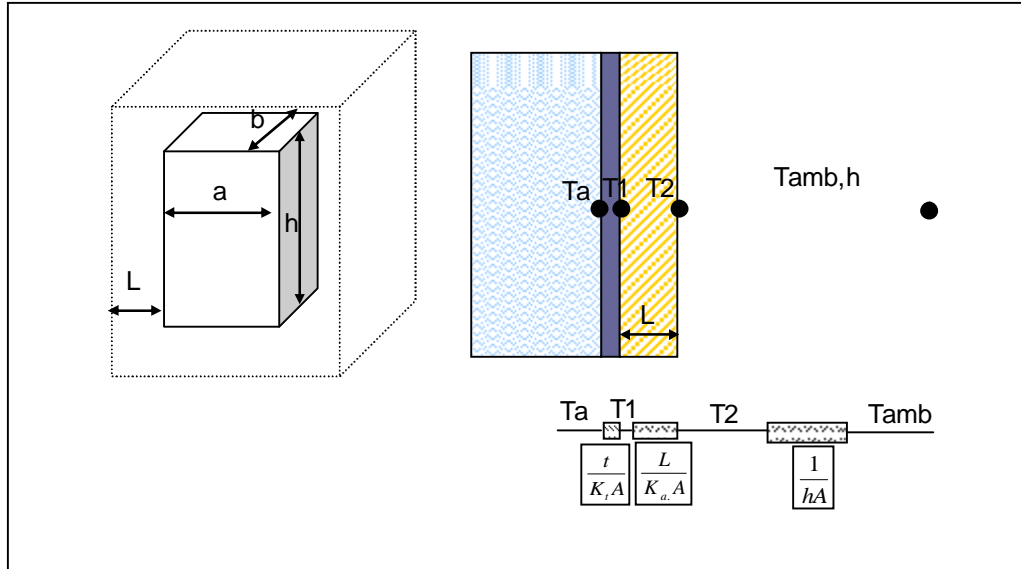
Los cálculos de transferencia de calor se realizan con el modelo de una cara plana, pero el área que se toma es la suma de todas las caras aisladas.

$$A_i = 2h(a + b) + ab = 0.97\text{m}^2 \quad (2)$$

El área para la convección difiere de esta ya aumenta por el espesor del aislante.

$$A_c = 2(h + L)(a + b + 4L) + (a + 2L)(b + 2L) = 1.30\text{m}^2 \quad (3)$$

Ilustración 35 Esquema para el cálculo del aislamiento del tanque



El flujo de calor se encuentra como:

$$\dot{Q} = \frac{T_a - T_{amb}}{R_t + R_a + R_c} = \frac{T_a - T_{amb}}{\frac{t}{K_t A_t} + \frac{L}{K_a A_c} + \frac{1}{h A_c}} \quad (4)$$

Los valores de entrada, propiedades de los materiales y resultados de este cómputo se muestran a continuación.

Tabla 19 Parámetros para el cálculo del aislamiento del tanque

VARIABLE	NOMBRE	ECUACIÓN	VALOR	UNIDADES
k_a	Conductividad Térmica del aislante		0,04	W/m°C
k_t	Conductividad Térmica material tanque		0,33	W/m°C
h	Coefficiente convección		10	W/m ² °C
T_{amb}	Temperatura Ambiente		20	C
T_a	Temperatura Agua		55	C
R_{conv}	Resistencia Térmica Convección	$1/hA_c$	0,073	°C/W
R_a	Resistencia Térmica Aislante	$L/k_a A_c$	0,73	°C/W
R_t	Resistencia Térmica Pared Tanque	$t/k_t A_t$	0,012	°C/W
Q	Flujo de calor	$(T_a - T_{amb}) / (R_{conv} + R_a + R_t)$	42,85	W

Si se supone este flujo de calor constante durante toda la noche se puede encontrar la energía total cedida por el agua.

$$Q_p = \dot{Q} * Z \quad (5)$$

Donde Z es el tiempo sin radiación, que en este caso se supone 16h es decir 57600 segundos. Dando lugar a un calor de pérdida de 2468.12kJ. La disminución de temperatura en el agua se calcula como:

$$\Delta T = \frac{Q_p}{mC_p} \quad (6)$$

El tanque tiene una capacidad de almacenamiento de 60L y la capacidad calorífica del agua es de 4.187kJ/kg°C, lo que se traduce en una disminución de temperatura de 9.8°C. Se concluye que el espesor de aislamiento es adecuado.

4.9.2 Estimación de las pérdidas de calor en el panel

El calor absorbido efectivamente por la placa se distribuye en tres flujos, el calor útil que es transferido efectivamente a los tubos, el calor de pérdida por la parte superior del colector y el calor de pérdida por la parte inferior del colector. Con los coeficientes de pérdida de calor por la parte superior y por la parte inferior se construye el coeficiente global de pérdida. Este coeficiente permite encontrar el calor útil como lo expresa la ecuación.

$$Q_{util} = (ta)Q_i - U(T_p - T_a) \quad (7)$$

Dónde el calor incidente se encuentra como:

$$Q_i = I \cdot \cos q_z \quad (8)$$

Además se calcula la eficiencia térmica del panel de colección.

$$h = \frac{Q_{trans}}{(ta)} = (ta) - \frac{U_p \cdot (T_p - T_a)}{Q_i} \quad (9)$$

Para efectos de calcular las resistencias térmicas se hace una suposición de los valores de las temperaturas de la placa (T_p), la cubierta (T_c) y el ambiente (T_a), teniendo en cuenta valores comunes en colectores solares. Además se supone en flujo de radiación incidente de 700W/m^2 . Estos y otros valores de entrada para los cálculos se especifican en la tabla.

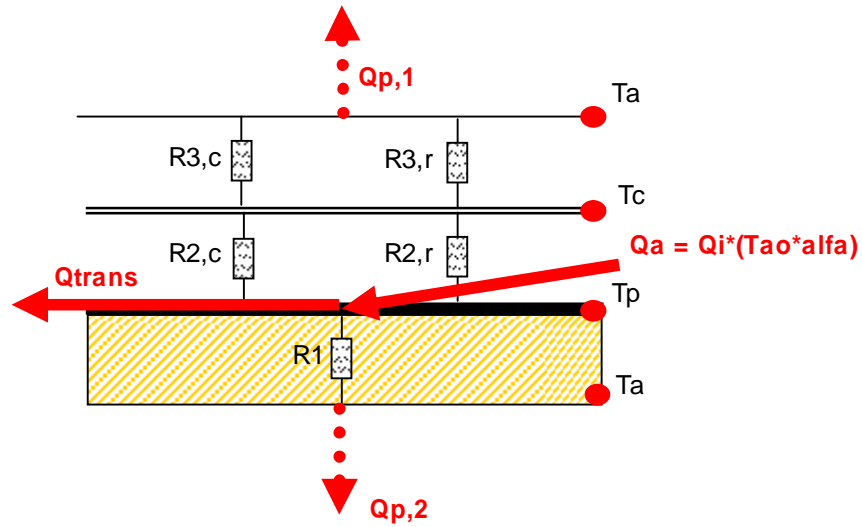
Tabla 20 Valores de entrada para cálculo de las pérdidas térmicas

VARIABLE	NOMBRE	ECUACIÓN	VALOR	UNIDADES
T_p	Temperatura de la placa		70	C
T_a	Temperatura Ambiente		28	C
T_c	Temperatura de la cubierta		40	C
Q_i	Calor Incidente		700	W/m^2
τ	Transmitancia cubierta		0,91	
α	Absortancia Placa		0,9	
ρ_d	Reflectancia Difusa		0,16	
$(\tau\alpha)$	Producto Transmitancia Absortancia Efectiva	$(\tau\alpha)/(1-(1-\alpha)\rho_d)$	0,83	
Q_a	Calor Absorbido	$Q_i \cdot (\tau\alpha)$	581,68	W/m^2

En la parte superior se presentan pérdidas por radiación y convección. Existe convección entre la placa y la cubierta; y entre la cubierta y el ambiente. Igualmente ocurre con la radiación, se presentan pérdidas de radiación entre la placa y la cubierta y esta a su vez radia hacia el ambiente.

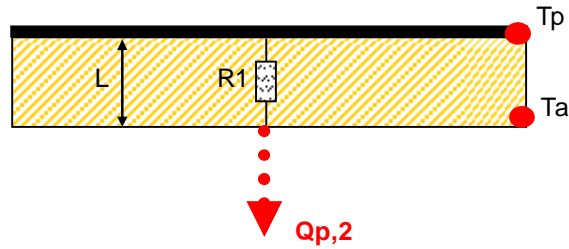
En la parte inferior hay un aislamiento térmico, por lo tanto hay una resistencia a la transferencia de calor por conducción. Las pérdidas por convección y radiación en la parte inferior son pequeñas, por lo tanto, no se consideran.

Ilustración 36 Esquema general de los flujos de calor



El primer paso es determinar el coeficiente global de pérdidas y la pérdida por la parte inferior del panel de colección. Esta parte del circuito térmico se ilustra a continuación.

Ilustración 37 Pérdidas por conducción en la parte inferior



La única resistencia térmica que se tiene es la conductiva, por lo tanto el coeficiente global de pérdida en la parte inferior se define como:

$$U_{p,2} = \frac{1}{R_1} = \frac{k_a}{L} \quad (10)$$

Donde k_a es la conductividad térmica del aislante y L es el espesor del mismo. Y las el calor de pérdida en la parte inferior se expresa como:

$$Q_{p,2} = U_{p,2}(T_p - T_a) \quad (11)$$

El aislante seleccionado por sus propiedades térmicas e impermeabilidad es la espuma de poliuretano, la cual tiene una conductividad de 0.028W/mK (UNIVERSIDAD DE CANTABRIA@,2006). El espesor del aislante es 5cm. Estos valores se resumen en la tabla.

Tabla 21 Parámetros aislamiento parte inferior panel

VARIABLE	NOMBRE	VALOR	UNIDADES
k_a	Conductividad Térmica Aislante (Poliuretano)	0,028	W/mK
L	Espesor Aislante	0,05	m

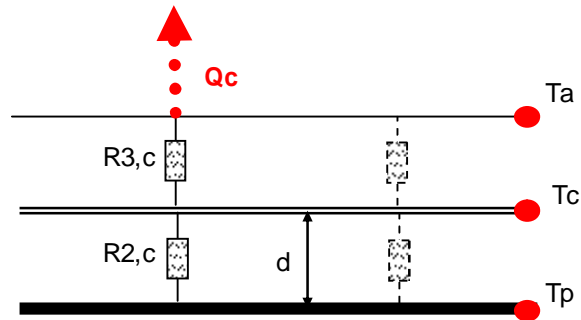
Así los valores del coeficiente global de pérdidas y el calor de pérdida en la parte inferior son:

Tabla 22 Pérdidas de calor en la parte inferior

VARIABLE	NOMBRE	ECUACIÓN	VALOR	UNIDADES
$U_{p,2}$	Coeficiente Global de Pérdida	$1/R_1$	0,56	W/m ² K
$Q_{p,2}$	Calor Perdido	$U_{p,2}*(T_p-T_a)$	23,52	W/m ²

Ahora se procede a calcular las pérdidas en la parte superior, primero se encuentran los valores para las resistencias térmicas por convección.

Ilustración 38 Pérdidas por convección en la parte superior



La resistencia térmica por convección se define como:

$$R_c = \frac{1}{h} \quad (12)$$

El objetivo es encontrar los valores de las resistencias a la convección. Entre la placa y la cubierta ocurre un fenómeno de convección natural entre superficies paralelas horizontales, para el cual existe la siguiente correlación (UNIVERSIDAD DE CANTABRIA@,2006):

$$\begin{aligned} Nu &= 0.152Gr^{0.281} \\ 10^4 &\leq Gr \leq 10^7 \end{aligned} \quad (13)$$

Donde Nu es el número de Nusselt y Gr es el número de Grashof. El número de Nusselt se define respecto a la distancia de separación de las placas, así:

$$Nu = \frac{hd}{k} \quad (14)$$

Aquí, d como se ha dicho es la distancia de separación de las placas, h el coeficiente de convección natural y k es la conductividad térmica del aire. El número de Grashof se define así:

$$Gr = \frac{gb\Delta Td^3}{\nu^2} \quad (15)$$

Donde g es la aceleración de la gravedad, β el coeficiente de expansión térmica del aire y ν la viscosidad cinemática. En el caso de gases ideales el coeficiente de expansión térmica se define como:

$$b = \frac{1}{T} \quad (16)$$

Todas las propiedades del gas se evalúan a la temperatura promedio entre la placa y la cubierta. En este caso particular los valores de entrada para las ecuaciones son:

Tabla 23 Parámetros para cálculo de coeficiente por convección natural

VARIABLE	NOMBRE	VALOR	UNIDADES
d	Separación entre la placa y la cubierta	0,05	m
g	Aceleración de la Gravedad	9,81	m/s ²
T _m	Temperatura media	55	C
ν	Viscosidad Cinemática	1,76E-05	m ² /s
K	Conductividad Térmica del aire	0,02753	W/mK
β	Coeficiente de Expansión	3,05E-03	1/K

Los resultados obtenidos son:

Tabla 24 Resistencia a la convección entre la placa y la cubierta

VARIABLE	NOMBRE	ECUACIÓN	VALOR	UNIDADES
Gr	Número de Grashof	$(g*\beta*\Delta T*d^3)/\nu^2$	3,63E+05	
Nusselt	Número de Nusselt	$0,152(Gr)^{0,281}$	5,55	
h_{c2}	Coeficiente de Convección	$Nu*K/d$	3,06	W/m ² K
R _{2,c}	Resistencia a la Convección	$1/h_{c2}$	0,33	m ² /K

Entre la cubierta y el medio ambiente se presenta un fenómeno de convección forzada cuando hay viento pasando sobre la cubierta. En este caso el coeficiente de convección se calcula como (PARIS Y OTROS, 1980):

$$h = 5.7 + 3.8V \quad (17)$$

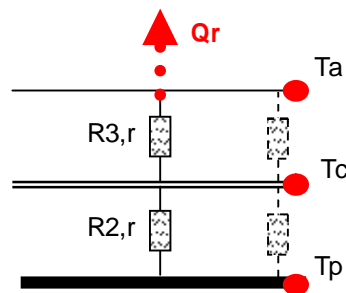
Dónde V es la velocidad del viento. En este caso se supone una velocidad del viento de 3m/s y se obtiene un coeficiente de convección entre la placa y el ambiente de 17.10W/m²K y la resistencia térmica es de 0.058m²K/W. Estos resultados se resumen en la tabla.

Tabla 25 Resistencia a la convección entre la cubierta y el ambiente

Variable	Nombre	Ecuación	Valor	Unidades
V	Velocidad Aire		3	m/s
h_{c3}	Coeficiente de Convección	$5,7+3,8V$	17,10	W/m ² K
$R_{3,c}$	Resistencia a la Convección	$1/h_{c3}$	0,058	m ² K/W

Ahora se propone establecer el modelo para el cálculo de los flujos de calor por radiación.

Ilustración 39 Pérdidas por radiación en la parte superior



El flujo de calor por radiación entre la placa y la cubierta se encuentra como el flujo por radiación entre superficies paralelas (WIEDER, 1982).

$$J = e_{p-c} \sigma (T_p^2 - T_c^2) \quad (18)$$

Donde,

$$\frac{1}{e_{p-c}} = \frac{1}{e_p} + \frac{1}{e_c} - 1$$

Las ecuaciones de radiación pueden escribirse de una forma similar a las de convección. En este caso:

$$J = h_{2,r} (T_p - T_c) \quad (19)$$

Donde,

$$h_{2,r} = 4e_{p-c} \sigma \bar{T}^3$$

$$\bar{T} = \frac{T_p + T_c}{2}$$

La placa es una superficie pintada de negro mate, por lo tanto, su emisividad es de 0.95. La cubierta es plástica, y la emisividad de los plásticos es cercana a 0.94 (TESTO@, 2007). Estos valores y los resultados se resumen a continuación.

Tabla 26 Resistencia térmica a la radiación entre la placa y la cubierta

VARIABLE	NOMBRE	ECUACIÓN	VALOR	UNIDADES
σ	Constante de Boltzmann		5,67E-08	W/m ² K ⁴
ϵ_p	Emisividad Placa		0,95	
ϵ_c	Emisividad de la cubierta		0,94	
ϵ_{pc}	Emisividad Equivalente	$1/(1/\epsilon_p + 1/\epsilon_c - 1)$	0,89568706	
T_{prom}	Temperatura Promedio	$(T_p + T_c)/2$	328,15	K
h_{r2}	Coefficiente Radiación Equivalente	$4 * \epsilon_{pc} * \sigma * T_{prom}^3$	7,18	W/m ² K
$R_{2,r}$	Resistencia Térmica Radiación		0,14	m ² K/W

La cubierta establece un flujo de calor por radiación con el cielo que se expresa como (WIEDER,1982):

$$J = e_c s (T_c - T_{cielo}^4) \quad (20)$$

La temperatura del cielo puede ser calculada mediante la siguiente relación (WIEDER,1982):

$$T_{cielo} = 0.552(T_a)^{1.5} \quad (21)$$

El flujo radiante entre la placa y el cielo también puede escribirse similar a un flujo convectivo.

$$J = h_r (T_c - T_{cielo}) \quad (22)$$

Donde,

$$h_r = 4e_c \bar{T}^3$$

$$\bar{T} = \frac{T_c + T_{cielo}}{2}$$

También puede encontrarse el flujo referido a la temperatura ambiente.

$$J = h_r \frac{(T_c - T_{cielo})}{(T_c - T_a)} (T_c - T_a) \quad (23)$$

Entonces es coeficiente de radiación entre la placa y el ambiente es el siguiente.

$$h_{3,r} = 4e_c \bar{T}^3 \frac{(T_c - T_{cielo})}{(T_c - T_a)} \quad (24)$$

Los parámetros para los cálculos y los resultados se presentan en la tabla.

Tabla 27 Resistencia térmica a la radiación entre la placa y el ambiente

VARIABLE	NOMBRE	ECUACIÓN	VALOR	UNIDADES
Tcielo	Temperatura Cielo	$0,0552(T_a)^{1,5}$	288,48	K
h_{r3}	Coeficiente Radiación Equivalente	$\epsilon_c \cdot \sigma (T_c^2 + T_{cielo}^2)(T_c + T_{cielo})(T_c - T_{cielo}) / (T_c - T_a)$	11,95	W/m ² K
$R_{3,1}$	Resistencia Térmica Radiación	$1/h_{r2}$	0,084	m ² K/W

La resistencia al flujo de calor en la parte superior se calcula como:

$$R_e = \frac{1}{\frac{1}{R_{2,c}} + \frac{1}{R_{2,r}}} + \frac{1}{\frac{1}{R_{3,c}} + \frac{1}{R_{3,r}}} \quad (25)$$

En este caso la resistencia equivalente es 0.132m²K/W. El coeficiente global de pérdida en la parte superior es el inverso de la resistencia térmica a la transferencia de calor y es igual a 7.57 W/m²K.

El coeficiente global de pérdida es la suma de los coeficientes por encima y por debajo y es igual a 8.13W/m²K. Los resultados del cálculo de las pérdidas térmicas se resumen en la tabla.

Tabla 28 Resultados eficiencia térmica

VARIABLE	NOMBRE	ECUACIÓN	VALOR	UNIDADES
$U_{p,2}$	Coeficiente Global Pérdidas debajo		0,56	W/m ² K
$Q_{p,2}$	Calor Perdido por debajo		23,52	W
$U_{p,1}$	Coeficiente Global Pérdidas encima	$1/(R_2+R_3)$	7,568	W/m ² K
$Q_{p,1}$	Calor Perdido por encima		317,85	W/m ²
U_p	Coeficiente Global Pérdidas	$U_{p,1}+U_{p,2}$	8,13	W/m ² K
Q_{trans}	Calor útil transferido a los tubos	$Q_a-Q_{p,1}-Q_{p,2}$	263,27	W/m ²
N	Eficiencia		37,61%	

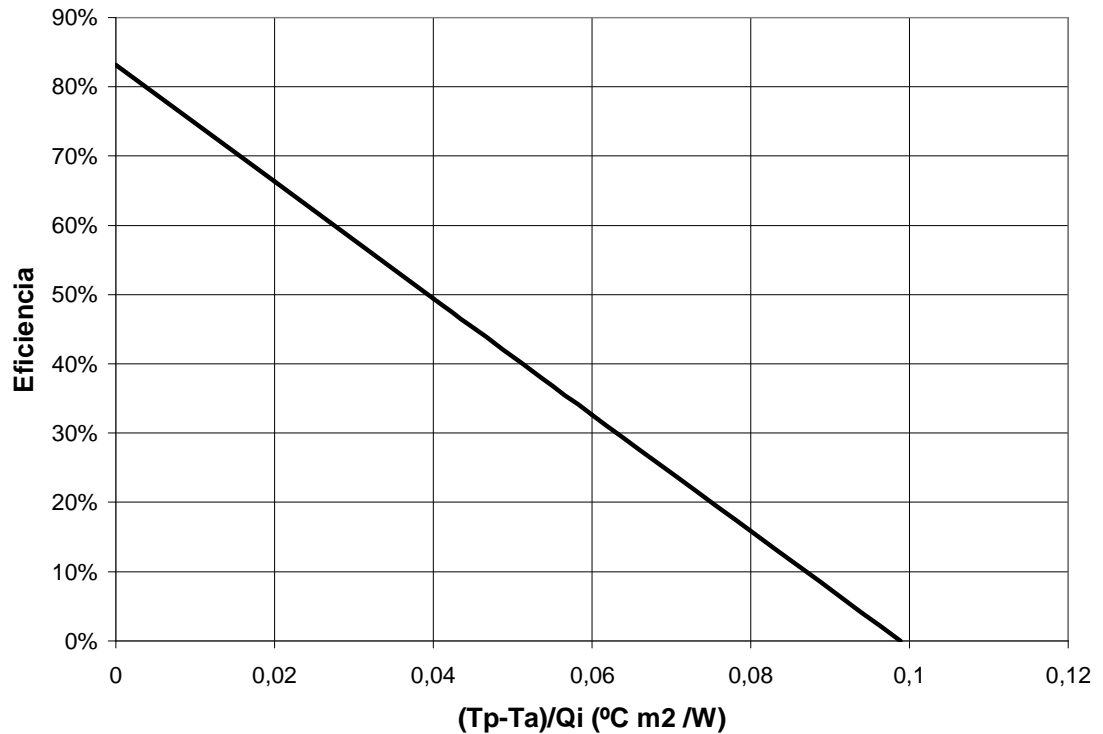
Puede hallarse la eficiencia teórica del colector como una función del calor incidente, la temperatura de la placa y la temperatura ambiente.

$$h = \frac{Q_{trans}}{Q_i} = (ta) - \frac{U_p (T_p - T_a)}{Q_i} \quad (26)$$

Para este caso.

$$h = 0,83 - \frac{8.13(T_p - T_a)}{Q_i}$$

Ilustración 40 Gráfico eficiencia del colector

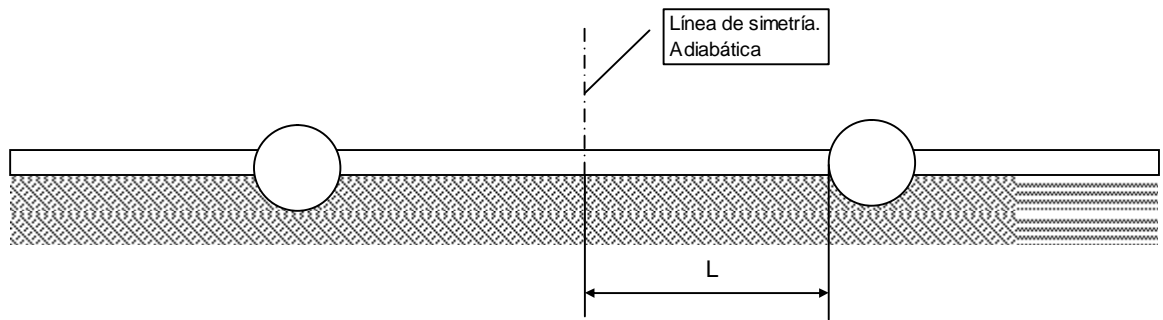


4.9.3 Capacidad de transferencia de calor de la placa

El análisis de transferencia de calor en la placa es similar al de una superficie extendida o aleta. La diferencia radica, en que se tiene una entrada de calor por unidad de área igual al flujo de calor absorbido por la placa. También se tiene un

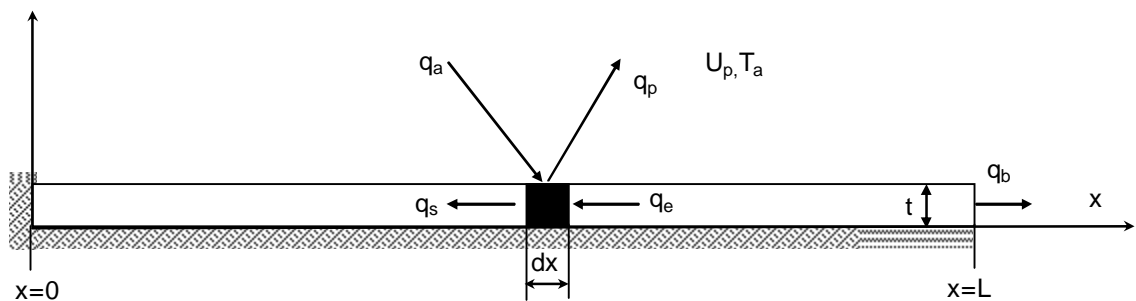
coeficiente de pérdida por unidad de área. Estas transferencias de calor ocurren por la parte superior de la placa y la parte inferior se supone aislada. Por simetría, el análisis puede hacerse únicamente en una porción de la placa, tomando un tramo a la izquierda de un tubo, con longitud igual a la mitad de la separación entre tubos.

Ilustración 41 Esquema placa para análisis térmico



La placa tiene un ancho de 1m y en ella se ubican 9 tubos con 12,7mm de diámetro. La separación entre tubos es de 9.8cm, entonces, la longitud de análisis es de 4.9cm. En el esquema se muestran los flujos de calor para la sección de análisis.

Ilustración 42 Flujos de calor para tramo de la placa analizada



Se realiza un balance de energía para el diferencial.

$$\dot{E} = \dot{S}$$

$$q_a + q_e = q_s + q_p \quad (27)$$

Los términos de dicho balance se expresan como:

Tabla 29 Flujos de calor en la placa

VARIABLE	NOMBRE	ECUACIÓN
q_e	Calor que sale en $x=x$	$Kt \left. \frac{dT}{dx} \right _x$
q_s	Calor que entra en $x=x+\Delta x$	$Kt \left. \frac{dT}{dx} \right _{x+\Delta x}$
q_a	Calor absorbido por la placa	$(ta)Q_i \Delta x$
q_p	Calor de pérdida	$U_p (T - T_a) \Delta x$

Entonces el balance queda expresado así (KREITH Y OTROS; 1978):

$$(ta)Q_i \Delta x + Kt \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x+\Delta x} = Kt \left. \frac{dT}{dx} \right|_x + U_p (T - T_a) \Delta x \quad (28)$$

Si se agrupan términos, se divide por Δx y se aplica el límite $\Delta x \rightarrow 0$; se obtiene la siguiente ecuación diferencial.

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - \frac{U_p}{Kt} (T - T_a) + \frac{(Ta)}{Kt} Q_i = 0 \quad (29)$$

Se define,

$$m = \sqrt{\frac{U_p}{Kt}} \quad (30)$$

Y se sustituye T por la temperatura en exceso $\theta=T-T_a$. La ecuación queda escrita como,

$$\frac{d^2q}{dx^2} - m^2q + m^2 \frac{(T_a)Q_i}{U_p} = 0$$

La solución a esta ecuación es,

$$q = C_1 e^{-mx} + C_2 e^{mx} + \frac{(T_a)Q_i}{U_p} \quad (31)$$

Las constantes se encuentran con las siguientes condiciones de frontera:

$$\begin{aligned} \left. \frac{dq}{dx} \right|_{x=0} &= 0 \\ \left. q \right|_{x=L} &= T_b - T_a \end{aligned} \quad (32)$$

Despejando las constantes y simplificando, se encuentra la distribución de temperatura (KREITH Y OTROS; 1978)::

$$\frac{T - T_a - \frac{(ta)Q_i}{U_p}}{T_b - T_a - \frac{(ta)Q_i}{U_p}} = \frac{\cosh(mx)}{\cosh(mL)} \quad (33)$$

El flujo de calor por unidad de área, que se transfiere, se encuentra integrando sobre la longitud L.

$$Q = \frac{1}{L} \int_0^L [(ta)Q_i - U_p(T - T_a)] dx$$

$$Q = -\frac{U_p}{mL} \left(T_b - T_a - \frac{(ta)Q_i}{U_p} \right) \tanh(mL) \quad (34)$$

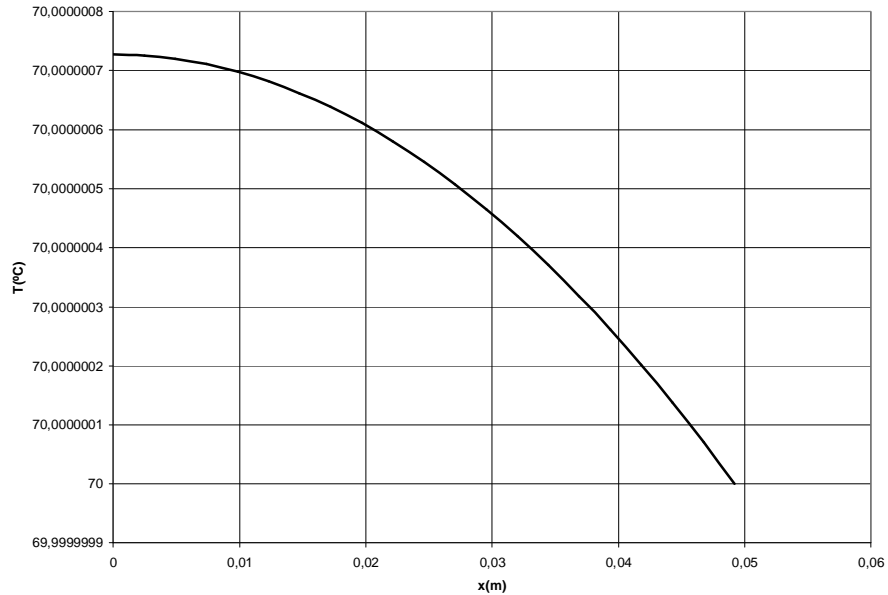
Se utilizan los siguientes valores como entradas para las ecuaciones.

Tabla 30 Parámetros de entrada para la distribución de temperatura de a placa

VARIABLE	NOMBRE	ECUACIÓN	VALOR	UNIDADES
a	Ancho placa		1	M
D	Diámetro tubo		0,5	Pulg
N	Número de tubos		9	
2L	Separación entre tubos	(a-N*D)/N	0,098	M
L	Longitud de análisis		0,049	M
t	Espesor de la lámina		0,700	Mm
K	Conductividad Térmica placa		237	W/mK
Q _i	Calor Incidente		700	W/m ²
τ	Transmitancia cubierta		0,91	
α	Absortancia Placa		0,9	
ρ _d	Reflectancia Difusa		0,16	
(τ _α)	Producto Transmitancia Absortancia Efectiva	(τ _α)/(1-(1-α)ρ _d)	0,831	
Q _a	Calor Absorbido	Q _i * (τ _α)	581,68	W/m ²
U _p	Coefficiente Global Pérdidas	U _{p,1} +U _{p,2}	8,41	W/m ² K
T _b	Temperatura en la base		70	C
T _a	Temperatura ambiente		25	C
m			0,0050	1/m

El flujo de calor que resulta es de 203.43 W/m² y la distribución de temperatura obtenida se muestra en la figura.

Ilustración 43 Distribución de temperatura



La temperatura de la placa es prácticamente constante.

4.9.4 Cálculo convección natural en el intercambiador

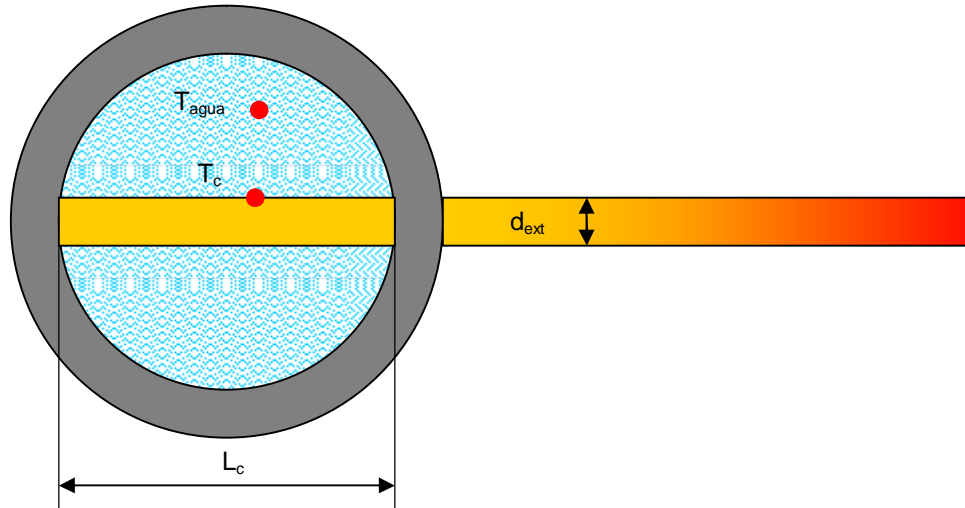
La propuesta es que el calentador solar pueda ser utilizado con o sin una bomba que haga circular el fluido entre el tanque y el intercambiador. Cuando no se utiliza una bomba, la transferencia de calor dentro del intercambiador ocurre por convección natural y la circulación ocurre por el efecto termosifón.

El intercambiador está permanentemente lleno de agua que absorbe el calor que transfieren los tubos de calor. Esta agua se calienta y su densidad disminuye, entonces asciende por diferencia de densidades al tanque. El agua fría más pesada baja al intercambiador, y así se logra un flujo impulsado por la diferencia de densidades.

El objetivo es determinar si los coeficientes de convección natural y las diferencias de temperatura son suficientes para extraer el calor de los tubos. Para esto se

calculan los coeficientes utilizando las relaciones empíricas encontradas en la literatura.

Ilustración 44 Esquema transferencia de calor por convección



En el caso de la convección natural de cilindros horizontales el número de Nusselt se define en función del diámetro y se calcula utilizando el número de Rayleigh, con el diámetro como longitud característica.

$$Nu_D = \frac{h \cdot d_{ext}}{k} \quad (34)$$

El número de Rayleigh es igual al producto del Grashof y el Prandtl. La ecuación que relación al Nusselt con estos números es la siguiente (LIENHARD Y OTROS, 2004):

$$Nu_D = 0.36 + \frac{0.518 \cdot Ra_D^{1/4}}{\left[1 + (0.559 / Pr)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad (35)$$

Los parámetros de entrada y los resultados del cálculo de la transferencia de calor por convección natural en el condensador se presentan en la tabla.

Tabla 31 Parámetros y resultados cálculo convección natural

VARIABLE	NOMBRE	VALOR	UNIDADES
T _c	Temperatura del condensador	40	°C
T _{agua}	Temperatura del agua	22	°C
T _m	Temperatura Media	31,0	°C
ΔT	Diferencia de Temperatura	18,0	°C
d _e	Diámetro externo tubo	0,01	M
g	Gravedad	9,81	m/s ²
v	Viscosidad cinemática del agua	7,87E-7	m ² /s
β	Coefficiente de expansión térmica del agua	0,00031	1/K
k	Conductividad térmica del agua	0,617	W/mK
Pr	Número de Prandtl	5,302	
Gr	Número de Grashof	1,82E+05	
Ra	Número de Rayleigh	9,62E+05	
Nu	Número de Nusselt Horizontal	14,90	
h	Coefficiente de convección Natural	723,13	W/mK
L _c	Longitud del condensador	0,1	M
A	Área de transferencia de calor	0,004	m ²
Q	Flujo de calor por convección natural	51,93	W

El flujo de calor por tubo que se consigue con el mecanismo de convección natural es de 51.93W. Este flujo de calor es apenas suficiente para evacuar el calor absorbido, para lograr un mejor desempeño debe considerarse el uso de una bomba o tener una mayor longitud de condensador.

5 DISEÑO DE TUBOS DE CALOR PARA EL PROTOTIPO DE CALENTADOR SOLAR

El uso de tubos de calor como elementos de transmisión de calor en los calentadores solares es pertinente, porque se presenta una serie de ventajas. Dependiendo del diseño del tubo de calor, este puede actuar como un diodo térmico, deteniendo la transferencia de calor cuando no hay radiación y evitando pérdidas de calor. Además los tubos de calor son elementos casi libres de mantenimiento, lo que permite superar una de las principales desventajas de los colectores de placa plana, que es el taponamiento de tuberías.

5.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE DISEÑO

Los tubos de calor pueden tener muchas configuraciones que dependen de la aplicación. Ahora se pretende establecer las variables que condicionan la geometría, los materiales y otras magnitudes relevantes del tubo de calor. Estas variables se resumen en la especificación de diseño.

Los tubos de calor que se construyen deben tener la capacidad operar en posiciones casi horizontales, ya que los paneles solares se orientan con una inclinación igual a la latitud del lugar. La cercanía al Ecuador, implica que en Colombia las latitudes no sean mayores a los 20°. Además, tienen un evaporador largo en comparación con el condensador y deben transferir un flujo de calor moderado. Tienen una sección transversal circular debido a la facilidad de consecución de tubería con dicha sección.

Tabla 32 Especificación de diseño del tubo de calor

Rm: Requisito Mínimo Rf: Requisito Fijo D: Deseo				
Tipo		Requerimiento	Intervalos	Criterio/Comentario
Rf	Geometría	Longitud del evaporador	$L_e = 1\text{m}$	Diseño del calentador solar
Rf		Longitud del condensador	$L_c = 0.1\text{m}$	Diseño del calentador solar
Rm		Angulo de operación	$0 \leq \varphi \leq 20^\circ$	Latitudes extremas de Colombia
Rf		Forma del contenedor	Recto	Diseño del calentador solar
Rf		Sección transversal	Circular	Diseño del calentador solar
Rf	Fuerza	Resistente a presiones internas	$P_{\text{máx}} = 198 \text{ kPa}$	Presión de saturación a 120°C
Rf	Energía	Capacidad de transferencia de calor del tubo	$Q_{\text{máx}} = 70 \text{ W}$	Calor que transfiere un tubo cuando no hay pérdidas térmica
Rf		Arranque en frío cada mañana.	--	Condición de operación
Rf		Temperatura de arranque	$T = 20^\circ\text{C}$	Temperatura del panel sin radiación.
Rf	Ambientales	Resistente a la corrosión	--	Condición de operación. El condensador está permanentemente inmerso en el agua.
Rf	Manufactura	Elementos de fácil consecución en el medio		Recursos y Tecnología disponibles.
D		Construcción Simple	--	Recursos y Tecnología disponibles.
Rf	Seguridad	No puede existir riesgo de explosión	--	Uso doméstico
Rf	Mantenimiento	Libre de mantenimiento	--	Ventaja de la tecnología de los tubos de calor
D		Fácil instalación	--	
Rf	Costos	Bajo Costo	--	Recursos y Tecnología disponibles.
Rf	Seguridad	No puede existir riesgo de explosión	--	Uso doméstico

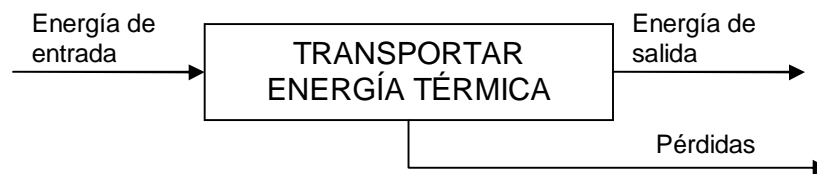
5.2 ANÁLISIS FUNCIONAL

Aunque parezca un dispositivo simple en cuanto a sus componentes, es importante entender las relaciones entre estos con los procesos que ocurren al interior del tubo. El análisis funcional facilita la comprensión de las relaciones entre los flujos que ocurren en el tubo y los componentes. Así, se adquiere mayor conciencia de las propiedades que se necesita en cada componente.

5.2.1 Caja Negra del tubo de calor

La función principal de un tubo de calor es transportar energía térmica con una pequeña pérdida de calor. Las entradas y salidas al sistema son únicamente de energía, ya que no hay flujos de información y la masa dentro del tubo permanece constante.

Ilustración 45 Caja negra del tubo de calor



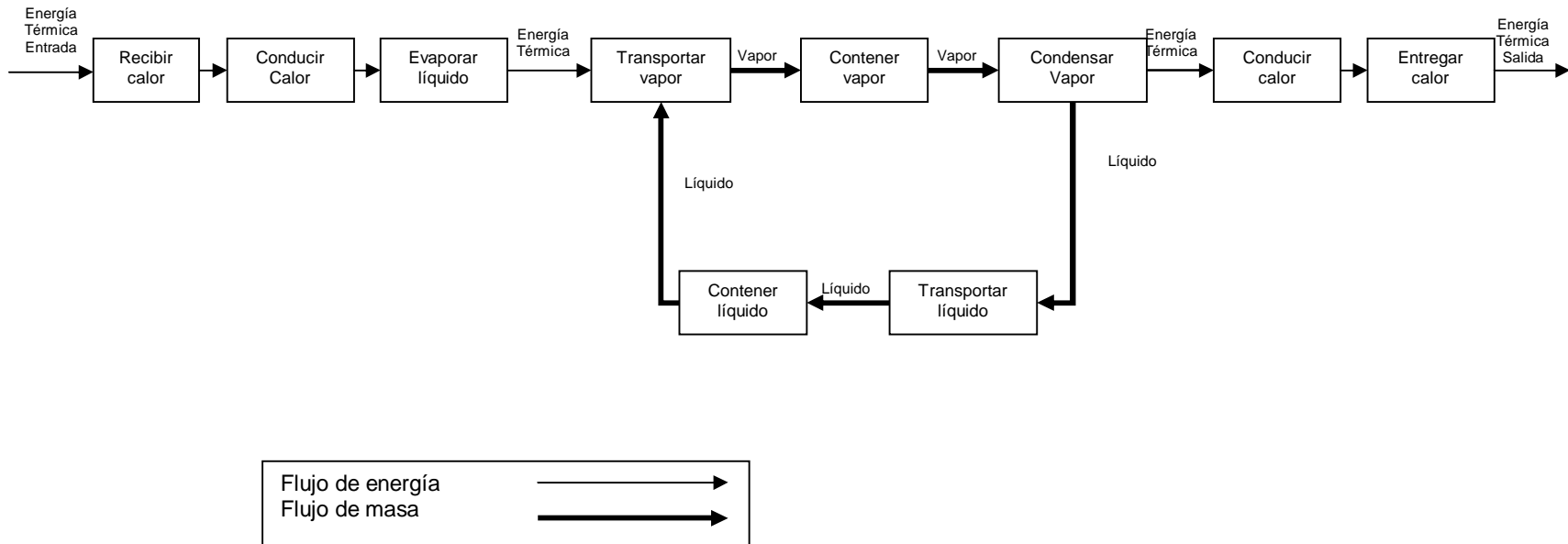
5.2.2 Síntesis Funcional del tubo de calor

En la síntesis funcional se ilustra el proceso completo mediante el cual el calor que entra por el evaporador se entrega por el condensador. Las relaciones entre las subfunciones parciales, los componentes del tubo y sus propiedades son las siguientes.

Tabla 33 Relación entre funciones parciales y componentes del tubo de calor

Componente	Funciones Relacionadas	Propiedades Componente
Contenedor	<ul style="list-style-type: none"> • Recibir calor. • Conducir calor. • Contener Vapor. • Contener Líquido. • Entregar calor 	<ul style="list-style-type: none"> • Resistencia química al medio de la fuente y del sumidero de calor. • Conductividad térmica alta. • Resistencia a presiones de operación.
Malla	<ul style="list-style-type: none"> • Transportar líquido. • Conducir calor. • Contener Líquido. 	<ul style="list-style-type: none"> • Capilaridad. • Permeabilidad. • Mojabilidad. • Conductividad térmica alta.
Fluido	<ul style="list-style-type: none"> • Evaporar líquido. • Transportar vapor. • Contener vapor. 	<ul style="list-style-type: none"> • Estado líquido a temperaturas de operación. • Alta entalpía de vaporización. • Baja viscosidad del líquido. • Alta tensión superficial.

Ilustración 46 Síntesis funcional del tubo de calor



Adaptado de DUQUE, 2004

5.3 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN

Ahora se procede a evaluar entre cual es el material más apropiado para cada uno de los componentes teniendo en cuenta la aplicación y las restricciones del diseño.

5.3.1 Fluido

Las propiedades que el fluido de trabajo debe de tener asociadas a las funciones parciales ya se han mencionado. Estas propiedades son función de la temperatura y por ende la selección del fluido de calor depende de las temperaturas de operación. Para temperaturas medias, como es el caso de la presente aplicación, se sugieren materiales como el agua, el etanol y el metanol.

La densidad, la tensión superficial, la entalpía de vaporización y la viscosidad cinemática son propiedades determinantes en la selección del fluido de trabajo. Se ha establecido una propiedad que relaciona estas propiedades, la cual se conoce como número de mérito y se define así (PETERSON, 1994):

$$N_l = \frac{r_L \cdot s \cdot h_{fg}}{m} \quad (1)$$

Los fluidos con mayor número de mérito resultan más adecuados en las aplicaciones de tubos de calor. La evaluación del fluido, se realiza teniendo en cuenta el número de mérito y otros criterios de evaluación.

Tabla 34 Matriz Selección fluido de trabajo

CRITERIO DE CALIFICACIÓN		Agua	Etanol	Metanol
Número de Mérito	Densidad kg/m ³	998	810	792
	Tensión Superficial N/m	0,07198867	0,022	0,022
	Calor de Vaporización J/kg	2,44E+06	8,39E+05	1,13E+06
	Viscosidad Pa.s	8,90E-04	1,17E-03	6,10E-04
	Valor (J/m ² s)	1,97E+11	1,28E+10	3,22E+10
	Calificación	1	0,06	0,16
	Factor de Peso	0,3	0,3	0,3
	Calificación Ponderada	0,3	0,02	0,05
Manejabilidad	Valor	Alta	Media	Media
	Calificación	1	0,6	0,6
	Factor de Peso	0,2	0,2	0,2
	Calificación Ponderada	0,2	0,12	0,12
Facilidad de Consecución	Valor	Alta	Alta	Alta
	Calificación	1	1	1
	Factor de Peso	0,2	0,2	0,2
	Calificación Ponderada	0,2	0,2	0,2
Bajo Costo	Valor	Bajo	Media	Media
	Calificación	1	0,6	0,6
	Factor de Peso	0,3	0,3	0,3
	Calificación Ponderada	0,3	0,18	0,18
Total		1	0,52	0,55

Se concluye que el fluido de trabajo más apropiado es el agua.

5.3.2 Contenedor

El contenedor esta en contacto directo con el medio del que se extrae calor o al que se entrega. Por ello, su resistencia al ambiente de operación es importante. En este caso el contenedor debe ser resistente a la corrosión, ya que el condensador esta sumergido en el agua que se pretende calentar, la cual puede tener compuestos oxidantes.

Además el contenedor debe tener alta conductividad y baja inercia térmica. También, se utiliza la difusividad térmica para evaluar la idoneidad del material del contenedor.

La evaluación para la selección del material del contenedor incluyendo los criterios mencionados y otros se presenta a continuación.

Tabla 35 Matriz selección material contenedor tubo de calor.

CRITERIO DE CALIFICACIÓN		Aluminio	Acero Inoxidable	Cobre
Difusividad Térmica	Conductividad (W/mK)	206	45	377
	Densidad (kg/m ³)	2722	7860	8902
	Capacidad Calorífica (J/kg°C)	921	448	393
	Valor (m ² /s)	8,22E-05	1,28E-05	1,08E-04
	Calificación	0,8	0,1	1,0
	Factor de Peso	0,2	0,2	0,2
	Calificación Ponderada	0,15	0,02	0,20
Resistencia a la corrosión	Valor	Baja	Alta	Alta
	Calificación	0,1	1	1
	Factor de Peso	0,2	0,2	0,2
	Calificación Ponderada	0,02	0,2	0,2
Esfuerzo de cedencia	Valor			
	Calificación			
	Factor de Peso	0,2	0,2	0,2
	Calificación Ponderada	0	0	0
Facilidad de Consecución	Valor	Media	Media	Alta
	Calificación	0,6	0,6	1
	Factor de Peso	0,2	0,2	0,2
	Calificación Ponderada	0,12	0,12	0,2
Bajo Costo	Valor	Media	Alta	Alta
	Calificación	0,6	0,1	0,1
	Factor de Peso	0,2	0,2	0,2
	Calificación Ponderada	0,12	0,02	0,02
Total		0,41	0,36	0,62

El contenedor del tubo de calor se fabrica en tubería flexible de cobre con ½ pulgada de diámetro exterior.

5.3.3 Estructura Capilar

La estructura capilar generalmente supone un reto técnico, en algunos casos por su manufactura, en otros por su limpieza y en otros por su instalación. Esto es adicional a las propiedades con las que debe contar para lograr una operación apropiada del tubo. La evaluación de la estructura capilar es principalmente cualitativa, ya que la determinación de propiedades como la permeabilidad y capilaridad puede no ser tan directa.

Se opta por la utilización de malla metálica, sin embargo no se utiliza la malla comercial de acero inoxidable para evitar inconvenientes en la instalación. Se decide utilizar la malla del cable coaxial con recubrimiento al 100%, esta malla viene con una forma tubular que facilita su instalación.

La malla a utilizar es de aluminio, este material es incompatible con ciertas sales y iones que se encuentran en el agua, por lo cual se utiliza agua desionizada. Si hay presencia de iones, estos corroen el aluminio y los compuestos que se liberan de estas reacciones pueden alterar el desempeño del tubo de calor. Para prevenir esta situación se utiliza agua desionizada y se pone especial cuidado en la limpieza de los componentes.

Tabla 36 Matriz selección mecha

CRITERIO DE CALIFICACIÓN		Malla metálica	Espiral labrada	Resorte	Fibra de vidrio
Permeabilidad	Valor	Media	Alta	Alta	Media
	Calificación	0,6	0,60	1,00	0,60
	Factor de Peso	0,125	0,125	0,125	0,125
	Calificación Ponderada	0,075	0,075	0,125	0,075
Capilaridad	Valor	Media	Baja	Baja	Media
	Calificación	0,6	0,1	0,1	0,6
	Factor de Peso	0,5	0,5	0,5	0,5
	Calificación Ponderada	0,3	0,05	0	0,3
Conductividad térmica	Valor	Alta	Alta	Alta	Baja
	Calificación	1	1	1	0,1
	Factor de Peso	0,1	0,1	0,1	0,1
	Calificación Ponderada	0,1	0,1	0,1	0,01
Facilidad de Consecución	Valor	Media	Baja	Baja	Media
	Calificación	0,6	0,6	0,6	0,6
	Factor de Peso	0,2	0,2	0,2	0,2
	Calificación Ponderada	0,12	0,12	0,12	0,12
Facilidad Manufactura / Instalación	Valor	Media	Baja	Baja	Baja
	Calificación	0,6	0,1	0,1	0,1
	Factor de Peso	0,2	0,2	0,2	0,2
	Calificación Ponderada	0,12	0,02	0,02	0,02
Bajo Costo	Valor	Medio	Alto	Medio	Alto
	Calificación	0,6	0,1	0,6	0,1
	Factor de Peso	0,2	0,2	0,2	0,2
	Calificación Ponderada	0,12	0,02	0,12	0,02
Total		0,835	0,385	0,485	0,545

5.4 DIMENSIONAMIENTO DE LOS TUBOS DE CALOR

5.4.1 Geometría

La geometría del tubo esta definida por el diseño global del prototipo de calentador solar y por la facilidad de consecución.

Tabla 37 Dimensiones tubo de calor

Dimensión	Nombre	Valor	Unidades	Criterio
d_e	Diámetro externo tubo de calor	0.5	pulg	Dimensiones tubería flexible de cobre comercial
d_i	Diámetro interno contenedor	11	mm	Dimensiones tubería flexible de cobre comercial
L_e	Longitud Evaporador	1	m	Área de colección de 1m*1m
L_c	Longitud condensador	0.1	m	Diámetro interno tubería para el intercambiador
L_a	Longitud zona adiabática	0.2	m	Posibilitar reparaciones futuras.

5.4.2 Resistencia Mecánica

Uno de los parámetros de de diseño de los tubos de calor es la seguridad, por ende, es muy importante garantizar que el tubo pueda resistir las presiones que se alcanzan durante la operación. La pared del tubo soporta la diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior y su espesor mínimo puede encontrarse como:

$$t = \frac{\Delta P}{S_{yp}} r_i FS \quad (2)$$

Los parámetros de entrada y los resultados para este cómputo son:

Tabla 38 Parámetros de entrada y resultados cálculo resistencia del tubo

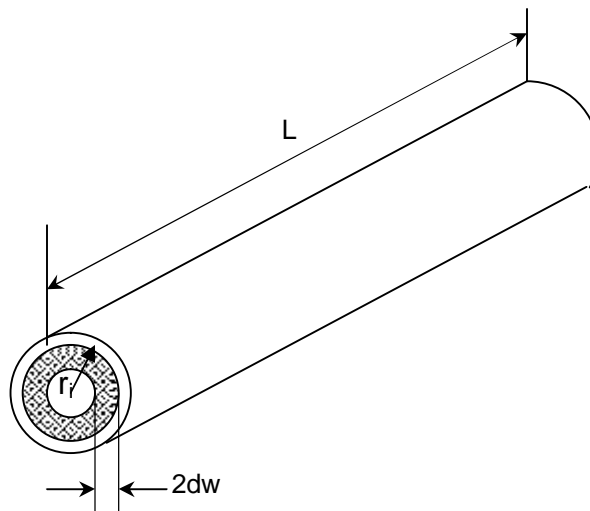
NOMBRE	VARIABLE	VALOR	UNIDADES
To	Temperatura de Operación	200	°C
P_{amb}	Presión Ambiental	85299,2	Pa
P_{sat}	Presión de Saturación a la temperatura de operación	1555870,05	Pa
S_{yp}	Esfuerzo de cadencia	265	Mpa
FS	Factor de seguridad	3	
r_i	Radio interno del contenedor	11	mm
t	Espesor mínimo pared contenedor	0.091	mm

Del análisis anterior se concluye que la tubería flexible de cobre de ½" de diámetro exterior, tiene el espesor suficiente para soportar la diferencia de presiones máximas.

5.4.3 Cantidad de Fluido

La cantidad de fluido a cargar dentro de los tubos debe ser tal que logre mojar la malla y garantice la existencia de una pequeña piscina de fluido en la parte inferior. Para calcular el volumen de agua absorbido por la malla se encuentra el espesor de esta y se halla el volumen de un tubo concéntrico al contenedor con ese espesor.

Ilustración 47 Esquema cálculo volumen malla



El volumen requerido de fluido se encuentra como:

$$V_f = 2p \cdot d_w \cdot d_i \cdot L + \frac{p}{4} \cdot d_i^2 \cdot L_p \quad (3)$$

Donde d_w es el diámetro del alambre con el cual está tejida la malla, d_i es el diámetro interno del contenedor, L la longitud total del tubo de calor y L_p la longitud de la piscina.

Las especificaciones técnicas de la malla utilizada se desconocen, entonces es necesario medir el diámetro del alambre del cual esta fabricada. Para esto se procede a introducir la malla en el tubo de cobre y dentro de esta también se introduce una varilla calibrada de manera que exista ajuste. La diferencia entre el diámetro interno del tubo y el diámetro de la varilla es igual al doble del espesor de la malla, es decir a 4 veces el diámetro del alambre. Se encuentra que el diámetro del alambre es 0.35mm.

Los parámetros y resultados para el cálculo del volumen del fluido son los siguientes.

Tabla 39 Parámetros y resultados cálculo volumen malla

NOMBRE	VARIABLE	VALOR	UNIDADES
d_e	Diámetro Exterior	0,5	pulg
d_i	Diámetro Interior	11	mm
L	Longitud total tubo de calor	1,3	m
L_p	Longitud de la piscina	3	cm
V_p	Volumen Piscina	2,85	ml
d_w	Espesor malla	0,7	mm
V_w	Volumen malla	31,45	ml
V_f	Volumen de fluido	34,30	ml

Finalmente se decide cargar los tubos con un volumen de fluido un poco mayor igual a 38ml, lo que equivale aproximadamente a una masa de 38g en las condiciones de carga.

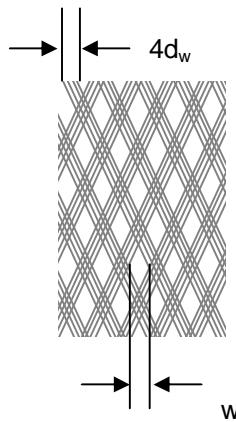
5.4.4 Límites de Operación

Los límites de operación se calculan utilizando los modelos de cálculo expuestos en el marco teórico. En el caso del límite capilar, es necesario conocer el espaciado dentro de la malla. Este se encuentra haciendo una medida indirecta que se explica a continuación.

La malla se teje utilizando cadejos de cuatro alambres, la separación de estos cadejos dentro del tubo (w) debe ser igual al perímetro del tubo menos el espacio ocupado por los cadejos dividido entre el número de espacios circunferenciales (n).

$$w = \frac{2 \cdot p \cdot d_i - 4nd_w}{n} \quad (4)$$

Ilustración 48 Estructura Malla



El número de espacios es 24 entonces la separación es de 1.5mm. Se hace una analogía con la malla envuelta y las propiedades de la malla se calculan así (PETERSON, 1994):

Tabla 40 Propiedades estructura capilar

PROPIEDAD	ECUACIÓN
Número de malla	$N = \frac{1}{d_w + w}$
Radio Capilar	$r_c = \frac{d_w + w}{2}$
Porosidad	$e = 1 - \frac{1.05 \cdot p \cdot N \cdot d_w}{4}$
Permeabilidad	$K = \frac{d_w^2 \cdot e^2}{122(1-e)^2}$
Conductividad Efectiva k _l : Conductividad del líquido k _w : Conductividad material malla	$k_{eff} = \frac{k_l [(k_l + k_w) - (1-e)(k_l - k_w)]}{(k_l + k_w) + (1-e)(k_l - k_w)}$

Los límites se evalúan para el tubo horizontal con una temperatura de operación de 90°C y se obtienen los siguientes resultados.

Tabla 41 Límites de operación de los tubos de calor

Límite capilar	1978 W
Límite de ebullición	191 W
Límite de arrastre	2948 W
Límite sónico	13483 W
Límite viscoso	602921 W

6 ASPECTOS IMPORTANTES EN LA CONSTRUCCIÓN DE LOS TUBOS DE CALOR PARA EL PROTOTIPO DE CALENTADOR SOLAR

Los procesos de manufactura involucrados en la elaboración de los componentes del prototipo son sencillos y de amplio conocimiento, exceptuando los procesos involucrados en la construcción de los tubos de calor. Los tubos de calor son dispositivos con un número de elementos bajo, pero su construcción requiere tener cuidados especiales. A continuación se describe el proceso de construcción de los tubos de calor.

6.1 LIMPIEZA

La limpieza es un procedimiento crucial en la fabricación de tubos de calor. Esta permite la eliminación de partículas extrañas óxidos y grasas, los cuales pueden afectar de manera negativa la capacidad de transferencia de calor del dispositivo. Estos elementos extraños pueden generar diversos efectos: como los gases no condensables que reducen la longitud útil, contaminación del fluido de trabajo, distorsión del flujo por la tensión superficial y/o taponamiento de la malla (APPLEBY y OTROS).

La literatura tiene diferentes propuestas para la realización de la limpieza. En general se propone el uso de soluciones básicas y ácidas con enjuagues intermedios. Estas sustancias remueven óxidos, grasas y partículas extrañas. También atacan la superficie del contenedor, por lo cual, se debe tener precaución con las concentraciones y los tiempos de permanencia. El procedimiento utilizado se describe a continuación.

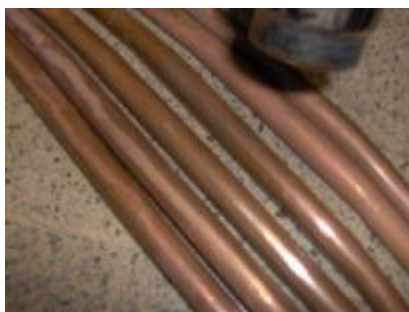
- Llenado de los tubos con una solución de soda cáustica (NaOH) al 2% masa. La solución permanece dentro de los tubos durante 15 minutos.
- Enjuague del interior de los tubos con abundante agua.
- Llenado de los tubos con una solución de ácido clorhídrico (HCl) al 12% masa. La solución permanece dentro de los tubos durante 15 minutos.
- Enjuague del interior de los tubos con abundante agua.

Ilustración 49 Enjuague de los tubos



- Secado de los tubos. Este puede hacerse de manera natural o forzada. Para forzar el secado se calienta el exterior del tubo hasta verificar la ausencia de líquido en el interior.

Ilustración 50 Secado de los tubos



El lavado de los tubos presenta ciertos inconvenientes. Por la longitud de los mismos, se dificulta la inmersión de estos en un recipiente que contenga las soluciones. Entonces, ya que lo principal es el lavado interior, utilizando una serie

de accesorios se diseña un dispositivo para lavado. El dispositivo permite llenar completamente de solución tres tubos cada vez. Además facilita el enjuague, porque dispone de entradas y salidas para hacer correr el agua. El uso del dispositivo es seguro, ya que se controla la emisión de vapores del ácido y el contacto con los reactivos es mínimo.

Ilustración 51 Dispositivo para el lavado de los tubos

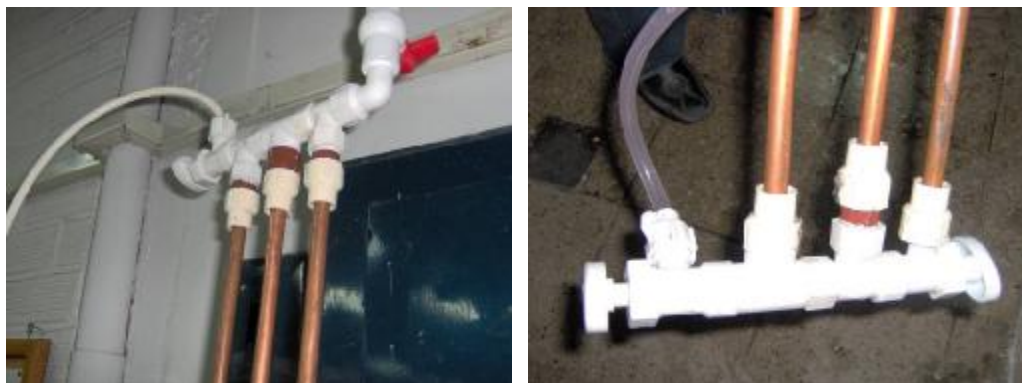


Ilustración 52 Esquema dispositivo para el lavado de los tubos

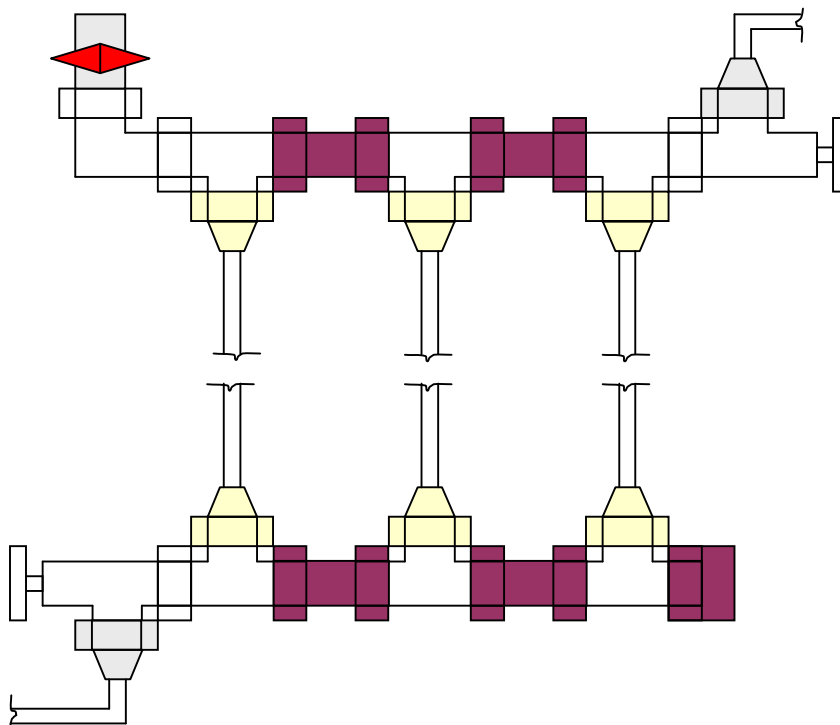

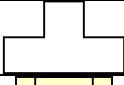
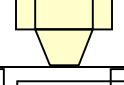
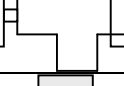
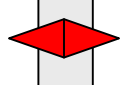
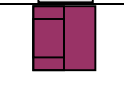
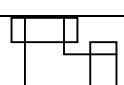
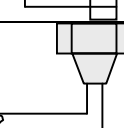


Tabla 42 Partes del dispositivo para el lavado de los tubos

ESQUEMA	NOMBRE ACCESORIO	CANTIDAD
	Unión hembra – hembra 1/2" IPS	4
	T con tres extremos macho 1/2"	6
	Adaptador 1/2" PVC	6
	Válvula en T 1/2"	2
	Válvula recta 1/2" PVC	1
	Tapón 1/2" IPS	1
	Codo hembra –hembra 1/2"	1
	Adaptador 1/2" para conexión manguera	2

La malla también debe limpiarse por las mismas razones que los tubos, y para garantizar el flujo a través de ella. La limpieza de la malla difiere con la de los tubos de calor en la concentración de las soluciones utilizadas. La malla es más susceptible al ataque de las sustancias utilizadas, por eso las soluciones tienen bajas concentraciones. Los pasos para este procedimiento son:

- Inmersión de la malla en una solución diluida de soda cáustica (NaOH) durante 15 min.

Ilustración 53 Inmersión de la malla en solución



- Enjuague de la malla con abundante agua.

Ilustración 54 Enjuague de la malla con abundante agua



- Inmersión de la malla en una solución diluida de soda de ácido clorhídrico (HCl) durante 10 min.
- Enjuague de la malla con abundante agua.
- Secado de la malla. Este debe hacerse forzado, ya que la estructura misma de la malla dificulta la eliminación del agua. Se expone la malla a la radiación de un secador industrial.

Ilustración 55 Proceso secado malla



La mojabilidad de la malla se prueba con una pequeña corriente de agua que se hace pasar a cierta longitud de la punta. Si la corriente es capaz de llegar al extremo, se supone que la malla tiene buena mojabilidad y que el proceso de limpieza fue exitoso.

Ilustración 56 Verificación de limpieza malla



Los capilares son tramos cortos de tubería de cobre con diámetro de 1/8 pulgada, y los termopozos son tramos cortos con un extremo cerrado de tubería de cobre de 3/8 pulgada. La limpieza de estos elementos, por su tamaño, es sencilla. Estos se pueden sumergir fácilmente en un recipiente.

Las concentraciones y lo tiempos de permanencia son los mismo que para los tubos de calor.

- Inmersión en una solución de soda cáustica (NaOH) al 2% masa durante 15 minutos.

Ilustración 57 Inmersión de capilares y termopozos en solución

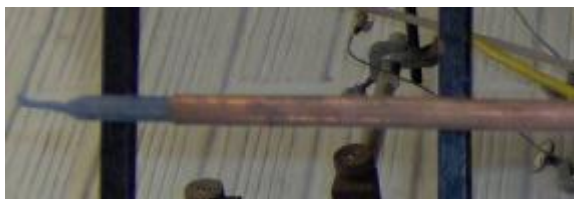


- Enjuague con abundante agua.
- Inmersión en una solución de soda cáustica (HCl) al 12% masa durante 15 minutos.
- Enjuague con abundante agua.
- Secado de los capilares y termopozos.

6.2 ENSAMBLE

El ensamble consiste en introducir la malla en el tubo. Para esto se utiliza una varilla calibrada de 3/8 pulgada. La malla se ensarta en la varilla y este conjunto de encaja dentro del tubo. Luego en el extremo se dobla la malla hacia fuera para sostenerla y sacar así la varilla. Todo este proceso se realiza con guantes para no contaminar los elementos.

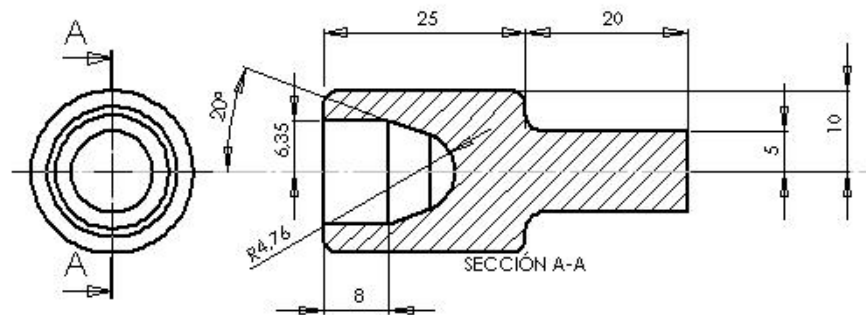
Ilustración 58 Ensamble malla y tubo



6.3 CIERRE

Los tubos se cierran en los extremos mediante un proceso de formación en el torno que genera una cúpula esférica con un orificio en la mitad por el cual se introduce bien sea el termopozo o el capilar. La herramienta que se utiliza es una copa de acero fabricada en los laboratorios de la universidad y diseñada para el cierre de tubos de $\frac{1}{2}$ " de diámetro.

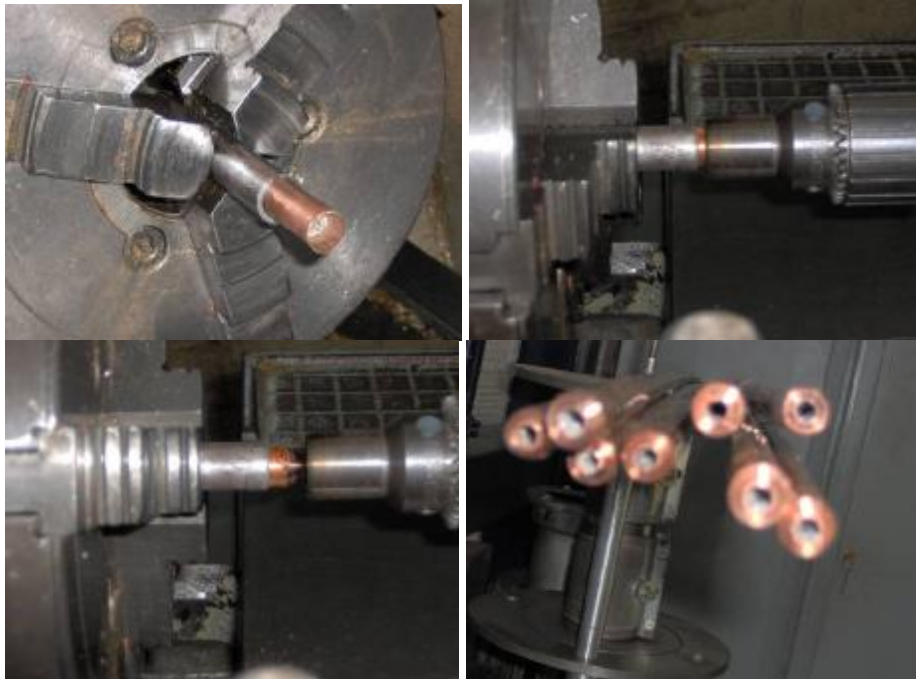
Ilustración 59 Esquema copa para cierre de tubos de calor



El método de cierre saca provecho de la ductilidad del cobre y consta de los siguientes pasos:

- La pieza se ubica en el mandril con una abrazadera par evitar deformar el tubo en el punto de sujeción. La porción de tubo que sobresale del mandril hasta el contrapunto es la menor posible, para evitar el pandeo del tubo.
- La herramienta se instala en el contra punto.
- La pieza se pone a girar a una velocidad media. Velocidades muy bajas generan un mayor arranque de material por parte de la herramienta y esto debe evitarse.
- Se aproxima la herramienta y se produce el laminado. La herramienta debe aproximarse y alejarse hasta garantizar que el orificio que queda es el apropiado para el termopozo o el capilar.

Ilustración 60 Proceso cierre tubo



6.4 SOLDADURA

Luego del cierre se introducen los capilares y termopozos y se sueldan. Este proceso debe hacerse con soldadura de oxiacetileno, con material de aporte de alta capilaridad, en este caso, soldadura de plata de alto punto de fusión.

Ilustración 61 Soldadura capilares



Ilustración 62 Soldadura termopozos



6.5 CARGA

El proceso de carga es de gran importancia, ya que en este se ingresa el fluido al contenedor. La masa final de fluido en el contenedor es determinante en la forma de operación final del tubo. Por lo anterior, debe ponerse especial atención en esta etapa y cada uno de los pasos debe desarrollarse con cuidado. Estos pasos son:

- Verificar ausencia de fugas en la válvula y el tubo. Para esto se llena el tubo de aire a presión y se sumerge en agua para utilizar las burbujas como indicadores de fuga. Luego se libera el aire dentro del tubo.
- Pesar el tubo sin fluido.

Ilustración 63 Pesaje del tubo



- Realizar vacío dentro del tubo.

Ilustración 64 Vacío en el tubo



- Agregar el volumen de fluido determinado por el diseño.

Ilustración 65 Llenado del tubo



- Pesar el tubo con el fluido para hacer comprobación gravimétrica.
- Calentar el tubo para verificar su funcionamiento.
- Hacer vacío en el tubo para eliminar posibles gases condensables.

6.6 SELLADO

Las válvulas de carga de los tubos no garantizan una conservación del vacío por largos períodos, entonces se hace necesario retirarlas y sellar los tubos de manera definitiva. Los pasos para el sellado son:

- Estrangular el capilar del tubo.
- Cortar el capilar con soldadura de arco eléctrico.
- Probar el tubo de calor.
- En caso que el proceso de carga no resultase exitoso, se retira el capilar calentando la soldadura de nuevo y se instala uno nuevo.

7 EVALUACIÓN DEL PROTOTIPO DE CALENTADOR SOLAR CON TUBOS DE CALOR

La realización de pruebas para evaluar la funcionalidad del prototipo construido permite completar el proceso de desarrollo. En el proceso de diseño se utilizan diversos modelos matemáticos para predecir el comportamiento de los objetos diseñados, sin embargo estos modelos tienen algunas suposiciones a fin de simplificarlos. Realizar pruebas es evaluar el comportamiento real del equipo diseñado y corroborar las expectativas que se generan en la etapa de diseño.

7.1 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y REGISTRO

Las pruebas de desempeño técnico del prototipo requieren del uso de diferentes instrumentos de medición. Las variables más importantes a registrar son: la intensidad de radiación, las temperaturas y flujos máxicos. En esta sección se discute alrededor de los instrumentos utilizados para la medición de algunas de estas variables.

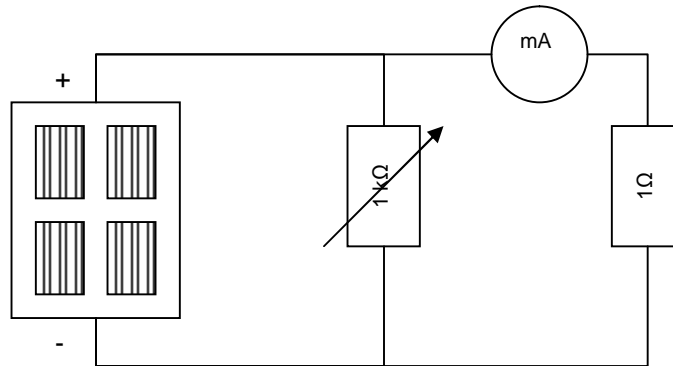
7.1.1 Medición de la radiación solar

La eficiencia es un parámetro para expresar que tan bueno es el desempeño del equipo, para su cálculo se requieren valores de entrada y salida. En el caso del calentador solar la salida, se puede determinar con las temperaturas de la masa de agua que se calienta. Pero la entrada no se puede determinar utilizando mediciones de temperatura. Se necesita un instrumento capaz de medir la intensidad de radiación. Este instrumento se conoce como piranómetro.

Para la etapa de pruebas no se dispone de un piranómetro, entonces se procede a la construcción de un elemento que permita tener una percepción de la energía

que ingresa al sistema. Este instrumento utiliza una celda solar, aprovechando el hecho que para bajas resistencias la corriente de la celda es directamente proporcional a la energía que incide (SOLAREX CORP, 1979). Esta celda se conecta de acuerdo con el circuito mostrado en la figura.

Ilustración 66 Circuito para la medición de la radiación solar.



Este elemento es construido, sin embargo no se logra su calibración durante el tiempo de ejecución de este proyecto su calibración. Entonces se utiliza como un indicador de la radiación aproximada. El valor que se lee en el amperímetro, en mA, debe multiplicarse por un valor cercano a 4 para obtener una magnitud de la intensidad de radiación en W/m^2 .

7.1.2 Medición de temperaturas y calibración de termocuplas

La medición de temperatura se hace con termopares o termocuplas tipo J y K. En búsqueda de una mayor certidumbre en los datos que se colecten en las pruebas, se realiza un proceso de calibración en las termocuplas. El cual consiste en realizar mediciones de temperatura con el conjunto de sensores a calibrar y con un instrumento patrón. Con los datos obtenidos se construye una curva de error para cada termocupla el cual se adiciona al valor registrado.

Los puntos de temperatura que se utilizan para la calibración son tres:

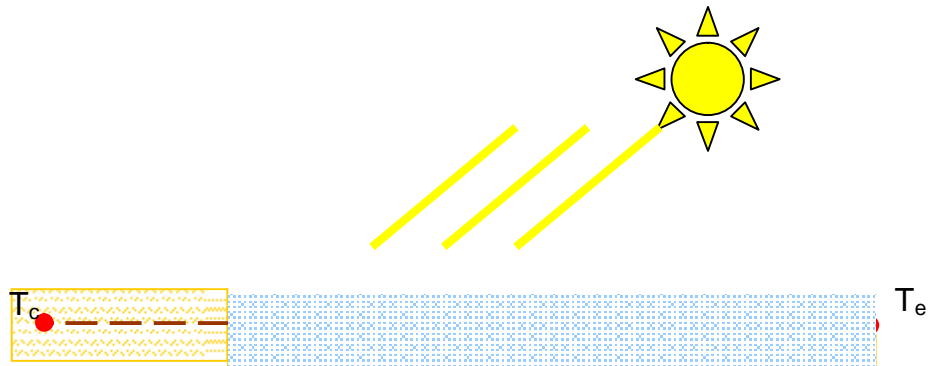
- Punto frío (Temperatura de calentamiento de agua): Los sensores se introducen en un recipiente aislado que contiene hielo en trozos con un poco de agua.
- Punto caliente: Se sumergen los sensores en un recipiente aislado con agua a temperatura cercana a 80°C.
- Punto temperatura ambiente: En un recipiente aislado con agua temperatura ambiente.

Para la adquisición y posterior almacenamiento de los datos de temperatura se utiliza un PLC.

7.2 PRUEBA EQUILIBRIO DE TEMPERATURA

Una de las principales características de los tubos de calor es la de la tendencia a equilibrar las temperaturas en el condensador y evaporador. El objetivo de esta prueba es verificar la capacidad que tiene uno de los tubos de calor construidos para llegar a dicho equilibrio cuando trabaja sin carga. El montaje de la prueba se ilustra en la figura.

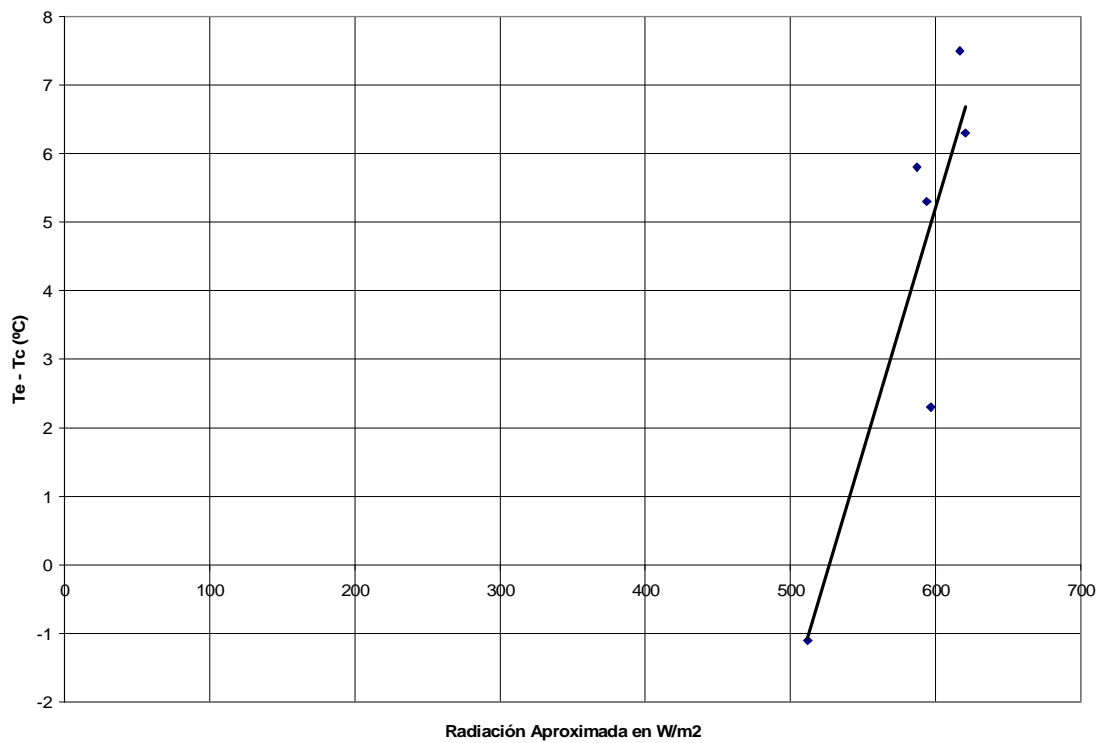
Ilustración 67 Esquema prueba equilibrio de temperatura



● Puntos de medición de temperatura

Los resultados obtenidos en este ensayo se muestran en la gráfica.

Ilustración 68 Resultado prueba equilibrio de temperatura

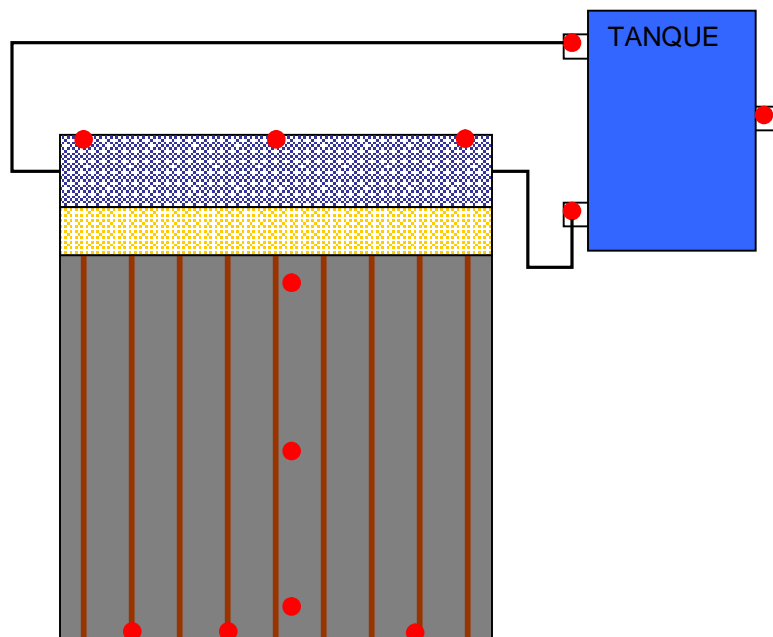


Los resultados de las pruebas permiten intuir que, para el tubo evaluado, la diferencia de temperatura entre condensador y evaporador aumenta cuando la intensidad de radiación solar aumenta. Al tubo le resulta más difícil mantener el equilibrio cuando esta recibiendo más calor de la fuente.

7.3 PRUEBA CIRCULACIÓN NATURAL

La prueba consiste en evaluar el dispositivo sin ningún elemento externo que promueva el flujo, solo utilizando el principio de termosifón. El esquema de medición de temperaturas es el siguiente.

Ilustración 69 Esquema prueba de circulación natural

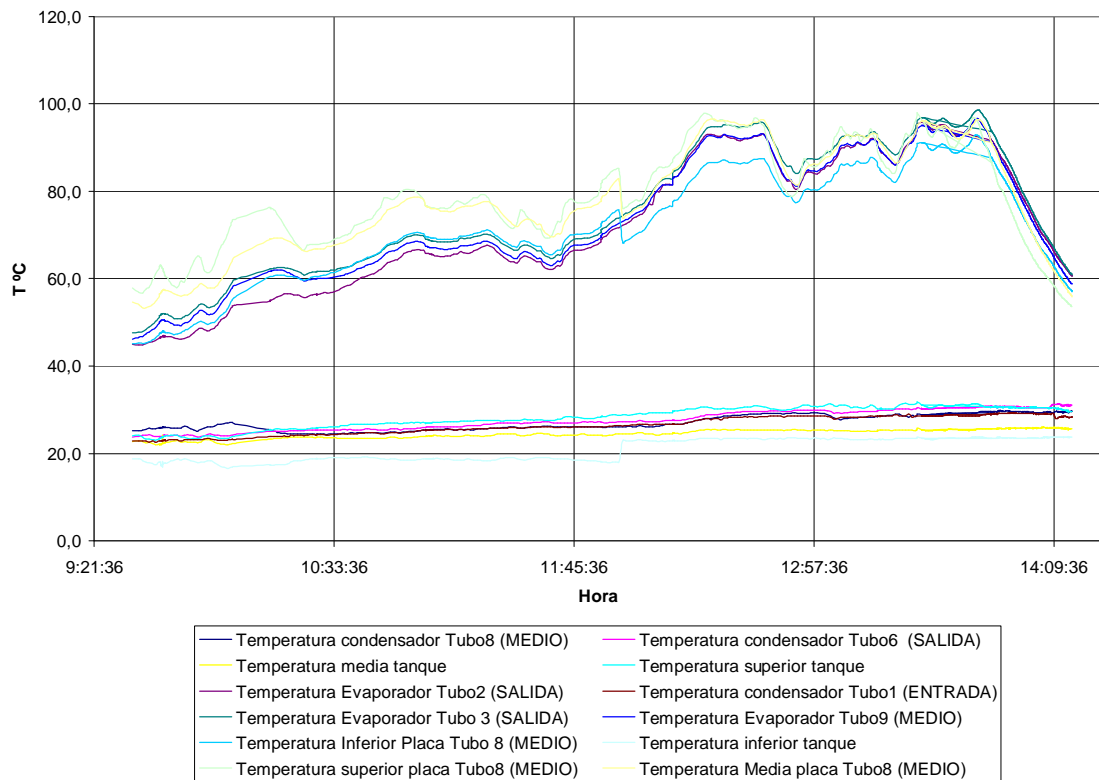


Esta prueba es desarrollada el 31 de marzo de 2007 en las horas de la mañana. La evolución global de temperaturas que se logra, se muestra en el gráfico.

Se observa como la temperatura de los evaporadores y la placa es muy similar y se comporta de manera fluctuante. Esta temperatura es sensible a los cambios en

la intensidad de radiación solar. Las temperaturas de los condensadores y el tanque, en cambio, mantuvieron una pequeña tendencia de crecimiento durante toda la prueba. Esto se debe a la alta inercia térmica que agrega el agua que se pretende calentar.

Ilustración 70 Evolución temperaturas en prueba con circulación natural



Se observa como la temperatura de los 67kg de agua contenidos en el sistema pasa de 22,8°C a 25,8°C, lo que equivale a 841,59kJ de energía y en promedio durante la prueba a un flujo de calor de 50,0W.

Con los datos aproximados de la radiación puede construirse una gráfica de la eficiencia del dispositivo y compararla con la teórica. Se analizan los valores desde las 10:21am suponiendo que el sistema ha alcanzado cierta estabilidad. El

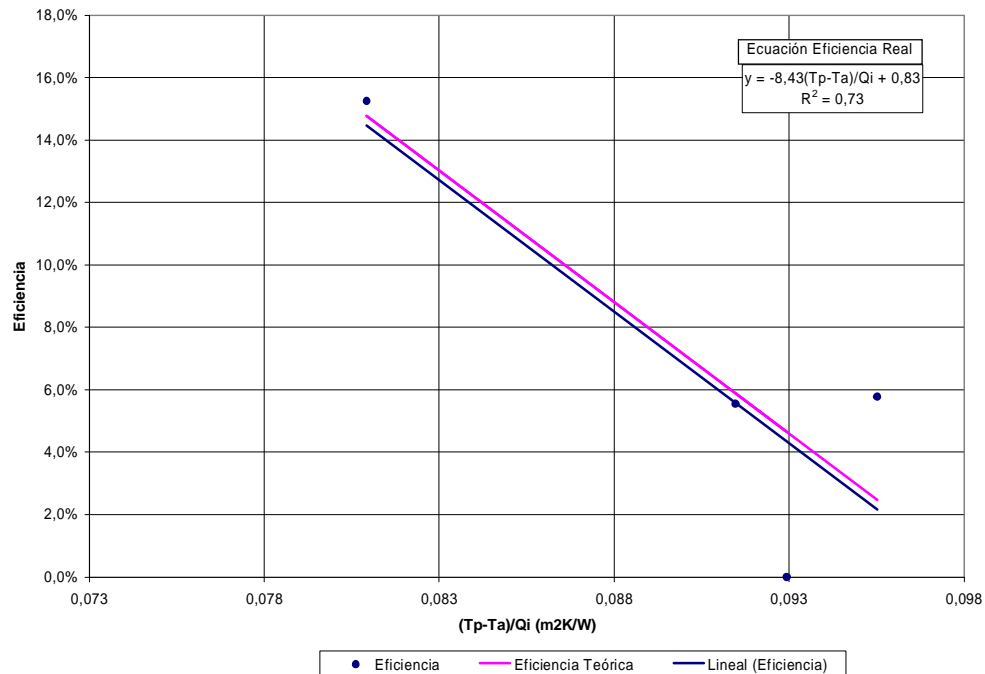
calor útil para la eficiencia se calcula encontrando el incremento en la energía interna para la masa en una unidad de tiempo de una hora.

Tabla 43 Eficiencia prueba convección natural

Hora Inicial	Hora Final	Radiación (W/m ²)	Temperatura tanque inicial (°C)	Temperatura final (°C)	Temperatura placa (°C)	Calor Útil (W/m ²)	Factor del colector (°Cm ² /W)	Eficiencia Real	Eficiencia Teórica
10:21:02	11:20:17	418	23,8	24,1	67,9	24,1	0,096	5,8%	2,5%
11:20:17	12:26:52	610	24,1	25,4	77,4	93,0	0,081	15,2%	14,8%
12:26:52	13:21:03	738	25,4	25,4	96,6	0,0	0,093	0,0%	4,7%
13:21:03	14:14:04	648	25,4	25,8	87,3	35,9	0,091	5,5%	5,9%

La pendiente de la eficiencia real se desvía un poco de la teórica. Esto se debe en parte, a que el coeficiente de pérdidas con el que se calcula la eficiencia es función de la temperatura, pero para efectos de simplificación se considera constante.

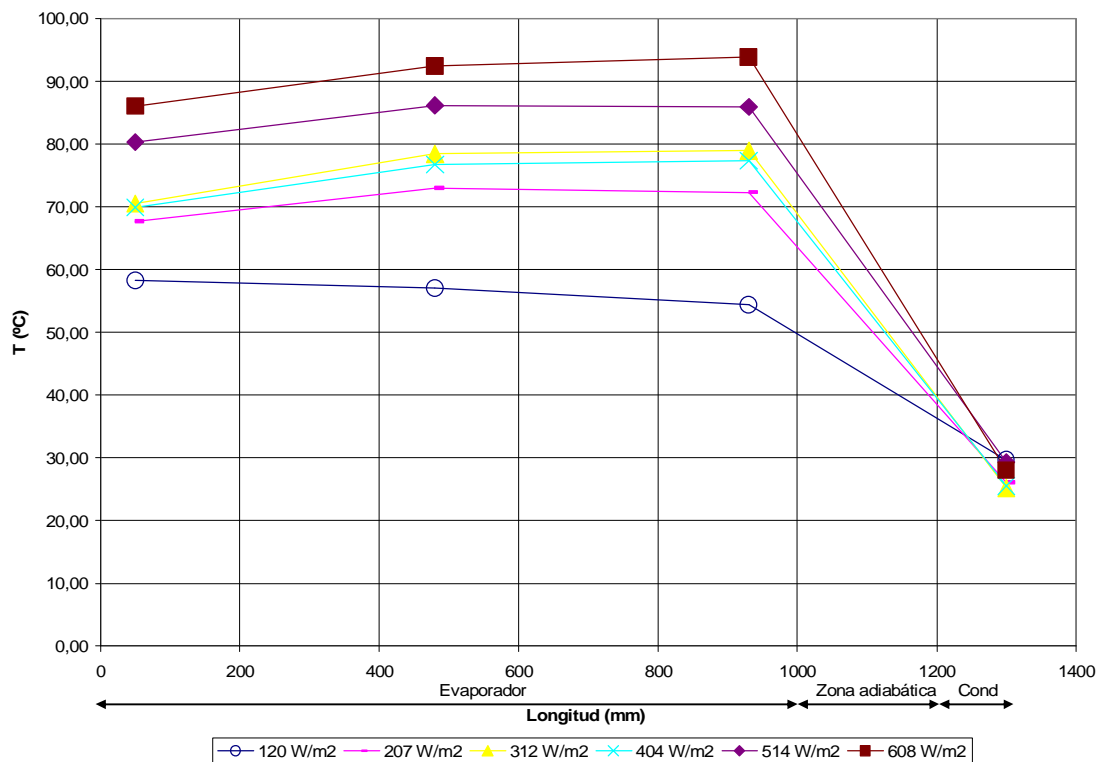
Ilustración 71 Eficiencia en la prueba con circulación natural



La eficiencia del prototipo de calentador solar es algo baja, ya que se está elevando la temperatura de la placa. Existe una deficiencia en la manera como se retira el calor de la placa. En promedio, durante la prueba, la eficiencia fue del 7.6% y se alcanzaron eficiencias máximas del 17.5%.

Al parecer el tubo no está logrando establecer un equilibrio de temperatura. Entonces se busca establecer una relación entre la diferencia de temperaturas y la intensidad de radiación. Se construyen gráficas de distribución de temperaturas en el tubo de calor.

Ilustración 72 Distribución temperaturas del tubo en prueba circulación natural

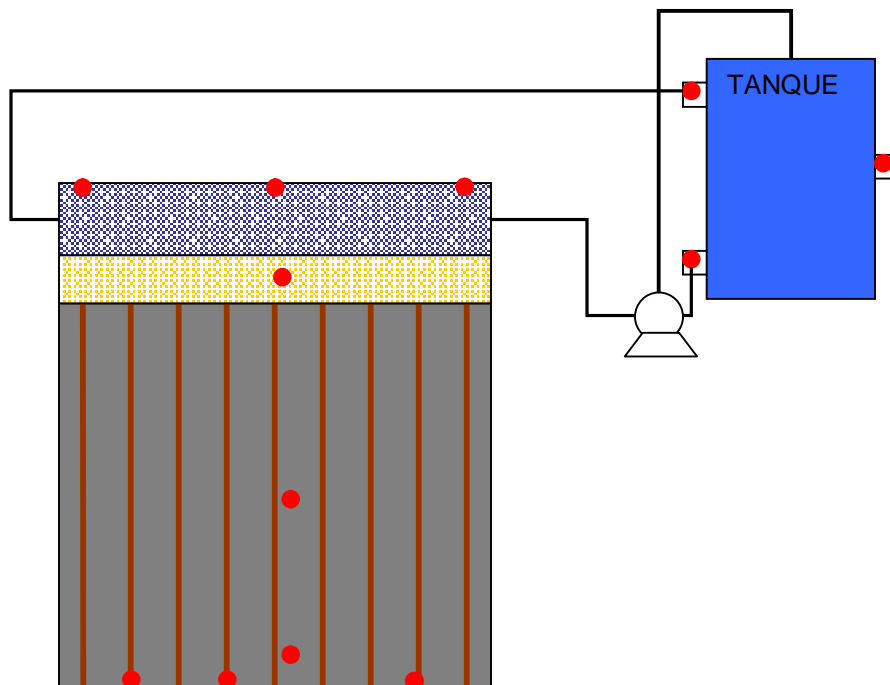


De nuevo se evidencia cierta relación entre la intensidad de radiación y la diferencia de temperatura. La temperatura en el condensador es muy similar para las gráficas con cada intensidad.

7.4 PRUEBA CIRCULACIÓN FORZADA

Se realizan pruebas con circulación forzada con el fin de aumentar los coeficientes de transferencia en la parte superior y así facilitar la evacuación del calor de los tubos.

Ilustración 73 Esquema prueba circulación forzada

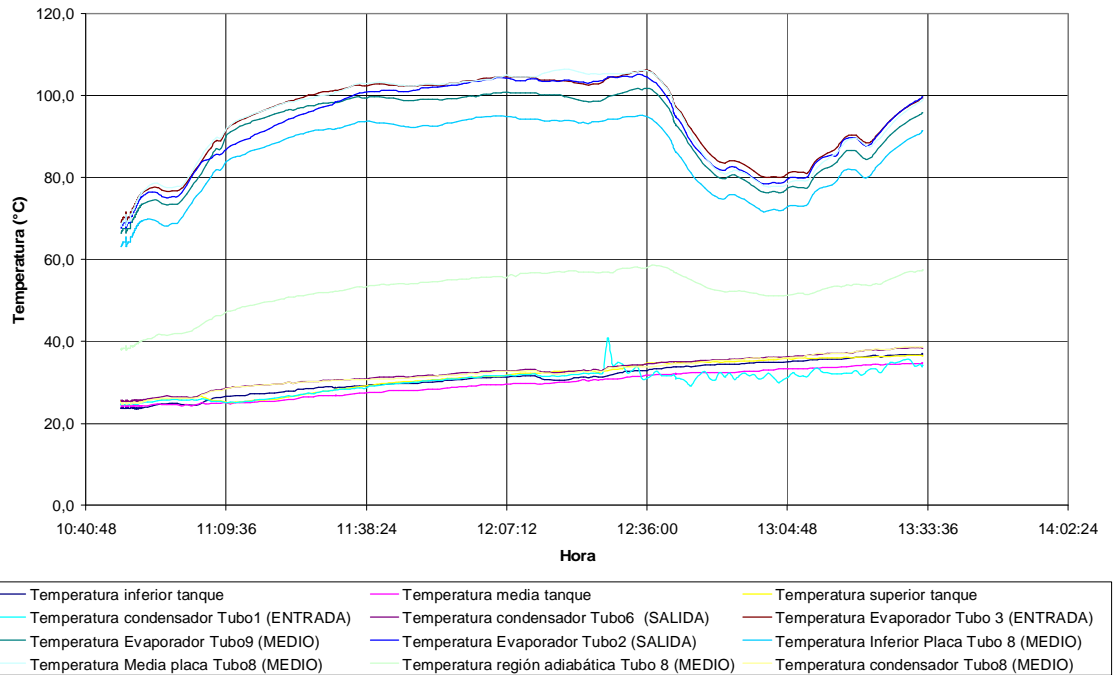


Esta prueba es realizada el día 4 de abril de 2007, este es un día parcialmente nublado. Para la circulación del agua se utiliza una bomba tipo turbina de 0.37W, referencia Pedrollo PKm 60. El caudal de la bomba se divide en dos flujos, uno es retornado directamente al tanque y el otro va al intercambiador. Así se obtiene un flujo más pequeño de 3LPM.

La captura de datos tiene una duración de tres horas, en este tiempo las temperaturas tienen el siguiente comportamiento. La temperatura media en el

tanque pasa de 24,4°C a 34,8°C, esto es equivalente para los 67kg a 2917,50kJ de energía y en promedio durante la prueba a un flujo de calor de 301,2W. Este valor es alto si se tiene en cuenta que la radiación durante la prueba fue de aproximadamente 680W/m², lo que se traduce en una eficiencia del 44%. Sin embargo existe cierta distorsión, ya que la potencia de la bomba es más grande de la requerida y una parte considerable de esta se traduce en calor que va al agua.

Ilustración 74 Evolución temperaturas en prueba con circulación forzada

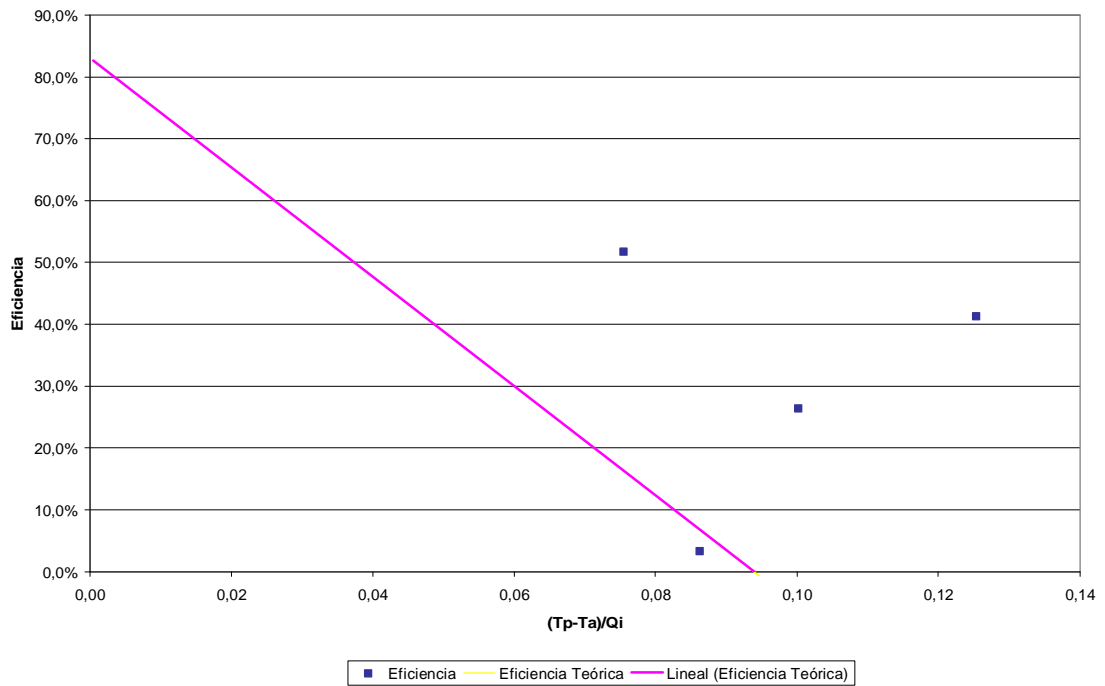


La evolución de la eficiencia se analiza cada media hora. No se hace instantánea porque la radiación varía continuamente, pero el sistema tiene cierta inercia y no responde tan rápido. Los cálculos utilizan los promedios de los valores durante el período de tiempo considerado.

Tabla 44 Eficiencia en prueba con circulación forzada

Caudal		3	LPM								
Flujo Másico		0,05	kg/s								
Hora Inicial	Hora Final	Radiación (W/m ²)	Temperatura ambiente (°C)	Temperatura superior tanque (°C)	Temperatura inferior tanque (°C)	Temperatura Placa (°C)	Factor del colector	Calor útil	Eficiencia	Eficiencia Teórica	
10:45:05	11:01:30	627,1	27,6	25,7	24,2	75,0	0,08	324,7	51,8%	16,3%	
11:01:30	11:30:04	780,5	26,8	26,3	27,2	94,2	0,09	-188,3	-24,1%	6,7%	
11:30:04	12:00:10	769,7	27,3	29,6	29,7	102,4	0,10	-12,5	-1,6%	-3,2%	
12:00:10	12:30:19	773,8	27,5	32,2	31,2	105,0	0,10	203,7	26,3%	-5,5%	
12:30:19	13:00:38	478,7	30,1	34,9	34,0	90,1	0,13	197,4	41,2%	-27,8%	
13:00:38	13:32:39	647,4	30,9	36,0	35,9	86,7	0,09	21,0	3,2%	6,8%	

Ilustración 75 Eficiencia en prueba con circulación forzada

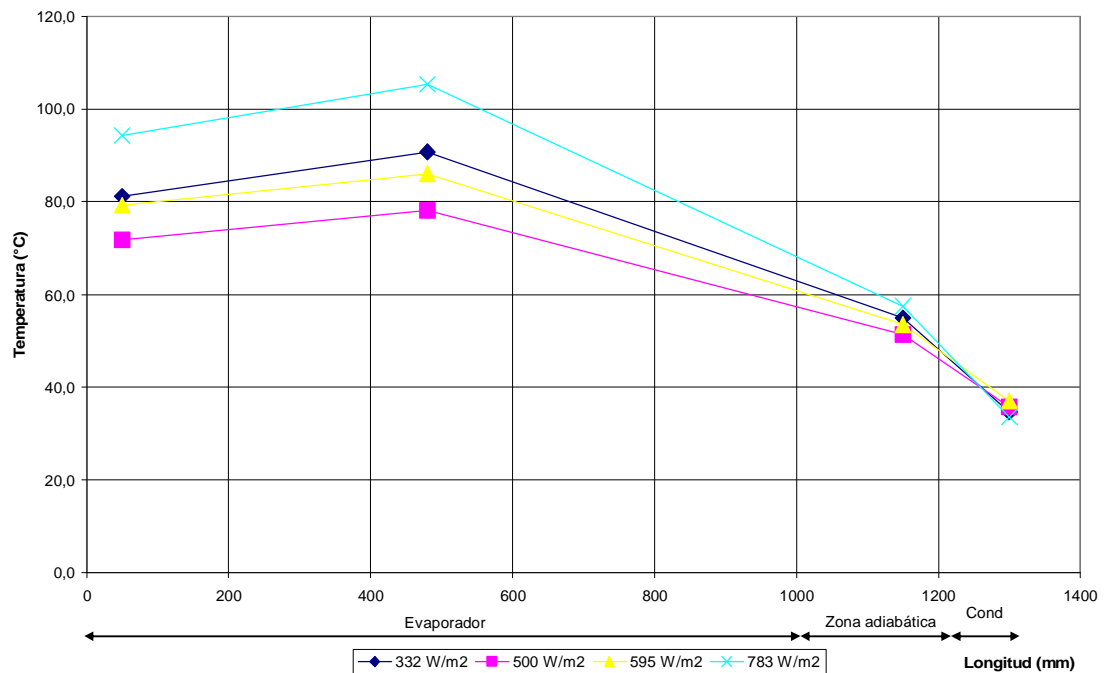


Los valores de eficiencia no presentan ninguna correlación; en algunos casos son superiores a la eficiencia teórica y en otros son negativos. Lo anterior, se debe en

parte, a la distorsión impuesta por la bomba. En cuanto a eficiencia los datos no son concluyentes.

Las distribuciones de temperatura en el tubo son relevantes ya que permiten establecer la capacidad de este para equilibrarlas.

Ilustración 76 Distribución temperatura tubo en prueba circulación forzada



7.5 PRUEBA VARIACIÓN DE INCLINACIÓN EN UN TUBO

Las pruebas con circulación natural y forzada dejan la percepción de un bajo desempeño de los tubos de calor. Con el fin de determinar las posibles causas de ese desempeño se separa uno de los tubos y se realiza un montaje como el ilustrado en la figura.

Ilustración 77 Esquema prueba tubo con diferentes inclinaciones

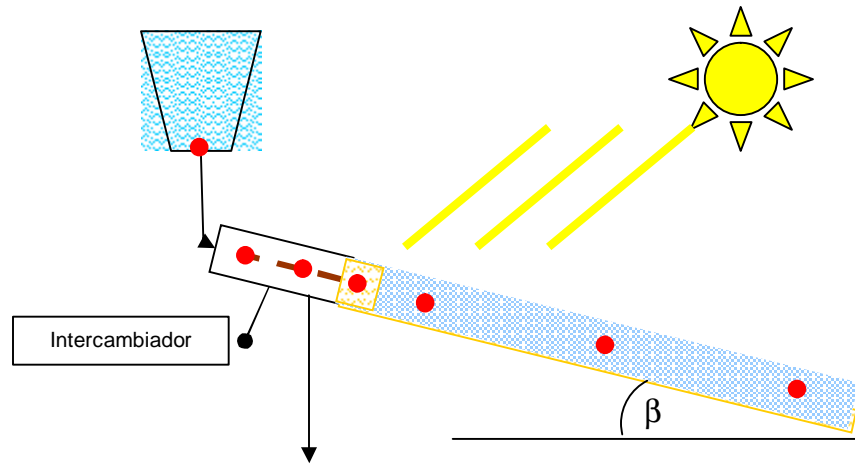


Ilustración 78 Montaje prueba para un tubo



En la prueba se evaluó la distribución de temperaturas para el tubo con inclinaciones de 12° , 18° y 25° . Los resultados se muestran en los gráficos.

Ilustración 79 Distribución de temperatura con una inclinación de 12°

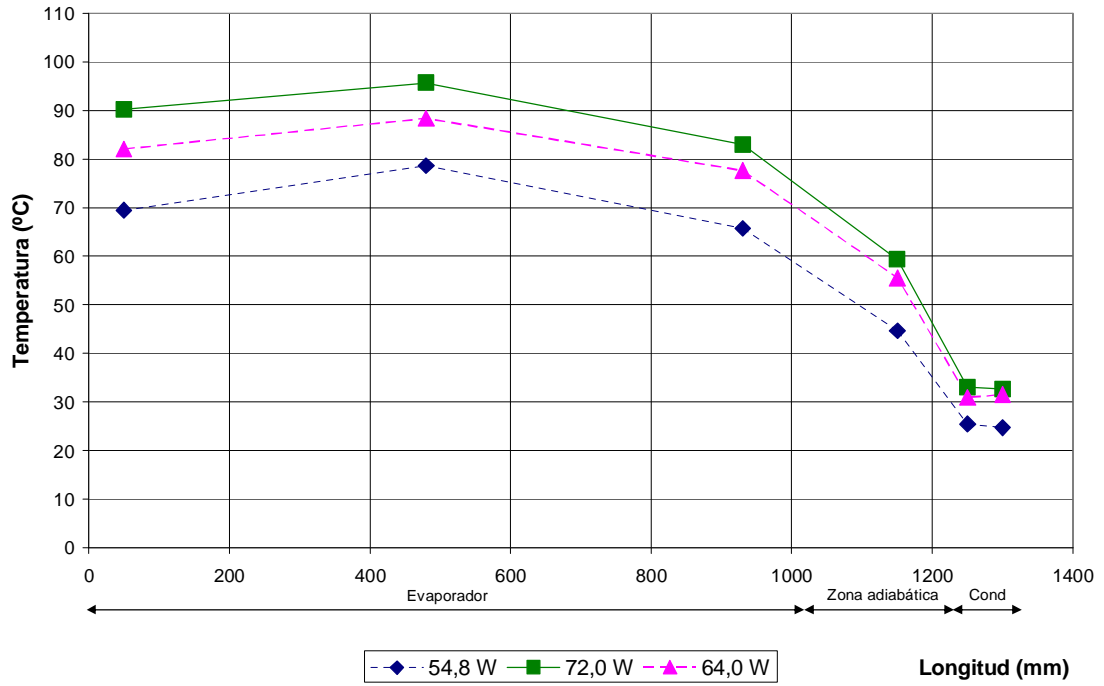


Ilustración 80 Distribución de temperatura con una inclinación de 18°

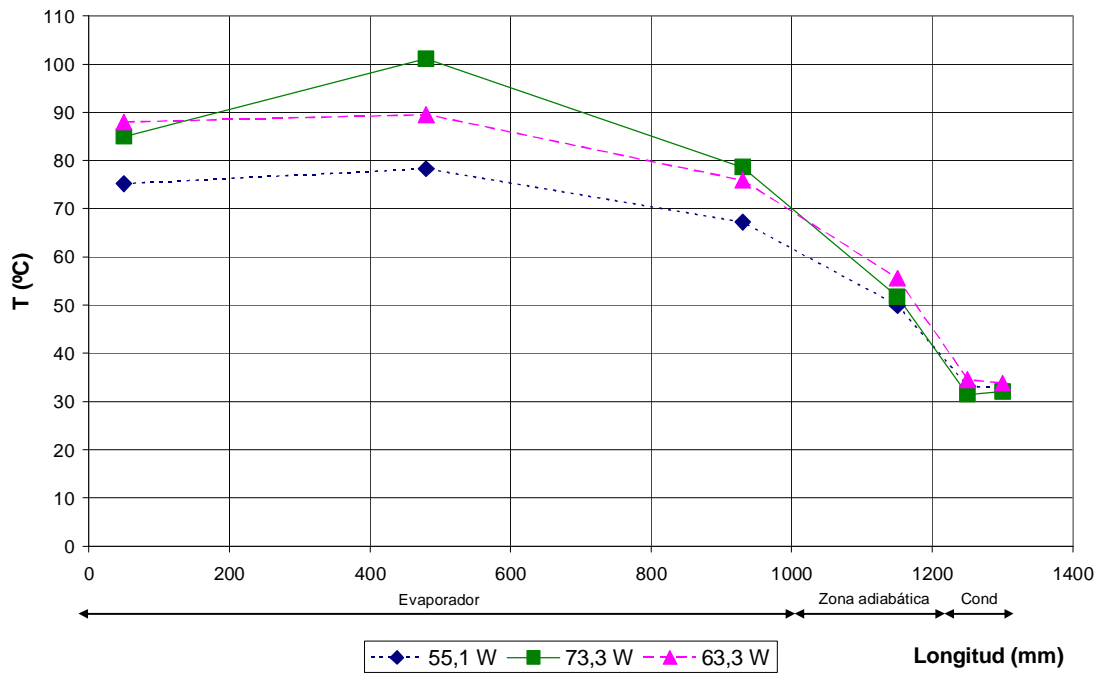
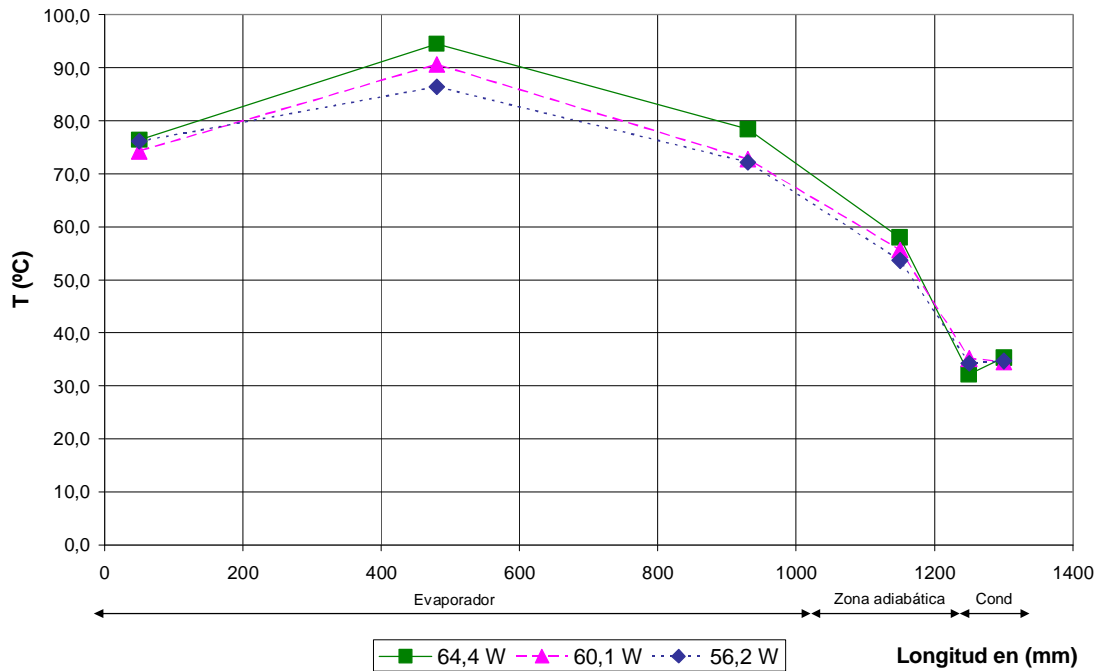


Ilustración 81 Distribución de temperaturas con una inclinación de 25°



En los gráficos puede observarse que la temperatura en el evaporador para una potencia similar es mayor cuando la inclinación es mayor. Es decir, que la operación del tubo se ve afectada negativamente cuando la inclinación aumenta. Además se resalta que la temperatura registrada por la termocupla en el termopozo (L = 1300mm), registra un valor similar y algunas veces menor que el de la temperatura del condensador (L=1250mm). Estas dos observaciones indican la presencia de gases no condensables en el condensador.

Cuando el tubo está horizontal, los gases se distribuyen a lo largo de él; habilitando una porción del condensador. Cuando el tubo se inclina los gases se ubican en la parte superior obstruyendo el condensador.

Después de la carga se realiza una purga para retirar los gases no condensables y se hace un chequeo para evaluar su efectividad. Es decir, que en el momento de sellar los tubos no hay presencia de gases no condensables. Estos se generan,

posiblemente, en reacciones dentro del tubo de la malla con algunos iones diluidos en el agua.

No se conoce ninguna experiencia previa del uso de este tipo de malla, por lo cual en el momento de construcción se deja un testigo de esta sumergida en agua. Con el paso del tiempo el agua se enturbia con partículas blancas, manifestación de la degradación de la malla.

Ilustración 82 Degradación de la malla



7.6 COSTOS

Los costos finales de los materiales necesarios para la construcción del prototipo se especifican en la tabla. Como puede observarse el ítem que tiene más peso sobre el costo total es el cobre, seguido por la madera plástica y el material para los aislamientos. Los elementos más costosos del colector son los tubos de calor, el soporte y los aislamientos. Un incremento en el precio de los materiales para su fabricación tiene una notoria influencia en el costo total.

El costo unitario de los materiales de los tubos de calor es cercano a \$13.000 por tubo. Adicionalmente, está el costo de los procesos de manufactura, en la fabricación de los tubos se invierten aproximadamente 30h lo que es equivalente a 3,3h por tubo. Esta es una clara manifestación de las complicaciones que tiene la

tecnología de fabricación de tubos de calor y que esta se desarrolla aún a nivel experimental.

Tabla 45 Costos materiales del prototipo

ELEMENTO	VALOR POR UNIDAD	CANTIDAD		VALOR	PORCENTAJE SOBRE COSTO TOTAL
Lámina vipack transparente calibre 10 y 1,5m de ancho	\$ 8.300	2,3	m	\$ 19.090	4,26%
Lámina de aluminio de 0,7mm de espesor y 1m de ancho	\$ 21.625	1,5	m	\$ 32.438	7,24%
Tubería flexible de cobre de ½" de diámetro	\$ 7.300	14	m	\$ 102.200	22,80%
Tubería de presión de PVC de 4" de diámetro	\$ 20.000	1	m	\$ 20.000	4,46%
Tubería flexible de cobre de 3/16" de diámetro	\$ 6.240	0,5	m	\$ 3.120	0,70%
Tapón hembra 1/2" IPS	\$ 600	4	--	\$ 2.400	0,54%
Tablas madera plástica (24*105*1000mm)	\$ 6.763	7	--	\$ 47.340	10,56%
Travesaño plástico ecológico (50*50*1300mm)	\$ 8.869	2	--	\$ 17.739	3,96%
Cable coaxial con recubrimiento al 100%	\$ 950	30	m	\$ 28.500	6,36%
Pintura	\$ 15.300	1	--	\$ 15.300	3,41%
Componente Ay B espuma de poliuretano	\$ 14.261	3	kg	\$ 42.783	9,54%
Tubería de PVC Sanitaria de 4" (molde aislamiento)	\$ 12.000	1	m	\$ 12.000	2,68%
Adaptador hembra 1/2" CPVC	\$ 1.600	18	--	\$ 28.800	6,42%
Niple de 1/2" IPS	\$ 900	24	--	\$ 21.600	4,82%
Garrafa Plástica 60l	\$ 30.000	1	--	\$ 30.000	6,69%
Otros (Tornillos, Mangueras, Salidas para tanque)	\$ 25.000	1	--	\$ 25.000	5,58%
TOTAL				\$ 448.309	100%

8 CONCLUSIONES

Se desarrolló un equipo que combina la tecnología de los tubos de calor con la del uso de la energía solar. El proceso consistió: de la adquisición de conocimiento general sobre ambos temas, la identificación de los requerimientos, el diseño metódico, la construcción y finalmente una breve evaluación del prototipo resultante.

Se logró una comprensión de los fenómenos térmicos y ópticos involucrados en la operación de calentadores solares que utilizan una placa como medio de absorción. Lo que permitió una identificación de las propiedades ópticas más importantes de los materiales a utilizar en la construcción de estos equipos. Estas propiedades y los mecanismos de transferencia de calor involucrados restringen la eficiencia máxima que pueden alcanzar los calentadores solares a un valor cercano al 50%.

La disponibilidad promedio de energía solar en Medellín es cercana a $4.8\text{kWh/m}^2\text{día}$, lo que equivale en promedio a 400W/m^2 . Esta energía es suficiente para lograr incrementar en 30°C la temperatura de 140kg de agua. Como se ha dicho la eficiencia de los sistemas se encuentra alrededor del 50%, lo que se traduce en una capacidad de 70kg de agua por cada metro cuadrado de área de colección aproximadamente.

Se diseñó un prototipo de calentador solar con tubos de calor que tiene un área de colección de un metro cuadrado y calienta una masa de agua de 67kg . En el panel se ubican 9 tubos de calor con una longitud de 1.3m , los límites de transferencia de calor para los tubos diseñados son todos superiores a 190W y cada tubo debe transferir 50W . Los modelos matemáticos utilizados indican que el panel tendría una eficiencia teórica del 40%.

En el prototipo se utilizaron varios materiales plásticos, por la facilidad para su procesamiento y costo moderado. Se hicieron las respectivas consideraciones sobre la coherencia de sus propiedades con las condiciones de operación y se concluyó que esta combinación es innovadora, técnicamente viable y económicamente favorable.

Se fabricó el prototipo de acuerdo con el diseño planteado. Se utilizaron métodos nuevos para la instalación de la estructura capilar y el cierre de los tubos. La implementación del cierre a través de la formación del extremo del tubo, permite la abolición del uso de tapones y reduce el número de uniones con posible fuga. El uso de una malla tubular facilita la adherencia a las paredes del tubo y elimina el punto de unión longitudinal de las mallas envueltas.

La construcción de los tubos de calor comprendida por: limpieza, ensamble, cierre, carga, soldadura y sellado. Es un proceso con cierta complejidad que se realizó de una manera manual. Se invirtieron alrededor de 3.3h en la construcción de cada tubo, lo que representa una cantidad muy grande de tiempo y restringe las cantidades de tubos a fabricar. Además los costos de los materiales de los tubos son altos, alrededor de \$13.000 por tubo. La tecnología de los tubos de calor es atractiva, pero igualmente exigente en aspectos de manufactura.

La fabricación de los otros elementos del prototipo se hace mediante técnicas de manufactura tradicionales y relativamente sencillas. Varios de los elementos son de consecución comercial, lo que facilita la fabricación y mantenimiento; y reduce costos. Los costos totales de los materiales para la fabricación del prototipo ascienden a \$448.000 de los cuales el 30% corresponde a los materiales para los tubos. Los costos del prototipo son relativamente bajos en comparación con calentadores solares a nivel comercial.

Se realizaron pruebas en el prototipo para evaluar su desempeño. En la prueba con convección natural el equipo tuvo una eficiencia del 7.6% en promedio. Esta eficiencia es baja considerando que para las mismas condiciones la eficiencia teórica es del 10%, lo que implica que las pérdidas de calor son mayores a las consideradas inicialmente y / o una capacidad de transporte térmico baja.

La eficiencia también se ve reducida por el aumento de la temperatura en la placa. Se alcanzan temperaturas en la placa muy alta, lo que genera una mayor disipación de calor. Este incremento de temperatura se ocasiono por una rata pequeña de remoción de calor. El calor no se transfiere al agua, se acumula en el panel de colección y por lo tanto las temperaturas de este aumentan.

Se realizaron pruebas sobre un solo tubo de calor a diferentes inclinaciones. Los resultados de estas mostraron una operación más deficiente en la medida en que la inclinación aumenta. Lo anterior permite concluir, que existe presencia de gases no condensables en el interior del tubo de calor. Además, en el testigo de malla al cual se evaluó su degradación apareció una sustancia blanca como un residuo precipitado.

La malla en el interior de los tubos se ha degradado y es la causa más probable de la aparición de gases no condensables. Esta degradación puede ser ocasionada por iones disueltos provenientes del lavado de la malla y corrosión galvánica entre el cobre y el aluminio. El potencial estándar del aluminio en solución acuosa es $-1.66V$ y el del cobre $0.34V$; lo que implica que puede haber reducción entre ambos metales.

Para mejorar el desempeño técnico y la viabilidad económica del prototipo es necesario resolver problemas de manufactura en cuanto a: la estructura capilar, la fabricación de aislamientos y la instalación adecuada de cubiertas de bajo costo.

El prototipo construido actualmente no es competitivo comparado con valores de rendimiento de calentadores solares de agua comerciales.

Los procesos de diseño y construcción fueron realizados con cuidado y precaución. Sin embargo, la tecnología de los tubos de calor es un tema en desarrollo y aún existen muchos aspectos por determinar; por lo cual el diseño y optimización aún está muy ligado a la experimentación. Los campos involucrados en el proyecto como son modelación, manufactura, selección de materiales y experimentación, plantean un panorama muy amplio. Abarcar completamente este panorama se sale de los límites de un proyecto de este tipo.

9 RECOMEDACIONES Y SUGERENCIAS

Realizar un análisis del proceso de construcción de los tubos de calor con el objetivo de reducir tiempo, costos y garantizar un correcto desempeño de los tubos. Se debe adelantar en la implementación de procesos de manufactura que viabilicen la fabricación a nivel productivo.

Evaluar y desarrollar otras alternativas para la estructura capilar como: el maquinado de ranuras helicoidales, el conformado de resortes o el uso de materiales no convencionales como la fibra de vidrio. Criterios importantes para esta evaluación son: la durabilidad en el tiempo y la facilidad de instalación.

Realizar pruebas de resistencia del extremo del tubo que se cierra laminando el material. Debe determinarse con exactitud el espesor final y la existencia o no de concentradores de esfuerzo. Para tubos que tengan temperaturas de operación más altas, este podría ser un punto de falla.

Desensamblar los tubos para evaluar la condición de los materiales en su interior. Además hacer pruebas de identificación de las sustancias que se forman con el tiempo.

En el lavado de la malla se recomienda poner especial atención. Los residuos de las reacciones con las sustancias utilizadas se depositan en las intersecciones de los hilos de alambre. Se debe garantizar la remoción de estos, ya que pueden comprometer el desempeño del tubo de calor.

Considerar la posibilidad de utilizar otras sustancias como fluido de trabajo que tengan una mayor compatibilidad con el material del cual esta fabricada la malla. También considerar la utilización de mallas con estructuras similar a la utilizada

pero fabricadas de acero inoxidable. En este aspecto es necesario realizar una exploración para determinar la facilidad de consecución.

Realizar pruebas de larga duración en el prototipo para establecer su respuesta en condiciones normales de operación y tener noción del deterioro que sufren los materiales del cual esta fabricado.

Diseñar, teniendo en cuenta esta y las experiencias de otros proyectos de grado, instructivos, listas de chequeo y formatos para cada uno de los procesos involucrados en la fabricación de tubos de calor: limpieza, ensamble, cierre, carga, y sellado.

Hacer una evaluación de la prefactibilidad de la producción de calentadores solares de agua con tubos de calor para el consumo masivo. Además hacer revisiones en el diseño para lograr el paso de prototipo a producto.

10 BIBLIOGRAFÍA

10.1 CLÁSICA

ABREU, Samuel; SKIAVE, Jorge y COLLE Sergio. "Working Characteristics of a Compact Solar Hot Water System with heat pipes during Startup and Geyser Boiling Periods". En: ISES Solar World Congress 2003. Florianópolis, Brasil, 2002..

_____ y COLLE Sergio. "An experimental study of two-phase closed thermosyphons for compact solar domestic hot-water systems". En: ISES Solar World Congress 2003. Florianópolis, Brasil, 2003.

APPLEBY, Edward y CATAÑO, Juan. "Diseño y Construcción de tubos de calor", Proyecto de grado (Ingeniería Mecánica). Medellín: Universidad Eafit, 2003.

BEJAN, Adrian y KRAUS, Allan. "Heat transfer handbook". Hoboken: John Wiley & Sons, 2003. ISBN: 0-471-39015-1

CENGEL, Yunus y BOLES, Michael. "Termodinámica" Cuarta Edición. México: McGraw Hill, 2003. ISBN: 970-10-3966-1.

DUQUE, Andrés. "Diseño y Construcción de un prototipo de Intercambiador de calor utilizando termosifones bifásicos" Proyecto de grado (Ingeniería Mecánica). Medellín: Universidad Eafit, 2004.

DUNN, P. y REAY, D. A. "Heat pipes". Segunda edición. Londres, Pergamon Press, 1978. 334 P. ISBN 0-08-022127-0.

ESEN, Mehmet y ESEN Hikmet. "Experimental investigation of two-phase closed themosyphon solar water heater". En: Solar Energy, 2005. ISSN: 0038-092X

FAGHRI, Amir. "Heat Pipe Science and Technology". Londres: Taylor & Francis, 1995. ISBN 1-56032-383-3

GIRALDO OSORIO, Carlos M. y LOPERA RESTREPO Juan. "Tubos de calor generalidades y perspectivas". Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico) Medellín: Universidad Pontificia Bolivariana, 1988.

KREITH, Frank y KREIDER Jan. "Principles of Solar Engineering". Washington: McGraw Hill, 1978. ISBN: 0-07035476-6

LIENHARD, John y LIENHARD, John. "A heat transfer textbook" Tercera edición. Cambridge: Phlogiston Press, 2004.

LUNDE, Peter. "Solar Thermal Engineering, Space Heating and Hot Water Systems". Nueva York: John Wiley & Sons, 1980. ISBN: 0-471-08233-3.

MATHIOULAKIS, Emmanouil y BELESSIOTIS, Vassilis. "A new Heat Pipe Type Solar Domestic Hot Water System". En: Elsevier, Londres 2002. ISSN 0038-092X/02/S

ORGANIZACIÓN DE LAS NACIONES UNIDAS. Protocolo de Kyoto de la convención marco de las naciones unidas sobre el cambio climático. Vigente a partir de febrero de 2005.

PARIS, Santiago y ACEVEDO, José. "Construcción de un colector de placa plana para el calentamiento de agua con energía solar", Trabajo de grado (Ingeniería Mecánica). Medellín: Universidad Pontificia Bolivariana, 1980

PETTERSON, GP. "An introduction to Heat Pipes Modeling, Testing and Applications". Nueva York: John Wiley & Sons, 1994. ISBN 0-471-30512-X.

RODRIGUEZ, Humberto y GONZALEZ, Fabio. "Manual de radiación solar en Colombia". Bogotá:, 1992. ISBN 958-95506-0-6.

SHIGLEY, Joseph y MISCHKE, Charles. "Diseño en Ingeniería Mecánica" Sexta Edición. México, 2002. ISBN: 970-10-3646-8.

SILVERSTEIN, Calvin C. "Design and Technology of Heat Pipes for Cooling and Heat Exchange". Nueva York: Taylor & Francis, 1992. ISBN:0-89116-859-1.

SOLAREX CORPORATION. "Making and using electricity from the sun". Washington: Tab Books, 1979. ISBN: 0-8306-9812-4.

TACCHI, V. y MONRÓS N. "Dispositivos solares para calentar agua: Nuevo prototipo experimental". En: Avances en energías renovables y medio ambiente. Argentina, 2004. ISSN 0329-5184.

WIEDER, Sol. "An introduction to Solar Energy for Scientist and Engineers". Nueva York: John Wiley & Sons, 1982. ISBN: 0-471-06048-8.

10.2 INTERNET

ENCARTA@

Enciclopedia Virtual Encarta. MSN, 2005 <http://es.encarta.msn.com/>

GARBITEK@

Fabricante de calentadores solares. Visitado en marzo de 2007.
<http://www.garbitek.com>

GREEN PAGES@

Uso racional de los recursos naturales – Visitado en agosto de 2006.
<http://www.eco-web.com>

INFOAGRO@

Información sobre montaje de invernaderos – Visitado en abril 2007.
http://canales.hoy.es/canalagro/datos/industria_auxiliar/plasticos5.htm

ITESO@

Instituto tecnológico y de estudio superiores de occidente. Notas sobre el curso de energía solar – Visitado en marzo 2007. www.pti.iteso.mx

MYSOLAR@

Fabricante de productos que utilizan energía solar - Visitado en septiembre de 2006. <http://www.mysolar.com/>

SCHOOL OF ENGINEERING AND ELECTRONICS@

Escuela de Ingeniería y electrónica de la Universidad de Edimburgo - Visitado en marzo de 2005. <http://www.see.ed.ac.uk/>

SOLAR WATER HEATER DIRECTORY@

Vínculos a sitios de Internet comerciales relacionados con el calentamiento solar de agua – Visitado en agosto de 2006.
http://www.ecobusinesslinks.com/solar_water_heater.htm

THERMOMAX@

Fabricante de aplicaciones solares – Visitado en marzo de 2007.
<http://www.thermomax.com>

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA@

Procesos termosolares en baja, media y alta temperatura – Visitado en marzo 2007. <http://www.termica.webhop.info/>

WIKIPEDIA@

Enciclopedia Virtual – Agosto de 2006. <http://es.wikipedia.org>

CANADIAN RENEWABLE ENERGY NETWORK@

Energía renovable en Canadá – Visitado en Abril de 2007. <http://www.canren.gc.ca/>

MINISTERIO DE MINAS Y ENERGÍA@.2007@

Página del Ministerio de Minas y Energía de Colombia– Visitado en Abril de 2007. <http://www.minminas.gov.co/minminas/>

ANEXO PLANOS