



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E INSTALACIÓN DE UN
SISTEMA DE CALEFACCIÓN CON ENERGÍA SOLAR”**

**RODRÍGUEZ CALVA EDWIN PATRICIO
SOLÍS CÓRDOVA FERNANDO DANIEL**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2012

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

Julio, 11 del 2012

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

EDWIN PATRICIO RODRÍGUEZ CALVA

Titulada:

“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E INSTALACIÓN DE UN SISTEMA DE CALEFACCIÓN CON ENERGÍA SOLAR”

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Ramiro Valenzuela S.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Rodolfo Santillán
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: EDWIN PATRICIO RODRÍGUEZ CALVA

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E INSTALACIÓN DE UN SISTEMA DE CALEFACCIÓN CON ENERGÍA SOLAR”

Fecha de Examinación: Julio, 11 del 2012

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Telmo Moreno. (PRESIDENTE TRIBUNAL)			
Ing. Ramiro Valenzuela (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Rodolfo Santillán (ASESOR)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

Julio, 11 del 2012

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

FERNANDO DANIEL SOLÍS CÓRDOVA

Titulada:

“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E INSTALACIÓN DE UN SISTEMA DE CALEFACCIÓN CON ENERGÍA SOLAR”

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Ramiro Valenzuela S.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Rodolfo Santillán
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: FERNANDO DANIEL SOLÍS CÓRDOVA

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E INSTALACIÓN DE UN SISTEMA DE CALEFACCIÓN CON ENERGÍA SOLAR”

Fecha de Examinación: Julio, 11 del 2012

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Telmo Moreno. (PRESIDENTE TRIBUNAL)			
Ing. Ramiro Valenzuela (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Rodolfo Santillán (ASESOR)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Edwin Patricio Rodríguez Calva.

Fernando Daniel Solís Córdova.

DEDICATORIA

A Dios, por haberme permitido llegar hasta este punto tan importante de mi vida y haberme dado salud para lograr mis objetivos, además de su infinita bondad y amor.

A mi madre LUISA DEL ROSARIO, por haberme apoyado en todo momento, por sus consejos, sus valores, su confianza y por la motivación constante que me ha permitido culminar mi carrera, pero más que nada, por su amor.

A mi padre JOSÉ LUIS, mis hermanos JORGE, EDISON y ELIZABETH por apoyarme y brindarme sus consejos para ser una persona de bien.

Edwin Patricio Rodríguez Calva

El presente trabajo está dedicado primeramente a DIOS y al Señor de la Justicia, por ser mi fe, inspiración y fortaleza. A mi Madre MARIA LLANET, a mis abuelitos ROSA y NÉSTOR porque creyeron en mí y porque me sacaron adelante, dándome ejemplos dignos de superación y entrega, porque gracias a ustedes, hoy puedo ver alcanzada mi meta. Gracias por haber fomentado en mí el deseo de superación y el anhelo de triunfo en la vida.

A mi hermano, tíos, primos; y como olvidar a mis grandes amigos que he ido encontrando en el camino de la vida, siendo mi mayor deseo que nuestra amistad perdure en el tiempo.

Mil palabras no bastarían para agradecerles su apoyo, comprensión y consejos en los momentos más difíciles.

Fernando Daniel Solís Córdova

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

A los ingenieros Ramiro Valenzuela y Rodolfo Santillán, director y asesor de tesis respectivamente. Por brindarme su valiosa colaboración y amistad desinteresada en el desarrollo y culminación del presente trabajo.

Y en especial para todos los amigos, compañeros y personas que nos apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de nuestras vidas.

Edwin Patricio Rodríguez Calva

El más sincero agradecimiento a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarme una formación académica y ética que me permitirá ser competente en el ámbito profesional.

A los ingenieros Ramiro Valenzuela y Rodolfo Santillán, director y asesor de tesis respectivamente. Por brindarme su valiosa colaboración y amistad desinteresada en el desarrollo y culminación del presente trabajo.

A los ingenieros: Tito Calva, Carlos Calva, Héctor Aquieta, William Cáceres y Sr. Carlos Sánchez Endara por aportar con sus sabios consejos, motivación y cooperación científica.

Por ultimo un agradecimiento especial a mi Madre, abuelitos, familia, amigos y demás personas ya que siempre estuvieron impulsándome en los momentos más difíciles de mi carrera, fue lo que me hizo ir hasta el final y culminar con éxito una etapa de mi vida.

Fernando Daniel Solís Córdova

CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCIÓN	
1.1 Antecedentes	3
1.2 Justificación	5
1.3 Objetivos	7
1.3.1 <i>Objetivo general</i>	7
1.3.2 <i>Objetivos específicos</i>	7
2. MARCO TEÓRICO	
2.1 Energía solar	8
2.2 Calor	8
2.2.1 <i>Mecanismos de transferencia de calor</i>	9
2.3 Colector solar	15
2.3.1 <i>Colector de tubo de vacío</i>	16
2.3.2 <i>Colector solar de placa plana</i>	17
2.4 Circulación natural del agua en el calentador solar	20
2.5 Inclinación del panel solar	20
2.6 Recurso energético disponible	21
2.6.1 <i>Método Glover y Mc Culloch</i>	21
2.6.2 <i>Método de Page</i>	22
2.6.3 <i>Atlas solar del Ecuador</i>	22
2.7 Necesidad o demanda energética	23
2.8 Estandarización de colectores solares	24
2.8.1 <i>Ancho del colector</i>	24
2.8.2 <i>Largo del colector</i>	25
2.8.3 <i>Diámetro de los tubos</i>	25
2.8.4 <i>Material y número de tubos</i>	26
2.8.5 <i>Número de cubiertas de vidrio</i>	26
2.8.6 <i>Espesor de aislamiento</i>	27
2.9 Procesos de acondicionamiento de aire	28

2.9.1	<i>Calefacción</i>	28
2.9.2	<i>Calefacción solar</i>	30
2.9.3	<i>Sistema de calefacción con aire</i>	30
2.9.4	<i>Sistema de calefacción con agua</i>	32
2.9.5	Ventajas del suelo radiante	35
2.9.6	Desventajas del suelo radiante	36
2.10	Configuración del circuito de tuberías	38
2.10.1	<i>Distribución en serpentín</i>	39
2.10.2	<i>Distribución en doble serpentín</i>	39
2.10.3	<i>Distribución en espiral</i>	40
2.11	Componentes	40
2.11.1	<i>Bomba de recirculación</i>	40
2.11.2	<i>Aislamiento térmico</i>	41
2.11.3	<i>Tubo de cobre</i>	41
2.11.4	<i>Purgadores</i>	41
2.12	Sistema auxiliar	42
3.	DISEÑO DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN	
3.1	Alternativas de diseño	44
3.1.1	<i>Convectores eléctricos</i>	44
3.1.2	<i>Suelo radiante</i>	45
3.2	Análisis térmico mediante simulación en estado transitorio	46
3.2.1	<i>Tubería sin aletas</i>	46
3.2.2	<i>Tubería con aletas basadas en el modelo del catálogo</i>	47
3.2.3	<i>Análisis térmico con aletas modificadas</i>	49
3.3	Simulación del comportamiento térmico de las aletas en estado estable	51
3.4	Generalidades del diseño	53
3.4.1	<i>Consideraciones preliminares</i>	53
3.5	Emplazamiento y ubicación	54
3.5.1	<i>Condiciones iniciales</i>	54
3.6	Recurso energético disponible	54

3.6.1	<i>Método Glover y Mc Culloch</i>	54
3.6.2	<i>Método de Page</i>	54
3.7	Necesidad o demanda energética	55
3.7.1	<i>Dimensiones del colector solar de placa plana</i>	56
3.8	Carga de calefacción	56
3.8.1	<i>Carga a través de ventanas, paredes, techos y suelos</i>	56
3.8.2	<i>Techo</i>	57
3.8.3	<i>Paredes</i>	57
3.8.4	<i>Ventanas</i>	58
3.8.5	<i>Piso</i>	59
3.8.6	<i>Infiltración</i>	60
3.9	Cálculo térmico de suelo radiante	64
3.9.1	<i>Descripción de mecanismos de transferencia de calor</i>	64
3.9.2	<i>Comparación de la disponibilidad vs la demanda de calor</i>	78
3.9.3	<i>Comparación de resultados con normativa Europea de calefacción</i>	78
3.9.4	<i>Pérdidas de calor en tubería de conducción</i>	79
3.10	Diseño del circuito hidráulico	82
3.11	Selección de la bomba de circulación	82
3.11.1	<i>Condiciones del sistema hidráulico</i>	84
4.	COSTRUCCIÓN E INSTALACIÓN	
4.1	Construcción del colector solar	88
4.2	Construcción del suelo radiante	93
4.3	Montaje e Instalación	96
4.3.1	<i>Colector solar de placa plana</i>	96
4.3.2	<i>Suelo radiante</i>	97
5.	COSTOS Y MANTENIMIENTO	
5.1	Costos	99
5.1.1	<i>Costos directos</i>	99
5.1.2	<i>Costos indirectos</i>	102

5.2	Mantenimiento del sistema.....	103
6.	PRUEBAS Y RESULTADOS	
6.1	Análisis e interpretación de resultados de las pruebas del sistema.	104
7.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
7.1	Conclusiones	112
7.2	Recomendaciones	113

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1	Temperatura en cada zona 47
2	Temperatura en cada zona 48
3	Datos del Atlas solar..... 55
4	Datos de la zona de estudio 55
5	Resumen de cálculos de carga térmica de paredes..... 58
6	Resumen de cálculos de carga térmica de ventanas 59
7	Resumen de cálculos de carga térmica de piso 60
8	Mecanismos de transferencia de calor para cada resistencia térmica 64
9	Resumen de resistencias térmicas sobre el punto de referencia..... 75
10	Resumen de resistencias térmicas bajo el punto de referencia..... 76
11	Coeficientes de pérdidas en accesorios en la succión..... 84
12	Coeficientes de pérdidas en accesorios en la descarga..... 85
13	Costos de colectores de placa plana..... 99
14	Costos de tubería para instalación 100
15	Costos del tanque acumulador 100
16	Costos de suelo radiante..... 100
17	Costos de materiales..... 101
18	Costos de transporte..... 101
19	Costos de mano de obra 101
20	Costos de equipos y herramientas..... 101
21	Total de costos directos 102
22	Costos de ingeniería..... 102
23	Costos de imprevistos..... 102
24	Total de costos indirectos 102
25	Total de costos de fabricación 103
26	Mantenimiento del colector 103
27	Datos registrados en condiciones favorables 106
28	Datos registrados en condiciones normales..... 107
29	Datos registrados de la temperatura del tanque 109
30	Datos registrados de la temperatura de salida y retorno..... 110

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1	Circuito multicapa 10
2	Flujo de calor por conducción para superficies planas..... 11
3	Flujo de calor por conducción para superficies cilíndricas 11
4	Modelo de unión rugosa para el análisis de resistencia térmica de contacto 12
5	Principio de funcionamiento del tubo de flujo directo 16
6	Principio de funcionamiento del tubo de calor 17
7	Estructura de un colector solar de placa plana 18
8	Esquema del funcionamiento del colector solar 19
9	Representación de la altura de presión de agua a diferentes temperaturas 20
10	Atlas solar del Ecuador..... 23
11	Ancho del colector vs. Eficiencia..... 24
12	Largo del colector vs. Eficiencia 25
13	Diámetro de los tubos vs. Eficiencia 25
14	Material del tubo vs. Eficiencia..... 26
15	Número de cubiertas de vidrio vs. Eficiencia..... 27
16	Espesor de aislamiento vs. Eficiencia..... 27
17	Perfil de temperaturas de distintos sistemas de calefacción 29
18	Sistema básico de aire caliente..... 31
19	Corte de un calentador solar de aire 31
20	Hypocausto de Normandia 33
21	Instalación de un sistema de suelo radiante con energía solar como fuente..... 34
22	Corte transversal de una instalación de suelo radiante 35
23	Superficie emisora del suelo radiante con difusores..... 37
24	Vista transversal de la capa emisora..... 38
25	Configuración en serpentín..... 39
26	Configuración en doble serpentín 39
27	Configuración en espiral 40
28	Bomba de recirculación de agua caliente 40
29	Válvula reguladora 41
30	Esquema de instalación del sistema auxiliar 42
31	Convector eléctrico..... 45
32	Corte transversal- simulación sin aletas 46
33	Curva promedio temperatura vs tiempo 47
34	Corte transversal de la aleta. 48
35	Corte transversal- simulación con aletas longitudinales 48
36	Curva promedio temperatura vs tiempo 49
37	Corte transversal de la aleta modificada. 49
38	Corte transversal- simulación con aletas modificadas 50
39	Curva promedio temperatura vs tiempo 50
40	Representación nodal del análisis de la aleta modificada..... 51

41	Zona de tangencia entre tubo y aleta.....	51
42	Temperatura localizada en la zona de doblez de la aleta.....	52
43	Temperatura de la zona media de la aleta.	52
44	Temperatura en el extremo de la aleta.	52
45	Área de calefacción	62
46	Esquema de suelo radiante en corte transversal	64
47	Circuito térmico del flujo de calor ascendente.....	66
48	Circuito térmico del flujo de calor descendente.....	66
49	Difusores actuando como placa emisora.....	70
50	Circuito térmico de radiación	72
51	Circuito térmico de la tubería de conducción.....	88
52	Isometría del circuito hidráulico	89
53	Curva característica de la bomba.....	89
54	Doblado de la caja.....	88
55	Inyección del aislante térmico	89
56	Doblado de las aletas	89
57	Soldadura oxiacetilénica	92
58	Rejilla de tubos.....	92
59	Panel solar	93
60	Inyección de aislante térmico en el tanque.....	93
61	Pruebas hidrostáticas del tanque	94
62	Ensamble de colectores y tanque acumulador.....	94
63	Serpentín de cobre.....	95
64	Construcción de la estructura	95
65	Colocación del aglomerado.....	96
66	Ubicación de los rastreles	96
67	Inyección del aislante térmico en el piso.....	95
68	Colocación de las aletas	96
69	Entablado del piso.....	96
70	Esquema de la instalación.....	98
71	Esquema de la instalación del sistema	104
72	Curva de comportamiento térmico del piso con agua a 40°C.....	107
73	Curva de comportamiento térmico del piso con agua a 35°C.....	107
74	Curva de comportamiento térmico en el interior del tanque acumulador.....	108
73	Curva entre la salida y el retorno del agua caliente del tanque.....	110

LISTA DE SÍMBOLOS

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
\dot{q}_x :	Flujo de calor.
K:	Conductividad térmica.
A:	Área.
L:	Longitud.
T:	Temperatura.
h :	Coefficiente de transferencia de calor por convección.
Q:	Calor.
σ :	Constante de Stefan-Boltzmann.
ε :	Coefficiente de emisividad.
ρ :	Coefficiente de reflexión.
τ :	Coefficiente de transmisión.
F_{1-2} :	Factor de forma.
G_0 :	Constante solar.
I:	Radiación solar incidente en la superficie terrestre.
$\cos \varphi$:	Coseno del ángulo de latitud geográfica.
n:	Número de horas de sol brillante.
N:	Número máximo de horas de sol en la localidad.
G:	Radiación solar global incidente
\bar{n} :	Promedio de heliofanía
\bar{N} :	Número promedio de horas de sol.
A, b:	Constantes de corrección de la radiación.
\dot{Q} :	Calor requerido para calentar el agua.
m:	Masa de agua a calentar.
C_p :	Calor específico.
η :	Eficiencia del sistema.
nI:	Número de horas de trabajo del colector solar.
Q:	Carga por transmisión.

U :	Coefficiente global de transmisión de calor.
T_{ext} :	Temperatura exterior.
T_{int} :	Temperatura interior.
ΔT :	Diferencia de temperaturas.
V :	Caudal de infiltración de aire.
ΣA :	Sumatoria de áreas.
R :	Resistencia térmica.
R_{eq} :	Resistencia equivalente.
ΣR :	Sumatoria de resistencias.
L_s :	Longitud del serpentín.
\dot{m} :	Flujo másico.
\bar{v} :	Velocidad promedio.
ρ :	Densidad.
Re :	Número de Reynolds.
μ :	Viscosidad dinámica.
D_i :	Diámetro interior.
Pr :	Número de Prandtl.
ξ :	Factor de fricción.
Nu :	Número de Nusselt.
r_i :	Radio interior.
r_0 :	Radio exterior.
T_f :	Temperatura de película.
α :	Coefficiente de difusividad térmica.
γ :	Viscosidad cinemática.
β :	Coefficiente de expansión volumétrico.
Ra :	Número de Rayleigh.
g :	Gravedad terrestre.
q' :	Calor por cada unidad de longitud de tubería.
q'' :	Calor por cada unidad de área de suelo radiante.
θ_{fm} :	Temperatura media de la superficie del suelo.
θ_i :	Temperatura ambiente.

LISTA DE ABREVIACIONES

ISO	International Standardization Organization (Organización Internacional para la Estandarización)
UNE	Una Norma Española
EN	Europea Norma

LISTA DE ANEXOS

A	Catálogo de colectores solares
B	Coeficientes de transferencia de calor de techos
C	Coeficientes de transferencia de calor de paredes
D	Coeficientes de transferencia de calor de ventanas
E	Coeficientes de transferencia de calor de pisos
F	Dimensiones del tubo de cobre
G	Propiedades del agua
H	Propiedades de productos de cobre
I	Propiedades del aluminio
J	Propiedades del aire a presión atmosférica
K	Propiedades de Madera
L	Emisividad de superficies
M	Conductancia térmica por contacto
N	Propiedades del poliuretano expandido
O	Conductividad térmica del aglomerado
P	Propiedades del hidrógeno
Q	Cañuela amplio rango
R	Pérdidas secundarias

RESUMEN

El objetivo principal del presente trabajo de tesis es diseñar, construir e instalar un sistema de calefacción con energía solar. Se diseñó en base a una variante de la calefacción de un sistema por piso radiante, que consiste en instalar sobre un piso semi terminado un circuito de tuberías de cobre asentado sobre placas el aluminio, todo soportado sobre una capa de aislante térmico (espuma de poliuretano) para minimizar el flujo de calor hacia el suelo; la superficie emisora de calor colocada es de madera.

Por la tubería circula agua caliente a temperaturas que oscilan entre 35 °C y 45°C. Mediante los diferentes mecanismos de transferencia de calor se eleva la temperatura de la superficie del piso hasta 27 °C y por consiguiente la del ambiente a 1,5 metros de altura se registra 20 °C, cuyas temperaturas mantienen las condiciones de confort térmico y con ello mejorar la calidad de vida de los usuarios.

En vista de las fluctuaciones en el comportamiento de las condiciones climáticas de la localidad lo que conlleva a que ciertas épocas del año la radiación solar sea desfavorable para el óptimo funcionamiento de las placas colectoras. Es necesaria la instalación de un sistema convencional de energía a fin de mantener constante la temperatura del agua caliente almacenada dentro del tanque acumulador.

Esta propuesta de calefacción que usa como fuente energía renovable contribuye en gran medida a la conservación del medio ambiente y por ende un significativo ahorro en la economía por concepto de consumo energético.

ABSTRACT

The main object of the present thesis paper work is to design, build and install a heating system with solar energy. It was built base on a variant of a radiant floor system heater, which consist on installing over a semi-finished floor, a copper pipe circuit set on aluminum layers, all these lain on a thermic isolating layer (polyurethane foam) to reduce the flow of heat to the ground; the heat emission surface displayed in wood.

Through the pipes, hot water flows at temperatures between 35°C and 45 °C. With the different transfer devices of heat, the floor surface temperature rises up to 27 °C and in deed the environment to 1,5 m height registers 20 °C, whose temperature keeps the thermic confort conditions and with this, the customers life quality improves.

Due to the weather behavior fluctuations in the city, solar radiation in certain seasons of the year is not help full for the appropriate functioning of the collector layers. For this reason it is necessary the implementation of a conventional energy system, with the aim of a maintaining a steady temperature of the hot water kept in the container tank.

This proposal of heating system that uses a source reusable energy, highly contributes o environment preservation additional to a significant safe in economy for energy use concept.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

El hombre en la tierra, ha aprovechado los recursos naturales disponibles en la naturaleza con el afán de desarrollar herramientas que simplifiquen su vida, por ejemplo, empezó a usar piedra para construir herramientas de caza, luego dejó de lado la piedra, paso al empleo de metales y así sucesivamente; en la actualidad, su principal herramienta es la tecnología con la cual trabaja; llegando incluso a la modificación de la estructura molecular de los materiales para lograr mejorar sus propiedades. Para lo mencionado anteriormente, fue de vital importancia el uso de la energía, en un principio sólo empleó su propia energía para fabricar sus herramientas, luego añadió el uso de energía de los animales, conforme fue evolucionando y desarrollando más técnicas empezó a utilizar el fuego, combustibles fósiles, y en las últimas décadas del pasado milenio e inicio del actual, la energía nuclear ha sido un referente en el campo de las investigaciones. Debido al constante desarrollo del intelecto que ha sido fundamental en el aprovechamiento de la energía, el hombre ha modificado el entorno que lo rodea para adecuarse a él, es así que se adaptado a los diferentes climas desde las calurosas sabanas africanas hasta los extremos fríos de los polos; en cualquier lugar que haya adoptado como su hábitat ha edificado su hogar como en lugares elevados y muy fríos donde ha desarrollado sistemas de calefacción que le permitan alcanzar una mejor calidad de vida y pleno confort.

Para todo este desarrollo, ha sido importante el uso de energías, pero esto ha ido cambiando a través del tiempo, no sólo en el tipo de energía empleada sino también en la forma de emplearla; en la actualidad se trata de ahorrar la mayor cantidad de energía posible, en comparación con el pasado, no solo por el ahorro económico que genera sino también por el impacto ambiental, ya que la mayor fuente energética en la actualidad es el combustible fósil (petróleo). El uso de este tipo de materia como combustible genera daños irreversibles en el medio ambiente, ya que al efectuarse el proceso de combustión se producen desechos entre ellos los gases que generan la contaminación del aire y con ello los problemas de: efecto invernadero, lluvia ácida, entre otros.

Por lo expuesto anteriormente, países, organizaciones, fundaciones, universidades, empresas están destinando recursos para desarrollar tecnologías que aprovechen energías alternativas, entre ellas se encuentran las energías renovables tales como la solar, eólica, biomasa, mareomotriz, etc. De las energías mencionadas anteriormente, la energía solar es la que se encuentra disponible en cualquier parte del mundo y de manera gratuita, la cual se puede aprovechar de diversas maneras pero las de mayor aplicación son las siguientes:

- Energía solar fotovoltaica: Es empleada para la generación de electricidad. En la actualidad este tipo de aprovechamiento de energía es muy importante para la electrificación en zonas donde no se tiene acceso a la red eléctrica.
- Energía solar térmica: Es empleada para poder calentar un fluido para múltiples aplicaciones, como puede ser el secado, cocinar o simplemente para poder aumentar la temperatura del agua.

El sol es una fuente de energía renovable, que emite energía en forma de ondas electromagnéticas, de entre las cuales las más importantes son la radiación ultravioleta, radiación infrarroja y el espectro visible. Esta energía proporcionada por el sol en forma de radiación, puede ser transformada en energía eléctrica, o puede también transformarse en energía térmica, mediante un proceso de captación, concentración y calentamiento de algún medio, esta conversión es la más sencilla y ha sido empleada desde hace cientos de años. [1]

Los equipos calefactores captan la energía calórica del sol, calentando el aire reduciendo el consumo de combustibles tradicionales líquidos o gaseosos y electricidad. Se los utiliza para calefacción de viviendas, comercios, etc.

De acuerdo al decreto oficial emitido por el gobierno nacional, en lo que se refiere a la utilización de energías renovables se está impulsando este tipo de sistemas alternativos.

Cualquier tipo de edificación existente, puede ser susceptible de modernización o renovación del sistema de climatización así como todos los proyectos futuros que requieran brindar al usuario este tipo de confort.

1.2 Justificación

En la actualidad una de las aplicaciones de la energía solar que recibe mayor aceptación es la calefacción de interiores de edificaciones, los sistemas de calefacción solar han copado parte del mercado convirtiéndose en una alternativa ecológica y económica. Ésta alternativa nos permitirá tener un futuro cercano en presencia de un mundo más limpio con la utilización de energías renovables al consumir menos combustible contribuyendo a la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero.

La calefacción tradicional habitualmente funciona a base de electricidad o la quema de cualquier clase de combustible fósil, que lo hace un sistema inaccesible para familias con condiciones de mediana economía debido a su alto costo de manutención. A diferencia del sistema de calefacción solar que solo necesita una inversión inicial y mantenimiento mínimo.

La edificación para la instalación posee un área que encarece el costo de electricidad o adquisición de combustibles por lo cual son sistemas que no son accesibles para el propietario.

La calefacción solar es una manera eficiente de aprovechar la mayor radiación en nuestro país respecto a nuestra ubicación geográfica y favorables condiciones climáticas, mediante la calefacción solar se puede reducir hasta un 75% de consumo de gas, consiguiendo que las instalaciones sean eficientes y duraderas, alcanzando un importante ahorro energético.

Nuestra región es un punto de radiación privilegiado que debemos aprovechar como fuente alterna de energía, para disminuir las emisiones contaminantes para colaborar con el cuidado y preservación del ambiente.

La necesidad de obtener un sistema de calefacción sostenible y sustentable induce a la investigación de las energías alternativas, en este caso el aprovechamiento de la radiación solar, basándose en un estudio teórico-científico empleando los

conocimientos adquiridos en la carrera de Ingeniería Mecánica, sin recurrir a métodos convencionales.

Se ha observado que específicamente en la región Andina, provincia de Chimborazo, cantón Riobamba (2750 m.s.n.m.), los pobladores tienen dificultades en el confort térmico debido a las constantes fluctuaciones en el comportamiento de la temperatura ambiental propia de la ubicación geográfica de la ciudad en mención. En vista que no pueden usarse radiadores o sistemas que empleen electricidad debido a las restricciones gubernamentales, aparece una tecnología que ha sido desarrollada hace mucho tiempo en Europa, denominada “suelo radiante”. Esta tecnología está conformada por un conjunto de tubos que se encuentran colocados debajo del suelo, por los cuales pasa un fluido caliente que incrementa la temperatura del ambiente en el cual se encuentra instalado, logrando las condiciones de confort térmico deseado por el usuario.

Esta tecnología representa una serie de ventajas tales como: una distribución ideal de temperatura, máximo ahorro de energía, estética, entre otras cosas. Las desventajas son que poseen una mayor inercia térmica, es decir, primero se tiene que calentar el suelo para luego calentar el ambiente, y además de un mayor costo inicial de instalación, pero si se toma en cuenta que esta tecnología tiene un tiempo de vida de aproximadamente 20 años, entonces, empieza a ser considerada una alternativa atractiva para los usuarios.

Actualmente existen muchas maneras de calentar el fluido que circula por las tuberías del suelo radiante, ya que puede ser calentado por un banco de resistencias, por una pequeña caldera, aprovechando los gases de escape de algún quemador o en su defecto por medio del aprovechamiento de la radiación solar.

Por ello, el presente trabajo busca diseñar, construir e instalar un sistema de calefacción por “Suelo Radiante” que pueda ser empleado en la zona residencial de la ciudad de Riobamba, como una alternativa de solución al problema de las bajas temperaturas. Finalmente se ha decidido por la opción que mejor se adecúe a las condiciones de la zona de aplicación. Cabe resaltar, que por medio del presente

proyecto sea tomado como referencia y los pobladores puedan reproducir las diversas tecnologías que se muestran en pro del ambiente.

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo general.* Diseñar, construir e instalar un sistema de calefacción con energía solar.

1.3.2 *Objetivos específicos*

Revisar el marco teórico referente al tema

Diseñar el sistema de calefacción

Construir el sistema de calefacción

Instalar el sistema y efectuar las pruebas de funcionamiento

CAPÍTULO II

2 MARCO TEÓRICO

2.1 Energía solar

El sol es una poderosa fuente de energía. La energía solar es la fuente principal de vida en la Tierra y es el origen de la mayoría de fuentes de energía renovables, tanto de la energía eólica, la hidroeléctrica, la biomasa, la de las olas y corrientes marinas.

Todos los aspectos de nuestra vida diaria involucran el uso de energía: el transporte, la producción de alimentos y el abastecimiento de agua (bombeo), así como la calefacción o el acondicionamiento de nuestros hogares y oficinas. Para estos fines, los combustibles fósiles tales como el petróleo, el carbón y el gas natural son los más empleados, a pesar de que la energía solar absorbida por la Tierra en un año equivale a 20 veces la energía almacenada en todas las reservas de combustibles fósiles en el mundo y diez mil veces superior al consumo actual.

La energía solar puede ser aprovechada de modos diversos. Además de las formas simples empleadas para secar productos, calentar agua o calefaccionar edificios (lo que se conoce como energía térmica solar), podemos utilizar la energía del sol para producir electricidad destinada a hogares u oficinas, lo que se denomina electricidad solar o energía fotovoltaica. [2]

2.2 Calor

El calor es una forma de energía cinética que se considera como la manifestación del movimiento molecular en la masa de una sustancia sólida, líquida o gaseosa.

Las moléculas de mayor energía cinética transmiten parte de su energía a las moléculas contiguas de menor energía. La energía cinética o intensidad del calor se mide en unidades de temperatura, o grados; la cantidad de calor en calorías.

Un estado termodinámico del aire se determina si conocemos su presión barométrica y otras dos propiedades independientes. [3]

2.2.1 Mecanismos de transferencia de calor. El calor se puede transferir en tres modos diferentes: conducción, convección y radiación. Todos los modos de transferencia de calor requieren la existencia de una diferencia de temperatura y todos ellos ocurren del medio que posee la temperatura más elevada hacia uno de temperatura más baja.

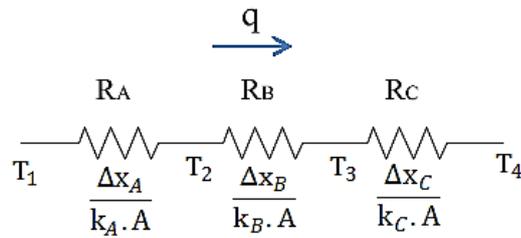
2.2.1.1 Conducción. La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases. En los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio, en los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una retícula y al transporte de energía por parte de los electrones libres. [4]

Este proceso se basa en la Ley de Fourier, la que especifica que un flujo de calor (q_x) es proporcional al gradiente de temperaturas (∂T) que se genera en una dirección "x", al área (A) perpendicular a la dirección "x" y a una constante de proporcionalidad denominada conductividad térmica (k).

$$q_x(W) = k_x \cdot A_x \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1)$$

Si se encuentran presente más de un material, como ocurre en el circuito multicapas que se muestra en la figura 1, el análisis procederá de la siguiente manera: se muestran los gradientes de temperatura en los tres materiales y el flujo de calor puede escribirse como:

Figura 1. Circuito multicapa.



Fuente: Transferencia de calor, Holman.

$$q_x = k_A \cdot A \cdot \frac{T_2 - T_1}{\Delta x_A} + k_B \cdot A \cdot \frac{T_3 - T_2}{\Delta x_B} + k_C \cdot A \cdot \frac{T_4 - T_3}{\Delta x_C} \quad (2)$$

El flujo de calor debe ser el mismo a través de todas las secciones. Resolviendo simultáneamente las tres ecuaciones, el flujo de calor se escribe:

$$q_x = \frac{T_2 - T_1}{\frac{\Delta x_A}{k_A \cdot A} + \frac{\Delta x_B}{k_B \cdot A} + \frac{\Delta x_C}{k_C \cdot A}} \quad (3)$$

La analogía eléctrica puede usarse para resolver problemas más complejos que involucran las resistencias térmicas en serie y en paralelo. La ecuación unidimensional para este tipo de problemas puede escribirse como:

$$q_x = \frac{T_2 - T_1}{\Sigma R} \quad (4)$$

Esta ecuación indica la caída de temperatura a través de cualquier capa: es igual a la velocidad de la transferencia de calor multiplicada por la resistencia térmica a través de esta capa. A veces resulta conveniente expresar la transferencia de calor a través de un medio de una manera análoga a la ley de Newton del enfriamiento, como:

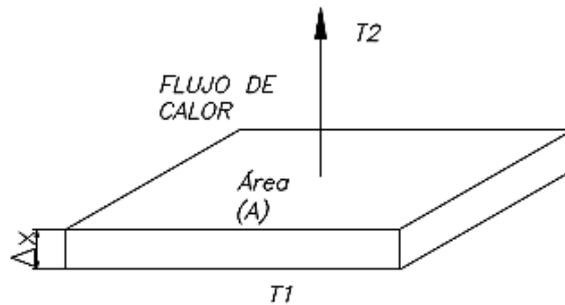
$$Q = U \times A \times (T_{int} - T_{ext}) \quad (5)$$

- Donde
- Q = Carga por transmisión (Btu/ h)
 - A = Superficie del cerramiento (ft^2)
 - U = Coeficiente global de transmisión de calor ($\frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$)
 - T_{ext} = Temperatura exterior

T_{int} = Temperatura interior

2.2.1.2 Conducción para placas planas. Considerando un estado estacionario con un espesor “ Δx ” y con un ancho considerablemente grande con respecto al espesor. [5]

Figura 2. Flujo de calor por conducción para superficies planas.



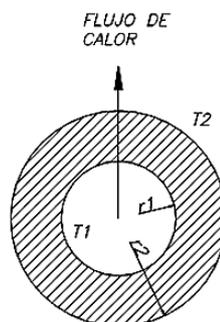
Fuente: Transferencia de calor, Cengel.

$$q_x(W) = kxAx \frac{T_2 - T_1}{\Delta x} \quad (6)$$

2.2.1.3 Conducción para superficies cilíndricas. Relación para una longitud anular “L” para condiciones de estado estacionario y con una conductividad térmica constante. Para este sistema se tiene la siguiente expresión:

$$q_x(W) = 2\pi Lk \frac{T_1 - T_2}{\ln(r_1/r_2)} \quad (7)$$

Figura 3. Flujo de calor por conducción para superficies cilíndricas.



Fuente: Transferencia de calor, Cengel.

2.2.1.4 Resistencia térmica de contacto. Se dice que la caída de temperatura en el plano de contacto entre los dos materiales, es el resultado de una resistencia de contacto. Realizando un balance de energía sobre los dos materiales se obtiene:

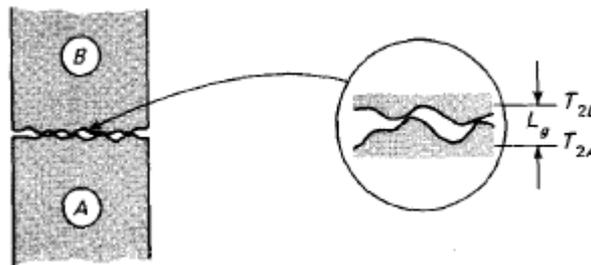
$$q = k_A \cdot A \frac{T_1 - T_{2A}}{\Delta x_A} - \frac{T_{2A} - T_{2B}}{1/h_c A} = k_B \cdot A \frac{T_{2B} - T_3}{\Delta x_B} \quad (8)$$

$$q = \frac{T_1 - T_3}{\frac{\Delta x_A}{k_A \cdot A} + \frac{1}{h_c A} + \frac{\Delta x_B}{k_B \cdot A}} \quad (9)$$

En donde a la cantidad $1/h_c A$ se la llama resistencia térmica de contacto y a h_c se le llama coeficiente de contacto. Este factor es muy importante en numerosas aplicaciones, debido a la cantidad de situaciones de transferencia de calor que involucran la unión de dos materiales.

El mecanismo físico de la resistencia de contacto se puede entender mejor examinando con mayor detalle una unión, tal como se muestra en la siguiente figura:

Figura 4. Modelo de unión rugosa para el análisis de resistencia térmica de contacto.



Fuente: Transferencia de calor, Holman.

Para llevar a cabo el estudio se ha exagerado la rugosidad real de la superficie. Ninguna superficie real es completamente lisa, y se cree que la rugosidad real de una superficie desempeña un papel fundamental en la determinación de la resistencia de contacto.

Existen dos contribuciones importantes a la transferencia de calor en la unión:

1. La conducción de sólido a sólido en los puntos de contacto.

2. La conducción a través de gases atrapados en los espacios vacíos creados por el contacto.

Se cree que el segundo factor representa la mayor resistencia al flujo de calor, ya que la conductividad térmica del gas es bastante pequeña en comparación con la de los sólidos.

2.2.1.5 Convección. La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de cualquier movimiento masivo de fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura.

La convección recibe el nombre de convección forzada si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador, una bomba o el viento.

La convección natural o libre si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura en ese fluido.

Para poder cuantificar la transferencia de calor por convección, se recurre a la “Ley del Enfriamiento” propuesta por Isaac Newton, la cual indica lo siguiente:

$$Q = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_0) \quad (10)$$

La determinación del coeficiente convectivo (h) no es sencillo, ya que depende de las condiciones geométricas de los cuerpos involucrados, la velocidad y el tipo de flujo, además de las propiedades termofísicas de los cuerpos.

2.2.1.6 Radiación. Esta forma de transferencia de calor se origina por la propagación de ondas electromagnéticas, que se origina por la interacción de cuerpos o sustancias que se encuentran a diferentes temperaturas absolutas. De todas las ondas que emite un cuerpo solo son aprovechadas una parte: las que se encuentran dentro del rango de radiación térmica; en otras palabras, las que tienen una longitud de onda comprendida en el rango de 0.1 y 100 micras.

La forma de cuantificar la cantidad de calor transferida se realiza con la siguiente expresión, la cual es aplicada para radiadores ideales:

$$\dot{q}_x(W) = A_1 \times \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (11)$$

Donde $\sigma = 5.6697 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$
 (σ = Constante de Stefan-Boltzmann)

Los cuerpos negros emiten toda la cantidad de calor que puede a la temperatura que se encuentran. Este tipo de cuerpos no existen en la realidad, pero si hay cuerpos que emiten una parte de la energía radiante de la energía que emitirían sí es que fuesen un cuerpo negro, a ese tipo de cuerpos se les denomina cuerpos grises. Para el cálculo de ese flujo de calor se debe de considerar un factor denominado emisividad (ϵ).

$$\dot{q}_{\text{neto}}(W) = \epsilon \times A_1 \times \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (12)$$

En vista que la mayoría de las veces, el cuerpo no es un cuerpo negro o gris, además que toda la radiación que emiten no es absorbida por el otro cuerpo debido a que existen pérdidas durante el proceso, es necesario corregir la ecuación, por un factor que involucre tanto la corrección por la emisividad (F_ϵ) como la corrección de la posición geométrica de los cuerpos involucrados en el proceso. Entonces se tendría lo siguiente:

$$\dot{q}_{\text{neto}}(W) = F_\epsilon \times F_{1-2} \times A_1 \times \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (13)$$

Donde el factor de forma (F_{1-2}) depende de la forma geométrica de los cuerpos involucrados y de la disposición geométrica de los mismos.

2.2.1.7 Radiación solar. El sol es nuestra principal fuente de energía. La energía que proviene de él, llamada energía solar, llega a nosotros en la forma de ondas electromagnéticas después de considerables interacciones con la atmósfera. La energía de radiación emitida o reflejada por los constituyentes de la atmósfera forma la radiación atmosférica.

La energía solar que llega a la atmósfera terrestre se llama irradiancia solar total G_0 , es también llamada constante solar cuyo valor es $G_0 = 1367 \frac{W}{m^2}$.

La energía solar que incide sobre una superficie de la tierra se considera que consta de partes directa y difusa. La parte de la radiación solar que llega a la superficie terrestre sin ser dispersada ni absorbida por la atmósfera se llama radiación solar directa.

La radiación difusa es la que se recibe del sol, después de ser desviada por dispersión atmosférica, es radiación difusa la que se recibe a través de las nubes, así como la que proviene del cielo azul. [4]

2.2.1.8 Inercia térmica. La inercia térmica es la propiedad que indica la cantidad de calor que puede conservar un cuerpo y la velocidad con la que se calienta o se enfría. Depende de la masa de los elementos que lo constituyen, de su conductividad térmica, de la capacidad calorífica específica y de la ubicación relativa de cada una de las capas que conforman el elemento. [6]

2.3 Colector solar

Un colector solar transforma la energía solar incidente en otra forma de energía útil. Difiere de un intercambiador de calor convencional en que en éstos se realizan intercambios térmicos entre fluidos con elevados coeficientes de transferencia térmica, y en los que la radiación es un factor sin apenas importancia. En un colector solar, la transferencia térmica se realiza desde una fuente energética, (el Sol), a un fluido, sin concentración de energía solar. [7]

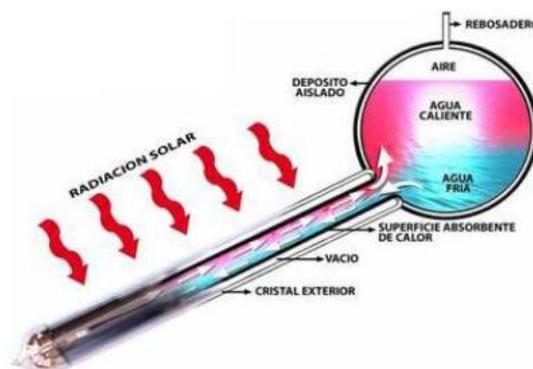
2.3.1 Colector de tubo de vacío. Estos colectores se componen de un conjunto de tubos de vacío (o evacuados) cada uno de los cuales contienen un absorbedor (generalmente una plancha de metal con tratamiento selectivo o de color negro), el cual recoge la energía solar y la transfiere a un fluido portador (calo-portador). Gracias a las propiedades aislantes del vacío, las pérdidas de calor son reducidas y pueden alcanzarse temperaturas en el rango de 77 °C a 177 °C. De esta manera, este tipo de colectores resultan particularmente apropiados para aplicaciones de alta temperatura. son bastante caros, por unidad de superficie suelen costar aproximadamente el doble que un colector de placa plana.

Existen dos tipos de colectores tubulares de vacío, según sea el método empleado para el intercambio de calor entre la placa y el fluido caloportador:

- De flujo directo
- Con tubo de calor (heat pipe)

2.3.1.1 De flujo directo. Estos consisten en un grupo de tubos de vidrio dentro de cada uno de los cuales hay una aleta de aluminio absorbedor, conectada a un tubo de metal (normalmente cobre) o tubo de vidrio. La aleta posee un recubrimiento selectivo que absorbe la radiación solar, e inhibe la pérdida de calor radiativo. El fluido de transferencia de calor es el agua y se distribuye a través de las tuberías, una para la entrada del líquido y el otro para la salida de fluidos. [8]

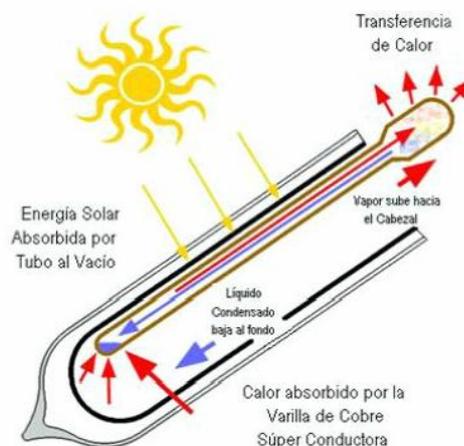
Figura 5. Principio de funcionamiento del tubo de flujo directo.



Fuente: Colectores solares para agua caliente, INENCO, UNSA –CONICET.

2.3.1.2 Con tubo de calor (Heat pipe). En este sistema los tubos de vacío llevan un fluido vaporizante que no puede salir del interior del tubo y que funciona como caloportador. Este fluido se evapora por efecto de la radiación solar, asciende hasta el extremo superior del tubo que se encuentra a temperatura inferior, esto hace que el vapor se condense, ceda su energía y retorne a su estado líquido cayendo por acción de la gravedad a la parte inferior del tubo, donde al recibir más radiación, vuelve a evaporarse y comienza un nuevo ciclo.

Figura 6. Principio de funcionamiento del tubo de calor.



Fuente: Colectores solares para agua caliente, INENCO, UNSA –CONICET.

Los tubos de calor son considerados como los “superconductores” del calor, debido a su muy baja capacidad calorífica y a su excepcional conductividad (miles de veces superior a la del mejor conductor sólido del mismo tamaño). El uso del tubo de calor está muy extendido en la industria y, basándose en este principio de funcionamiento se fabrican los actuales colectores de vacío con tubo de calor.

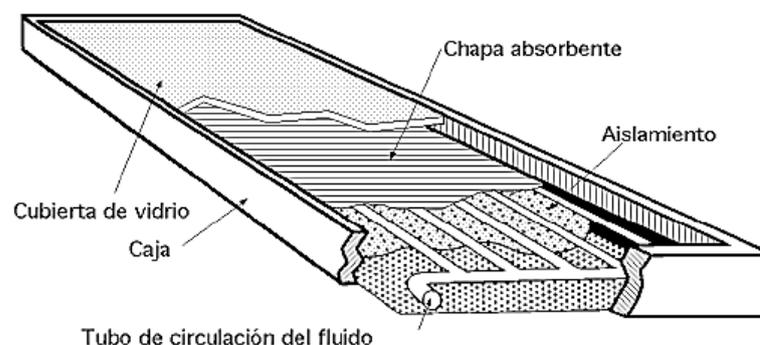
2.3.2 Colector solar de placa plana. En los colectores de placa plana, la superficie que absorbe la radiación solar es igual a la superficie que la capta. Se pueden diseñar colectores de placa plana para trabajar con temperaturas de placa absorbente comprendidas entre 40°C y 130°C. Estos colectores utilizan tanto la radiación solar directa como la difusa, no requieren de sistemas de seguimiento solar y prácticamente no precisan de mantenimiento. Sus aplicaciones van enfocadas a sistemas de calentamiento de agua, calefacción de edificios y aire acondicionado. [7]

Las partes más importantes de un colector solar de placa plana, se muestran en la figura 7. Esta muestra un corte de uno de estos dispositivos que maneja un líquido como fluido de trabajo. La energía solar incidente, tiene que atravesar una o varias capas de la cubierta de vidrio o algún tipo de material transparente adecuado, antes de alcanzar la placa de absorción negra o chapa absorbente que es el elemento más importante del colector solar, al cual está unido el tubo de circulación del fluido. En esta placa, es donde la energía radiante es convertida en calor. Este calor, posteriormente es transferido por conducción hacia el fluido de trabajo (agua), que es el que finalmente remueve la energía térmica del colector y la transfiere al tanque de almacenamiento térmico. El vidrio además de permitir la entrada de la radiación solar hasta la placa de absorción, sirve también para minimizar las pérdidas de calor por radiación y convección hacia el medio ambiente por la parte superior del colector.

El aislante térmico (espuma de poliuretano) colocado en la parte posterior y lados del colector, disminuye también las pérdidas de calor hacia el medio ambiente en esas partes. Todas las partes mencionadas se encuentran dentro de una caja que sirve como parte estructural de colector y que puede ser hecha de diversos materiales como lámina metálica, madera o plástico. [9]

El calor puede ser almacenado en el tanque por circulación directa entre el colector y el tanque o el agua calentada en el colector puede circular por un serpentín dentro del tanque, transfiriendo así calor al agua que se encuentra dentro del mismo. [10]

Figura 7. Estructura de un colector solar de placa plana.

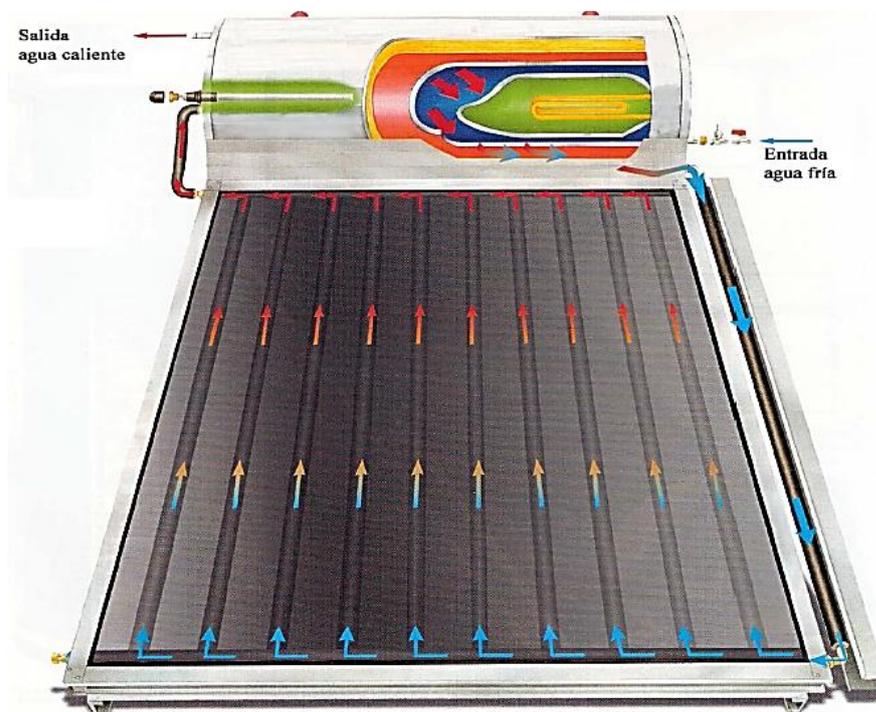


Fuente: www.libros.redsauce.net

El mayor requerimiento técnico del tanque es su total aislamiento, con el fin de conservar la temperatura requerida en el agua. Debe cumplir con las siguientes especificaciones [11]: evidenciar sellamiento, aislamiento y todas las precauciones de intemperismo, no deben ocurrir fugas de agua ni de vapor de agua, debe poder operar a presiones de red de distribución de acueducto y debería ser ensayado a 200 psi durante 5 horas, disponer de los elementos que alivien al tanque y sus circuitos asociados de sobrepresiones originadas en golpes de presión de red hidráulica, adicionada a la presión por dilatación térmica del agua. La ubicación del tanque es importante, ya que de ésta, depende la eficiencia del termosifón y el evitar el fenómeno de flujo inverso. [12]

La circulación del agua dentro del sistema se realiza gracias al fenómeno de convección natural, denominado termosifón. El agua caliente, más liviana que el agua fría sube, estableciendo una circulación natural sin necesidad de bomba y, por lo tanto, sin riesgo de avería, entre el captador y el acumulador donde se almacena. El sistema termosifón es el sistema térmico más eficaz y resistente. [13]

Figura 8. Esquema del funcionamiento del colector solar.



Fuente: Catálogo Inconer.

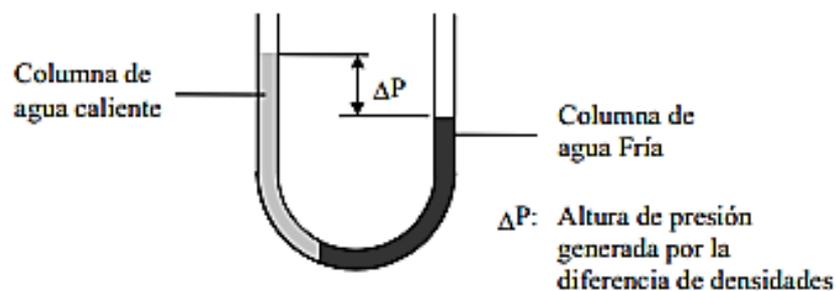
Todo ello se perfecciona usando dos circuitos separados. Un circuito denominado primario es cerrado entre el colector y el tanque, en el que circula agua. El sol calienta el colector y el fluido térmico que se encuentra en el, este asciende al tanque de forma natural (termosifón), y transmite el calor al tanque, volviendo a bajar frío al colector.

El segundo circuito es el circuito secundario, que consiste en el tanque acumulador perfectamente aislado en el que entra el agua fría de la red, es calentado por el circuito primario descrito anteriormente, y del que sale agua caliente para consumo. [14]

2.4 Circulación natural del agua en el calentador solar

La circulación natural o circulación por termosifón es un fenómeno que se fundamenta en la variación de la densidad del agua, que es inversamente proporcional al incremento de la temperatura, esto quiere decir por ejemplo, que la densidad del agua a 60 °C es menor que la densidad de agua a 20 °C. Si se colocan en un tubo en U dos volúmenes iguales de agua a las temperaturas mencionadas, el nivel de la columna de agua más caliente es mayor respecto a la de agua más fría, esto se explica porque la columna de agua a 20 °C tiene mayor masa que la columna de agua a 60 °C. [15]

Figura 9. Representación de la altura de presión de agua a diferentes temperaturas.



Fuente: Teoría para el diseño de calentadores solares de agua, Sixto Guevara Vásquez.

2.5 Inclinación del panel solar

La cantidad de energía que podemos extraer del colector solar depende de la radiación solar que recibe, tanto directa como indirecta o difusa. La mejor orientación del colector se obtiene con un ángulo de inclinación igual a la latitud del sitio donde se instalará el

colector y en dirección a la línea equinoccial. En ciertos casos, se prefiere un ángulo que brinde el mayor rendimiento en épocas de invierno.

En el caso de Ecuador, al estar situados en la línea equinoccial, la orientación del colector puede ser hacia el sur o el norte porque para un ángulo de inclinación de 10 grados las horas de sol en el año son mayores que en la orientación este-oeste. Si bien el óptimo ángulo de inclinación en el Ecuador sería cero grados, se prefiere el ángulo de entre 5 y 10 grados por asuntos de limpieza del colector con la lluvia. [16]

2.6 Recurso energético disponible

Es la cantidad de radiación solar que llega a la superficie de la tierra, y se puede determinar por diferentes expresiones matemáticas, entre las más conocidas, se tiene: Glover y Mc Culloch, Liu - Jordan, Page, además se puede comprobar la radiación incidente utilizando el atlas solar. [17]

2.6.1 Método Glover y Mc Culloch. A través de la ec. (9) se determina la radiación incidente para la ciudad de Riobamba:

$$I = G_0 \left[0.29 * \cos \varnothing + 0.52 \left(\frac{n}{N} \right) \right] \quad (14)$$

Donde

- I = Radiación solar incidente en la superficie terrestre (W/m^2)
- G_0 = Constante solar o radiación que llega a la atmósfera = $1367 W/m^2$
- $\cos \varnothing$ = Coseno del ángulo de latitud geográfica
- Riobamba: $1^\circ 38'$ Latitud sur. Medición con G.P.S.
- 0.29 y 0.52 = Coeficientes experimentales que corrigen la radiación solar incidente en función de la dispersión de la radiación solar al atravesar la atmósfera
- n = Número de horas de sol brillante al día (heliofanía) = 4.9 horas
- N = Número máximo de horas de sol al día en la localidad (11.8 horas)

2.6.2 Método de Page. Este método nos sirve para comprobar el valor antes obtenido de la radiación incidente para la ciudad de Riobamba utilizando la ec. (10).

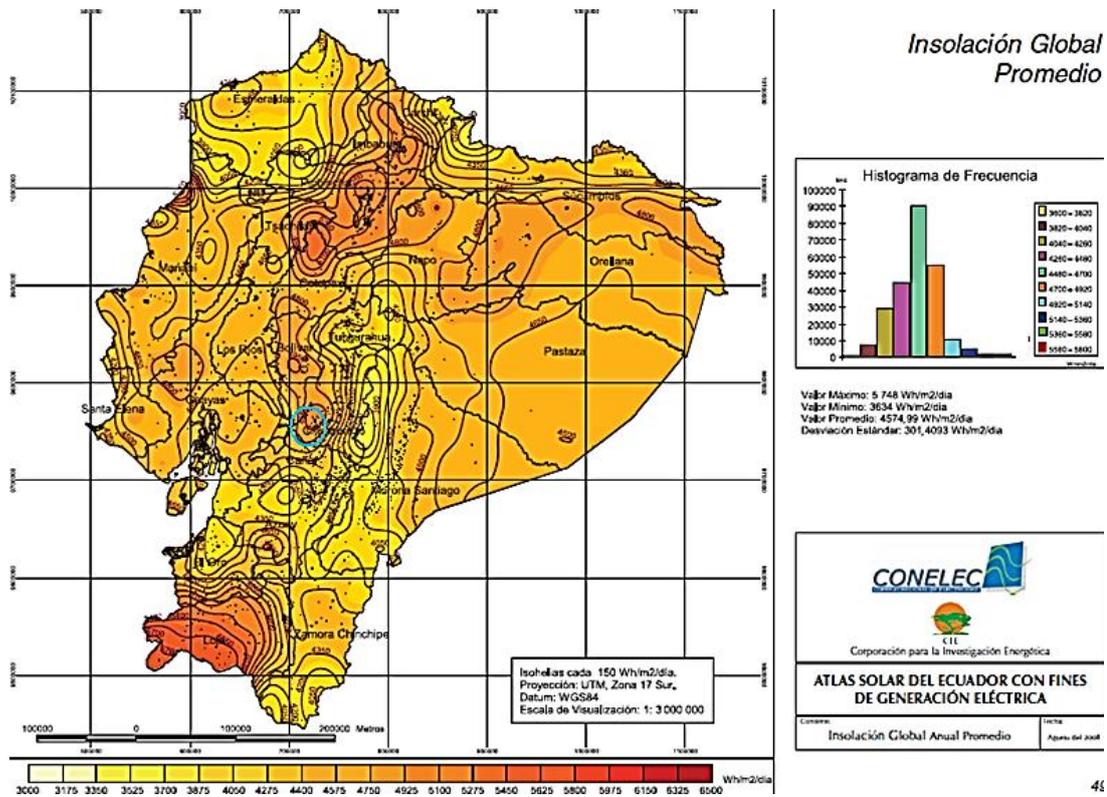
$$G = G_o \left(A + \frac{b\bar{n}}{\bar{N}} \right) \quad (15)$$

Donde G = Radiación solar global incidente
 G_o = Constante solar
 \bar{n} = Promedio de heliofanía
 \bar{N} = Número máximo de horas de sol al día en la localidad (11.8 horas), dato proporcionado por la estación agro meteorológica ESPOCH.
 A, b = Constantes de corrección de la radiación
Para el Ecuador:
 $A = 0,25$
 $b = 0,45$

2.6.3 Atlas solar del Ecuador. Muchas estaciones del INAMHI fueron saliendo de servicio paulatinamente debido a su antigüedad, por esta razón existen escasos registros de mediciones para años más recientes. La desaparición del INECCEL contribuyó para que esta información no haya sido recopilada y mucho menos procesada. La única información sobre insolación solar de los últimos 20 años corresponde a información satelital. [18]

Esta información ha sido recopilada y procesada para obtener datos sobre insolación directa, difusa y global. En base a esta información satelital el Ecuador cuenta desde aproximadamente un año atrás con un “Atlas Solar con Fines de Generación Eléctrica”. El mismo fue desarrollado por la Corporación para la Investigación Energética a pedido del Consejo Nacional de Electricidad. Este Atlas constituye un avance significativo para futura generación eléctrica a partir de insolación. En el mencionado Atlas se puede conocer la intensidad de insolación a lo largo y ancho del territorio nacional continental.

Figura 10. Atlas solar del Ecuador.



Fuente: CONELEC.

2.7 Necesidad o demanda energética

El tamaño del tanque de almacenamiento de agua caliente debe mantener la reserva de agua de uno a un día y medio. Para calentamiento solar de agua se toma como volumen del tanque de almacenamiento entre 40 lt a 60 lt por cada metro cuadrado de colector.

La necesidad energética es la cantidad de energía que se requiere para un determinado fin, en el caso que se requiera calentar agua se determinará esta demanda mediante la determinación del calor requerido para calentar el fluido:

$$Q = m \times C_p \times (T_C - T_F) \quad (16)$$

Donde Q = Calor requerido para calentar el agua (W)
 m = Cantidad de agua a calentar (lt)
 c_p = Calor específico del agua (Kcal/Kg.°K)

T_c, T_f = Temperaturas del fluido caliente y frío,
 respectivamente ($^{\circ}\text{K}$)

Al compatibilizar las dos ecuaciones de recurso disponible y demanda requerida, se puede encontrar el área de colectores solares para calentar el agua.

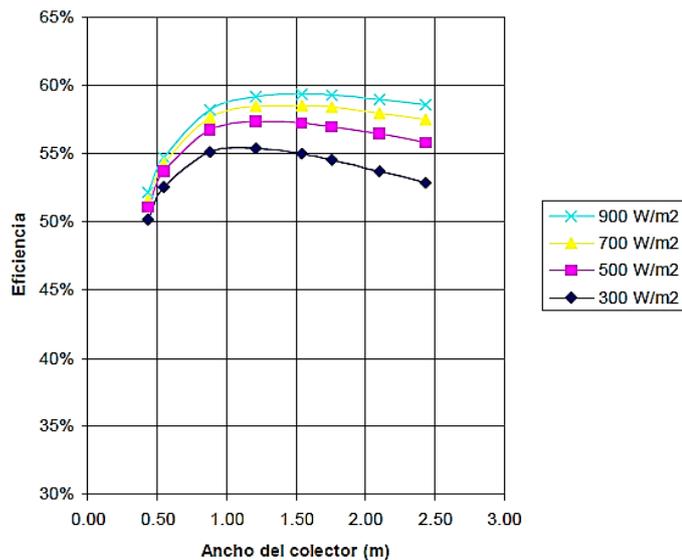
$$A = \frac{m \times C_p \times (T_c - T_f)}{G \times n \times \eta} \quad (17)$$

Donde A = Área de colectores solares (m^2)
 η = Eficiencia del sistema de calentamiento (0,3 – 0,7)
 n = Número de horas que trabaja el colector solar (8)
 G = Radiación incidente

2.8 Estandarización de colectores solares

2.8.1 Ancho del colector. Como se observa en la figura 11, la eficiencia del colector se incrementa significativamente hasta que el ancho del colector se aproxime a 1 m. Sin embargo, para valores mayores a 1,5 m la eficiencia empieza a decrecer paulatinamente. Es oportuno anotar que el ancho del colector depende también del número de tubos. [19]

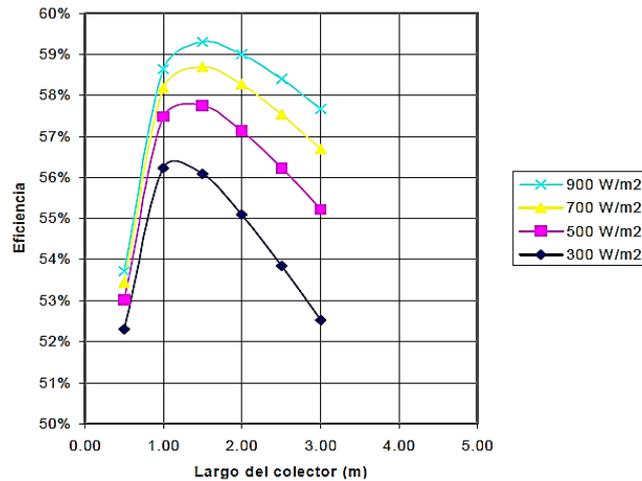
Figura 11. Ancho del colector vs. Eficiencia.



Fuente: Diseño de colectores solares, Sixto Guevara Vásquez.

2.8.2 Largo del colector. Como se muestra en la figura 12, la eficiencia del colector se incrementa rápidamente hasta que el largo del colector se aproxime a un valor de 1 m. La selección de 2 m para el largo es óptima por cuanto a menor longitud aumentan los costos de construcción.

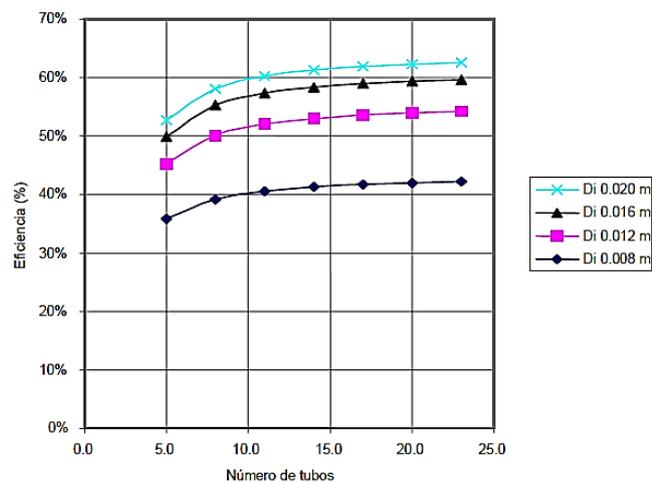
Figura 12. Largo del colector vs. Eficiencia.



Fuente: Diseño de colectores solares, Sixto Guevara Vásquez.

2.8.3 Diámetro de los tubos. En la figura 13 se muestra la tendencia de la eficiencia en función del diámetro interno de los tubos para distintos números de ellos. A partir de este gráfico puede seleccionarse un diámetro interior de 1,6 cm por ser el más comercial y económico.

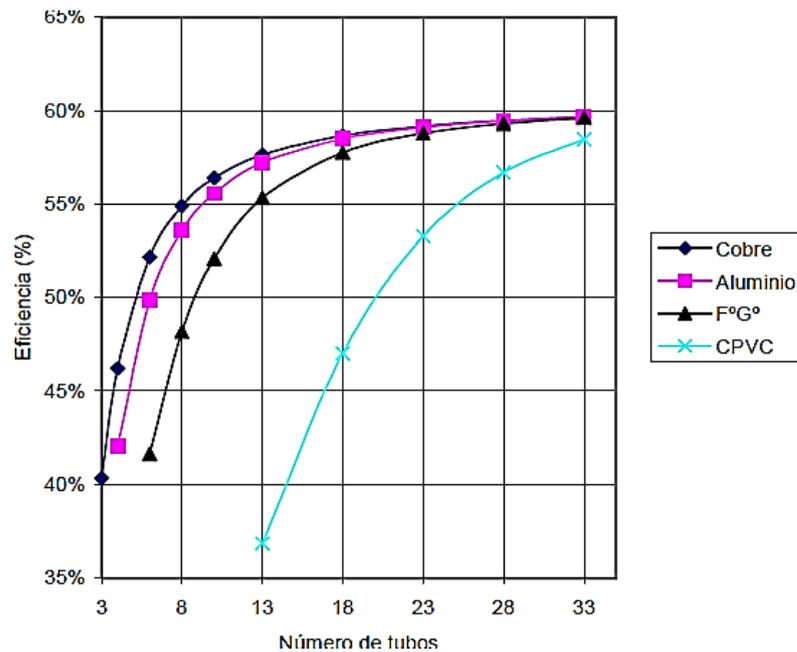
Figura 13. Diámetro de los tubos vs. Eficiencia.



Fuente: Diseño de colectores solares, Sixto Guevara Vásquez.

2.8.4 Material y número de tubos. Este es uno de los parámetros más importantes. En la figura 14 se muestra una relación entre la eficiencia y el material del tubo. A partir de este gráfico se observa que tanto con ocho tubos de cobre como con 13 tubos de hierro galvanizado se obtienen una eficiencia aceptable; estos materiales son los más comerciales. Cierto es que los tubos de aluminio tienen buenas características de conductividad térmica pero, su alta corrosividad limita su aplicación.

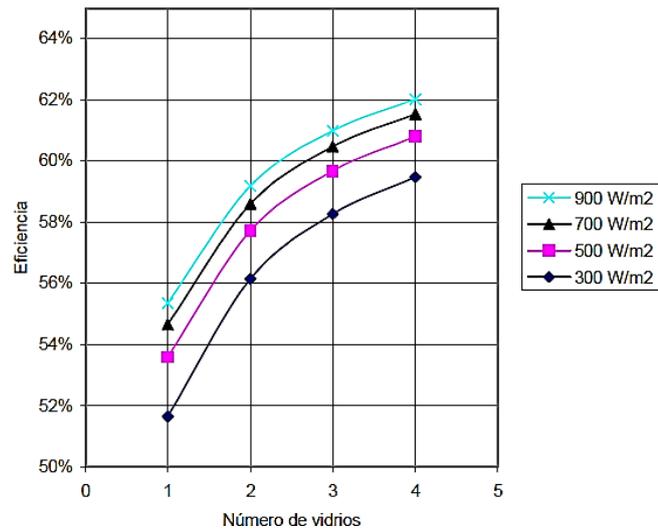
Figura 14. Material del tubo vs. Eficiencia.



Fuente: Diseño de colectores solares, Sixto Guevara Vásquez.

2.8.5 Número de cubiertas de vidrio. Los resultados mostrados en la figura 15 indican que la colocación de dos vidrios es una buena elección a pesar que con un mayor número se obtienen mejores eficiencias. No obstante, este mayor número de vidrios hace más difícil su construcción incrementando, además, su costo.

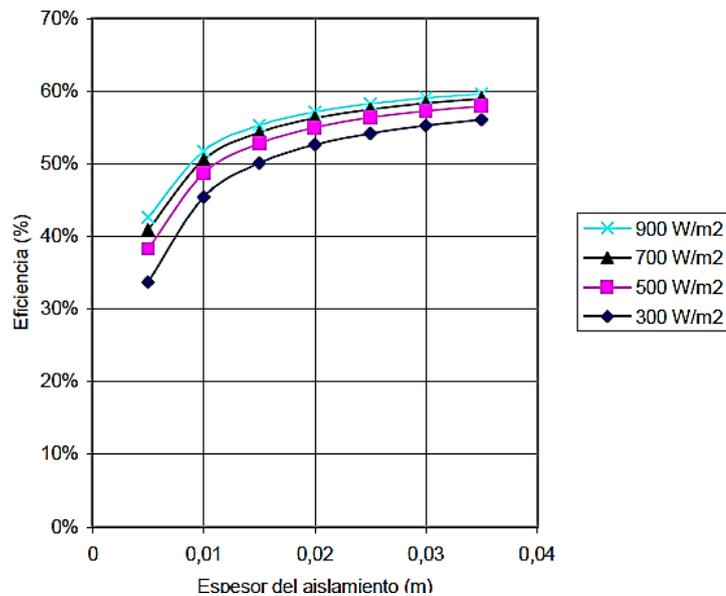
Figura 15. Número de cubiertas de vidrio vs. Eficiencia.



Fuente: Diseño de colectores solares, Sixto Guevara Vásquez.

2.8.6 Espesor de aislamiento. En la figura 16 se muestra la influencia del espesor del aislamiento en la eficiencia del colector. Puede verse que a partir de 1 cm a medida que aumenta el espesor la eficiencia aumenta en menor proporción. Puede elegirse un espesor de una pulgada (2,54 cm), por ser la más económica y fácil disponibilidad en el mercado.

Figura 16. Espesor de aislamiento vs. Eficiencia.



Fuente: Diseño de colectores solares, Sixto Guevara Vásquez.

2.9 Procesos de acondicionamiento de aire

La mayor parte de los procesos de acondicionamiento pueden modelarse como procesos de flujo permanente y, por tanto pueden analizarse con los principios de la conservación de la masa de flujo permanente, de la conservación de la energía. [20]

Entre los procesos psicrométricos más comunes en lo referente al acondicionamiento del aire se tiene:

- Enfriamiento
- Calefacción
- Humidificación
- Deshumidificación
- Enfriamiento evaporativo

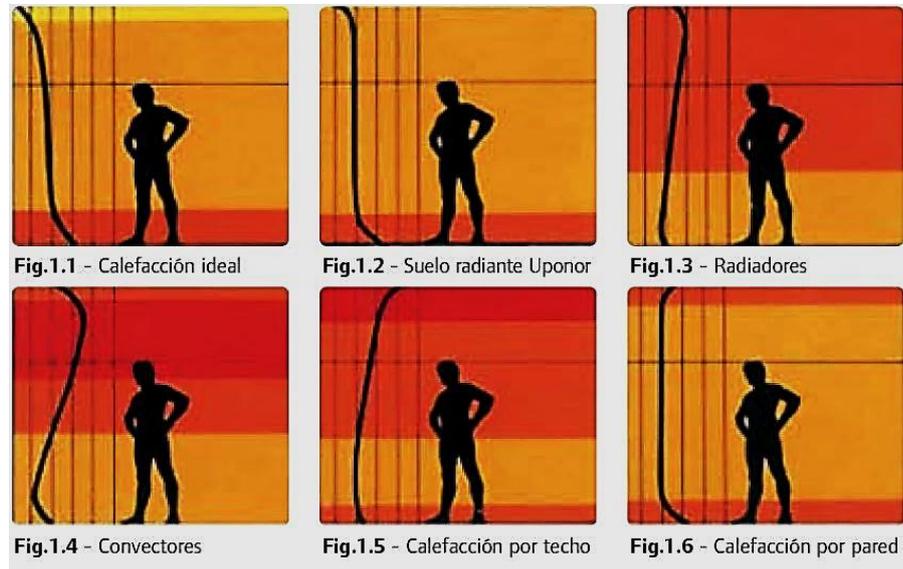
2.9.1 Calefacción. En el proceso el valor de humedad específica es constante, cuando se procede a calentar o enfriar sin humidificar o deshumidificar. El aire en estos sistemas se calienta al tener contacto con intercambiadores de calor o resistencias eléctricas.

2.9.1.1 Confort térmico. Una de las definiciones del confort térmico es dada por la norma ISO 7730, “Es una condición mental en la que se expresa la satisfacción con el medio ambiente”, es decir, se tiene que alcanzar una sensación de bienestar social, mental y físico; dicho confort depende de variables personales y del medio físico que nos rodea.

Con relación a los parámetros físicos, ya que son los que se pueden controlar, se debe de tener en cuenta la temperatura, humedad y velocidad del aire. Con respecto a la velocidad del aire, se recomienda que ésta se encuentre entre 0 y 2m/s, pero para nuestro caso no será un problema ya que el área a calefactar se puede despreciar la acción de la velocidad del aire, a pesar de que la puerta principal de acceso siempre está abierta además de resaltar que su ubicación en forma paralela a la dirección del viento,

por ello el aire dentro del local se lo considera en reposo sin despreciar mínimos cambios en su velocidad.

Figura 17. Perfil de temperaturas de distintos sistemas de calefacción.



Fuente: Catálogo de suelo radiante Uponor.

Con respecto a la temperatura, existe un rango de temperaturas ya que algunos autores dan un valor de 20°C a 22°C (medidos a 1.5m de altura).

Con respecto a la humedad, mientras la temperatura del aire no se eleve la humedad del aire no será elevada y, del otro lado, una baja humedad podría generar que las vías respiratorias se irriten. Por ello se recomienda que la humedad no baje del 25% ni que exceda del 65%. Durante el desarrollo de la presente tesis no se tomará en cuenta el efecto de la humedad ya que sólo se ha fijado trabajar en el tema de temperaturas.

El suelo radiante posee una característica: mantener los pies calientes y la cabeza tibia lo cual no se consigue con los sistemas convencionales de calefacción como los radiadores, ya que estos hacen que el aire caliente se mantenga arriba y el aire frío abajo.

2.9.2 Calefacción solar. El calor necesario para el acondicionamiento de edificios se puede suministrar mediante técnicas de energía solar con sistemas que, conceptualmente, no son más que versiones mayores de los utilizados en el calentamiento de agua.

Los fluidos utilizados más corrientemente para la transferencia de calor son, el agua y el aire. En los climas templados, se tiene que disponer de una fuente energética auxiliar convencional y el problema de diseño se reduce a decidir la combinación óptima entre la energía solar y la energía auxiliar.

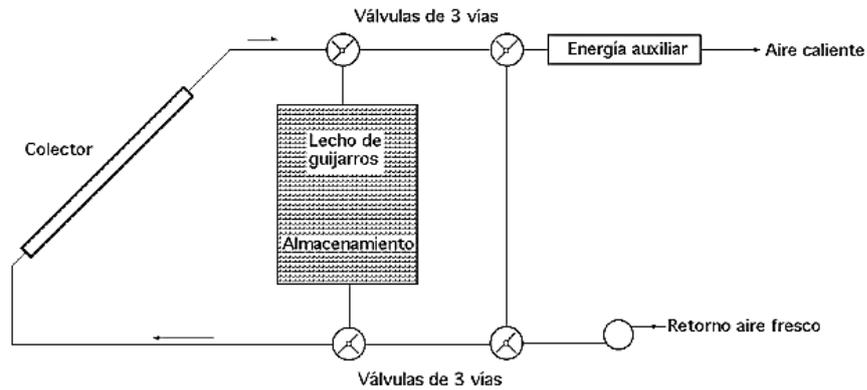
Las llamadas casas solares que se han construido son edificios con grandes ventanas orientadas hacia el Ecuador, concebidas para admitir la radiación solar cuando el Sol esté bajo, durante el invierno.

Las ganancias térmicas que se pueden lograr con ventanas debidamente orientadas son significativas, aunque en los climas fríos es muy importante controlar las pérdidas térmicas durante los períodos de baja radiación solar, sobre todo durante la noche y tiempo nublado, para así poder conseguir ganancias adecuadas. [21]

2.9.3 Sistema de calefacción con aire. Se compone de un sistema básico de calentamiento de aire con una unidad de almacenamiento en lecho de guijarros y un sistema de energía auxiliar; el medio de almacenamiento (guijarros) está contenido en la unidad de almacenamiento, mientras que el aire es el fluido utilizado para trasvasar la energía desde el colector al almacenamiento del edificio.

Los modos de funcionamiento se pueden conseguir mediante una adecuada disposición de las válvulas de distribución; con este sistema no es posible aportar y extraer energía al mismo tiempo; la utilización del sistema auxiliar se puede cambiar con el de suministro de energía al edificio desde el colector, o desde el almacenamiento, si dicho suministro es inadecuado para cubrir las cargas.

Figura 18. Sistema básico de aire caliente.

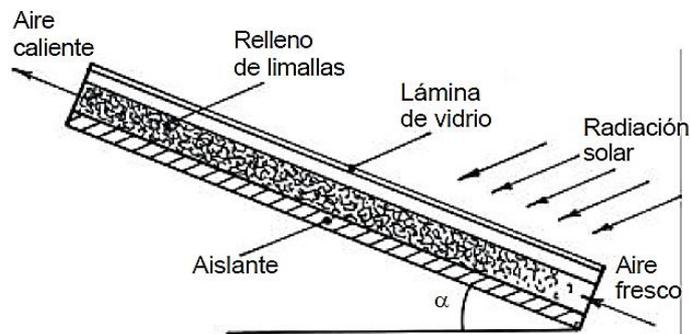


Fuente: www.libros.redsauce.net

El ventilador-compresor está en el lado de la corriente ascendente al colector, lo que permite que los colectores funcionen a presiones ligeramente superiores a la atmosférica; también se puede situar el ventilador de forma que la presión en los colectores sea inferior a la presión atmosférica, lo que puede resultar ventajoso para controlar los escapes.

El largo de un calentador de aire es un parámetro fundamental en su funcionamiento. A medida que el aire avanza dentro del colector, el mismo se va calentando y la diferencia de temperatura entre éste y la superficie captadora disminuye. Para contrarrestar este efecto debe aumentarse la superficie de transferencia de calor a medida que avanza el aire por el calentador.

Figura 19. Corte de un calentador solar de aire.



Fuente: www.libros.redsauce.net

De esta forma puede construirse un calentador de aire como el representado en la figura 19. Aquí la superficie de transferencia de calor aumenta a lo largo del calentador por medio de limallas. [22]

En el caso de calentadores de circulación natural de aire tienen influencia en la eficiencia del equipo a lo largo del mismo la resistencia al paso del aire incluyendo la resistencia de la cámara y el producto, la inclinación del calentador y el tipo de superficie de captación, así como la de transferencia de calor y la cantidad de radiación absorbida en el calentador. No existe otra opción, en la mayoría de los casos, se determina el largo óptimo del calentador de forma experimental.

2.9.4 *Sistema de calefacción con agua*

2.9.4.1 *Suelo radiante.* Para el desarrollo del presente trabajo de tesis, se ha tenido en cuenta los distintos tipos de instalaciones de suelo radiante existentes en la actualidad. Dichas instalaciones han sido desarrolladas en el continente europeo, incluso existe una norma para poder hacer el cálculo de estos sistemas, la UNE-EN 1264.

Según esta norma, el suelo radiante se define como “Sistema de calefacción por el suelo, en el que los tubos, que transportan agua con o sin aditivos como fluido calefactor, están ocultos bajo dicho suelo”. El agua es calentada, para luego ser transportada por las tuberías que se encuentran en el suelo, realizándose el intercambio de calor entre el agua y el mortero (convección y conducción), posteriormente se realiza el intercambio de calor entre el mortero y el ambiente interior (convección y radiación). El mortero, según la Real Academia de la Lengua Española es “un conglomerado o masa constituida por arena, conglomerante y agua, que puede contener además algún aditivo”.

Este tipo de sistemas es muy utilizado en los lugares donde se registran temperaturas muy bajas como en los países nórdicos, Alemania y Suiza, donde es muy importante emplear sistemas que tengan bajo consumo de energía. Es por ello que este sistema no es muy conocido en nuestro país ya que no se tiene temperaturas muy frías (Regiones:

Insular, Litoral y Amazónica) pero en la Región Andina si se pueden registrar temperaturas muy bajas.

Este sistema no es nada nuevo ya que en el año XIII A.C. en Turquía, en la zona de Anatolia, se tenía un sistema de calefacción por suelo, el que estaba conformado por un conjunto de canales instalados construidos debajo del suelo. Años más tarde los romanos adoptaron este sistema, construyeron conductos por los cuales circulaban gases calientes, este tipo de sistemas fueron denominados como “Hypocausto”.

Figura 20. Hypocausto de Normandia.



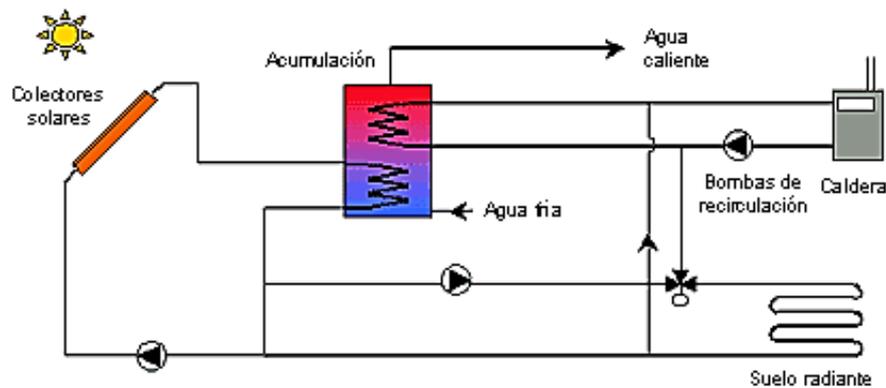
Fuente: www.wikipedia/suelo radiante.com

En la actualidad este sistema es muy empleado y desarrollado en el centro y norte de Europa, a tal punto de ser empleado en superficies no cubiertas para mantenerlas libres de hielo y nieve durante el invierno, como por ejemplo los campos de fútbol, donde es importante que se encuentren “limpios”.

El funcionamiento detrás de calefacción por suelo radiante es muy simple: una serie de tubos por las que se distribuye el agua caliente o elementos eléctricos de calefacción instalados bajo el suelo (pavimento) que hacen distribuir la masa térmica de hormigón convirtiéndola en un calor discreto. Entre los muchos beneficios que se obtienen con este tipo de climatización: siempre tendrá los pies calientes en invierno y frescos en verano, la temperatura es consistente y fácil de controlar, no se oye el ruido del aire que sopla, y no hay polvo o alérgenos recirculando por todo el espacio dentro del aire que circula a través de los conductos de ventilación de la casa. Lo mejor de todo, por lo general tendrá que pagar costos más bajos que los del aire, la calefacción por suelo radiante consume menos energía para alcanzar el mismo nivel de confort.

2.9.4.2 Funcionamiento del suelo radiante. El aprovechamiento más idóneo de la energía solar es para la calefacción por medio del suelo radiante. Para ello se hace circular por los tubos agua entre 35 y 45° de esta forma el suelo se mantiene entre 20 y 28°. El grado de confort que se consigue con este tipo de calor es ideal ya que es uniforme en toda la vivienda y el calor es mayor en la zona próxima al suelo, muy importante en casa con niños pequeños (al contrario que el calor mediante un radiador convencional). [23]

Figura 21. Instalación de un sistema de suelo radiante con energía solar como fuente.



Fuente: www.viasolar.com

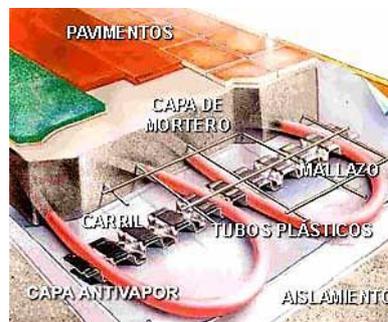
2.9.4.3 Características del suelo radiante. Una de las características esenciales del sistema de calefacción por suelo radiante es el fenómeno de autorregulación. Las variables más importantes que definen la cantidad del calor transmitida por radiación son:

1. La distancia entre emisor y receptor (suelo-persona)
2. Salto térmico, es decir, la diferencia de temperatura entre ambos, un ejemplo típico de funcionamiento. Los parámetros son:
 - Temperatura de impulsión del circuito del suelo radiante a 42°C
 - Temperatura de retorno del suelo radiante a 34°C
 - Temperatura del suelo a 26°C
 - Temperatura del ambiente a 21°C
 - Salto térmico suelo-ambiente a 5°C
 - Radiación emitida a 60 W/m²

Si la temperatura del habitáculo aumenta a 22°C (lo que puede suceder por aumento del número de personas, chimenea, aportación solar, a través de la ventana, etc.), el salto térmico se reduce de 5 a 3°C, es decir de un 40% menos. De forma natural e inmediata la radiación se reducirá de 60 a 36 W/m².

Para el mismo espacio en caso de radiadores, funcionando con agua a 80-85°C, este cambio no supone más de un 5% por lo que la radiación prácticamente no variara. El fenómeno de autorregulación, supone un gran ahorro de energía, porque el calor se radia únicamente donde se necesita.

Figura 22. Corte transversal de una instalación de suelo radiante.



Fuente: [www.wikipedia/suelo radiante.com](http://www.wikipedia/suelo%20radiante.com)

La moderada temperatura de impulsión de agua que necesita el sistema hace que éste sea compatible con casi cualquier fuente energética (electricidad, combustibles derivados del petróleo, energía solar, carbón, gas natural, etc.). En particular, es el único sistema de calefacción que puede ser alimentado energéticamente por paneles solares térmicos.

2.9.4.4 Ventajas del suelo radiante

- Distribución ideal de temperaturas: Este sistema mantiene una temperatura “caliente” en la zona de los pies y una temperatura “fría” en la zona de la cabeza.
- Saludable: No levanta polvo ni corrientes de aire. No reseca la garganta, al contrario que otros sistemas de calefacción, por lo que es recomendado para ser instalado en hospitales, residencias de ancianos y otras instalaciones colectivas.

- Ahorra Combustible, y por lo tanto, disminuye los costes. Se trata de un sistema que trabaja a una temperatura más baja que los radiadores de metal por diversos motivos. Entre ellos, que al ocupar mucha mayor superficie, no necesita calentar tanto el circuito hidráulico. Se trata de un sistema que combina muy bien con la energía solar, porque trabajan a temperaturas parecidas. La climatización más eficiente del mercado consiste en una bomba de calor integral combinado con un sistema de energía solar y un suelo radiante como sistema emisor.
- Eficiente: Calefacta o refrigera en la parte inferior de la habitación, donde nos movemos; al no tener que calentar todo el volumen de la habitación, como hacen los radiadores, no es necesario consumir tanta energía.
- Invisible: Al estar bajo el suelo, no se ve absolutamente nada.
- Confortable: Se trata del sistema emisor de calefacción que mejor reparte el calor por la habitación, ya que al ser emitido desde el suelo, la emisión es mucho más homogénea y se encuentra siempre cerca de nuestro cuerpo. [6]

2.9.4.5 Desventajas del suelo radiante

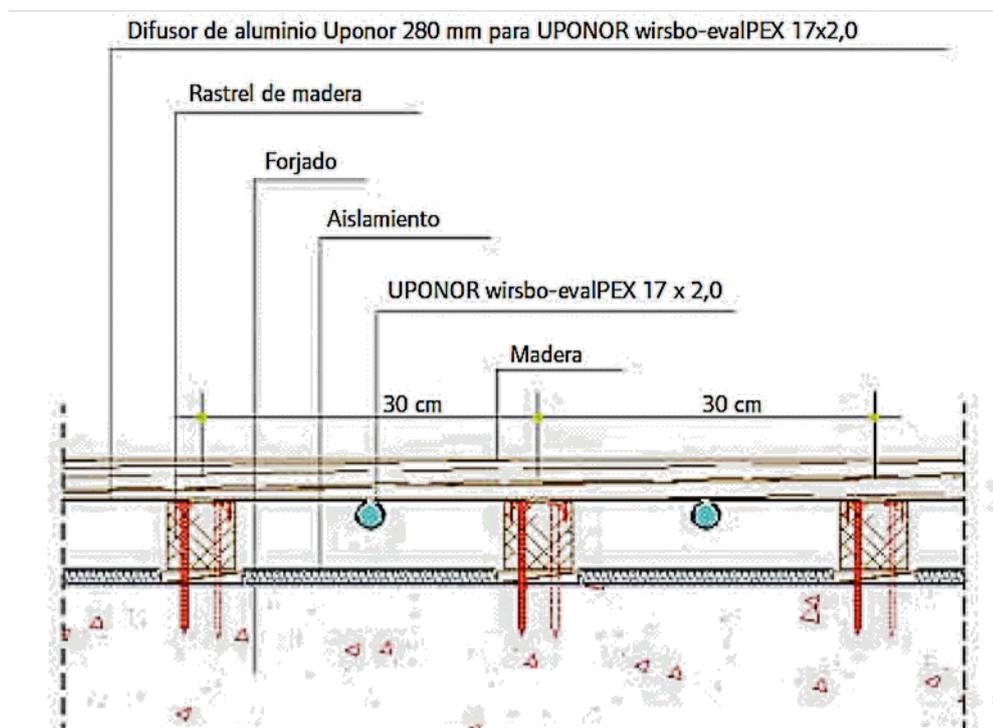
- Inercia térmica: Debido a que el sistema debe de calentar el pavimento o piso falso y luego calentar el aire, toma más tiempo que los sistemas que calientan directamente el aire.
- Elevación del suelo: Debido a que debajo del suelo debe de haber una placa aislante, las tuberías y además alrededor de 8cm de pavimento, esto hace que el sistema tenga unos 8 ó 10cm adicionales que un suelo convencional.
- Mayor costo de instalación: Debido a que el sistema necesita de mucho más accesorios que los demás sistemas, este costo puede ser un 15% más, pero a su vez este sistema tiene una vida útil de alrededor de 10 años [6].

2.9.4.6 Suelo radiante con difusores. Se aplica al caso particular de pavimentos contruidos con tarima de madera sobre rastreles. El hecho de existir huecos de aire entre la superficie superior del mortero de cemento y la tarima imposibilita utilizar el sistema tradicional de calefacción por suelo radiante. [24]

El sistema se basa en el montaje de una superficie de aluminio (difusores) clavada sobre la superficie de rastreles y bajo la tarima. Los difusores transmiten homogéneamente a la tarima el calor aportado por los circuitos. Estos discurren insertados en los difusores.

El proceso de rastrelado debe realizarse en primer lugar, procurando una correcta fijación al forjado y una perfecta nivelación de su superficie superior. Se debe rastrelar con una distancia entre rastreles de 30 cm.

Figura 23. Superficie emisora del suelo radiante con difusores.



Fuente: Catálogo suelo radiante Uponor.

El aislamiento térmico del sistema se realiza colocando entre filas de rastreles mantas de fibra de vidrio o de poliuretano. Con el suelo ya rastrelado y aislado debe procederse al clavado de los difusores de aluminio a los rastreles de modo que cada

difusor esté clavado a dos rastreles distintos para asegurar un correcto apoyo. No prolongar las filas de difusores hasta el límite de las paredes perpendiculares a éstos para permitir el curvado de las tuberías.

Se emplea en este sistema tubos de cobre tipo M, los cuales son adecuados para la aplicación de calefacción. Los circuitos se colocan insertados en unas aberturas que poseen los difusores y que han sido estampadas a este efecto. Siempre que exista espacio suficiente para ello, trazar circuitos en doble serpentín; en caso de espacios calefactados muy reducidos donde el doble serpentín sea imposible, los circuitos se configurarán en simple serpentín.

Figura 24. Vista transversal de la capa emisora.



Fuente: Catálogo suelo radiante Uponor.

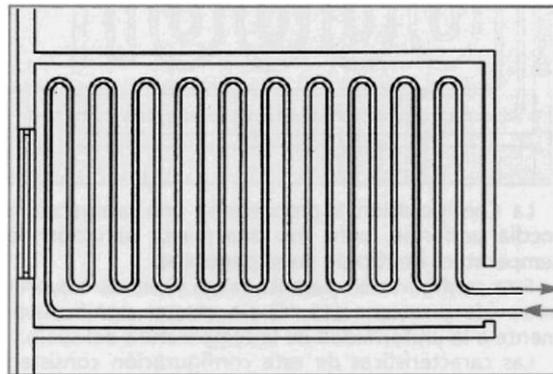
Una vez que se han colocado los circuitos se colocará la tarima clavada a los difusores y a los rastreles a través de su plano de contacto. Evitar la colocación de madera con humedad fuera de normativa UNE. Asegurar un total secado previo del forjado y, en caso de dudas al respecto colocar film antihumedad.

2.10 Configuración del circuito de tuberías

Está conformado por una red de tuberías distribuidas para poder transferir de manera adecuada el calor, existen tres formas de hacer las instalaciones las cuales son las siguientes:

2.10.1 Distribución en serpentín. Es la forma más sencilla de hacer la distribución, pero la desventaja de este sistema radica en la gran diferencia de temperaturas que existe entre la salida y la entrada del agua de circulación; esto puede hacer que el usuario sienta esa diferencia en el ambiente en el que se encuentra.

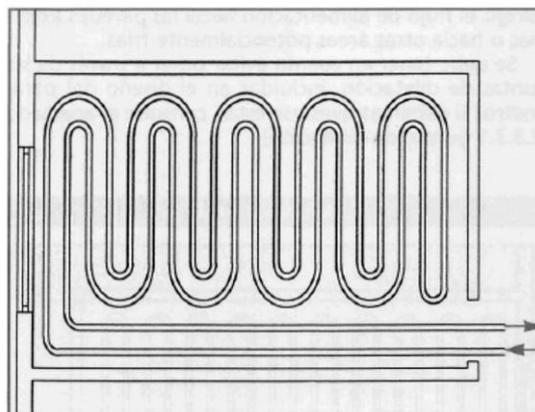
Figura 25. Configuración en serpentín.



Fuente: Catálogo suelo radiante Uponor.

2.10.2 Distribución en doble serpentín. A diferencia que la distribución en serpentín, ésta no genera una gran diferencia de temperaturas entre la entrada y salida, ya que siempre va una tubería más fría con una más caliente, compensando la diferencia de temperaturas que se tenía en la distribución anterior. La desventaja de este sistema se genera al momento de dar la forma a la distribución ya que a veces se tiene que formar radios muy pequeños que dificultan la instalación.

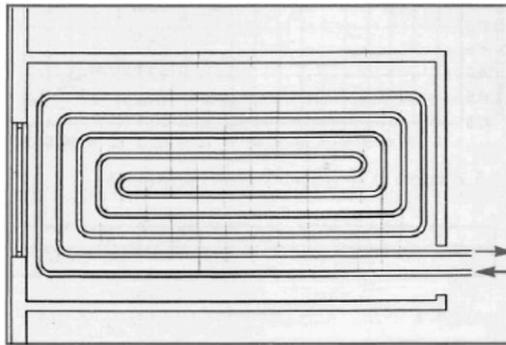
Figura 26. Configuración en doble serpentín.



Fuente: Catálogo suelo radiante Uponor.

2.10.3 Distribución en espiral. Al igual que la distribución en doble serpentín, esta no genera una notoria diferencia de temperaturas en la habitación, además no se generan radios pequeños en el momento de la instalación, por ello, este tipo de instalaciones es la recomendada para los suelos radiantes.

Figura 27. Configuración en espiral.



Fuente: Catálogo suelo radiante Uponor.

2.11 Componentes

En el Suelo Radiante son importantes algunos componentes adicionales para que éste funcione y se pueda controlar de manera adecuada. Los componentes más importantes del Suelo Radiante son: la bomba, sistema de distribución, válvula reguladora y los purgadores.

2.11.1 Bomba de recirculación. Es la responsable de hacer circular el agua a través de las tuberías que se encuentran instaladas bajo el suelo. Esta bomba no consume mucha potencia pero debe de seleccionarse una que sea capaz funcionar con agua caliente, ya que hay que recordar que la temperatura de entrada al sistema está alrededor de 40°C.

Figura 28. Bomba de recirculación de agua caliente.



Fuente: Catálogo de bombas Grundfos.

2.11.2 Aislamiento térmico. Al calentarse el mortero del suelo, el calor se propaga tanto hacia arriba como hacia abajo, por lo que es necesario utilizar un elemento aislante entre los tubos y el forjado.

El material utilizado para dicho aislamiento es el poliuretano expandido, que presenta una excelente capacidad de aislamiento térmico frente al calor y al frío. Esta propiedad se debe a la propia estructura del material.

2.11.3 Tubo de cobre. El tubo de cobre, por su durabilidad, es la mejor elección para sistemas hidráulicos, calefacción, refrigeración, etc. El tubo puede unirse mediante soldadura común o soldadura fuerte (con plata), utilizando conexiones capilares. Las aplicaciones depende del tipo de tubo.

- **Calefacción.** Para paneles radiantes y calefacción por medio de agua, así como para sistemas de fusión de nieve, se utiliza el tipo L flexible, en el que los serpentines se forman en el sitio o se prefabrican, y tipo M, donde se utilicen tramos rectos. Para el calentamiento de agua y vapor de baja presión, se utiliza el tipo M para todos los diámetros. [25]

2.11.4 Purgadores. Es un dispositivo de seguridad, el cual se encarga de evacuar el aire del sistema.

Figura 29. Válvula reguladora.

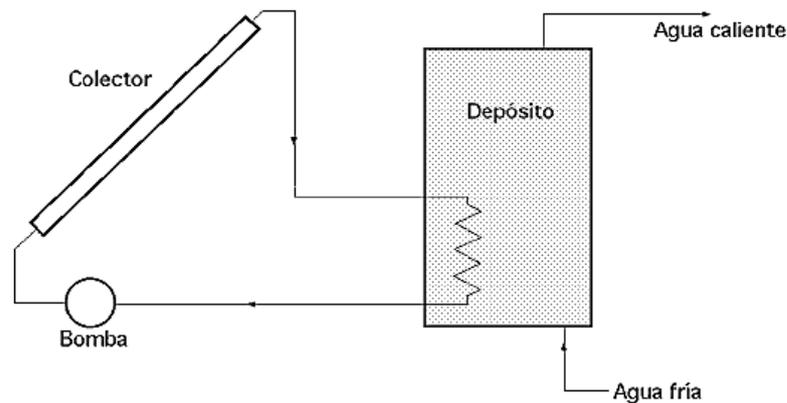


Fuente: Catálogo técnico Lurbero.

2.12 Sistema auxiliar

En un proceso de calentamiento de agua por energía solar se puede obtener un grado de fiabilidad óptimo que cubra una carga determinada, teniendo en cuenta el tamaño correcto de las unidades de almacenamiento y el de una fuente de energía auxiliar.

Figura 30. Esquema de instalación del sistema auxiliar.



Fuente: www.libros.redsauce.net.

En zonas de muy alta disponibilidad de energía solar, donde pocas veces haya nubes con una permanencia significativa, resulta práctico cubrir las cargas totales mediante sistemas de paneles termosolares; sin embargo, en climas de baja disponibilidad de radiación, (típico de los climas templados), es necesario disponer de un sistema auxiliar de alta fiabilidad para así evitar un sobredimensionamiento excesivo del sistema de paneles para la captación de energía solar, y evitar inversiones innecesarias.

Los colectores se conectan para cubrir una carga, (generalmente se dispone de energía auxiliar), y se tienen que incluir los medios para la circulación de agua y el control del sistema; un esquema práctico de un ejemplo de un sistema de circulación natural se muestra en la figura 30 ; en este dispositivo el depósito está situado por encima del colector, y el agua circula por convección natural siempre que la energía solar en el colector aporte la suficiente energía al agua que asciende por el mismo, estableciéndose así un gradiente de densidades que provoca el movimiento del fluido por convección natural. La energía auxiliar se aplica en la parte superior del depósito, y tiene como

misión mantener el agua caliente en esta zona del depósito, a un nivel de temperatura mínimo, necesario y suficiente para cubrir las cargas y mantener la circulación.

El sistema de aporte de energía auxiliar, con acumulación o en línea, siempre dispondrá de un termostato de control sobre la temperatura de preparación que en ningún caso será superior a 50°C. [26]

Cuando el sistema de energía auxiliar sea eléctrico, la potencia correspondiente será inferior a 300 W/m². Por metro cuadrado de captador solar. Si la instalación es de producción centralizada (servicio a distintos usuarios), se debe aplicar una relación de 150 W/m². Para instalaciones de tamaño inferior a 5 metros cuadrados, la potencia podrá ser de 1500 W.

CAPÍTULO III

3 DISEÑO DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN

3.1 Alternativas de diseño

En la parte inicial del presente capítulo se realiza un análisis económico en el que se sustenta la propuesta de implementar un sistema de calefacción que emplee radiación solar como fuente de energía frente a un sistema convencional, entre ellos el más común los convectores eléctricos.

3.1.1 Conectores eléctricos. La transmisión de calor desde los radiadores al ambiente se pensaba que se producía por radiación, de ahí el nombre. Pero luego se comprobó que el efecto de radiación no se producía hasta que la temperatura en la superficie llegaba a 70 ° C, produciéndose realmente la transmisión de calor por convección. [27]

Los aparatos de convección forzada se componen de unas resistencias eléctricas que aportan el calor y un ventilador que impulsa el aire caliente. Son muy prácticos para calentar rápidamente pequeñas habitaciones, dado que al estar “refrigeradas” las resistencias por el chorro de aire de entrada, un aparato de pequeñas dimensiones puede proporcionar una potencia elevada (hasta 2.000 W). Tiene la ventaja de la rapidez en ambientar la habitación, y los inconvenientes de que son ruidosos por el ventilador y crean unas corrientes de aire molestas por lo que su confort es menor que el de los radiadores de convección natural.

3.1.1.1 Selección técnica del tamaño del convector. La selección de la potencia necesaria para calentar un recinto está en función del área y del grado de aislamiento, así en viviendas con un grado de aislamiento bueno ó normal se requiere aproximadamente 70 W/m². En viviendas con un grado de aislamiento insuficiente se necesitan alrededor de 100 W/m². Se recomienda repartir la potencia en varios convectores, en lugar de uno sólo, si se dispone de espacio. [28]

En caso de seleccionar un equipo para las condiciones del presente caso de estudio, los parámetros son:

Grado de aislamiento: Insuficiente.

Área $\cong 6 \text{ m}^2$

Potencia = $100 \text{ W/m}^2 \times \text{Área}$.

Potencia= 600 W.

De acuerdo a catálogos de convectores existentes en el mercado, la potencia más adecuada es de 1000 W o en su defecto dos convectores de 500W.

Figura 31. Convector eléctrico.



Fuente: Calefacción eléctrica por convectores por Antonio Sánchez.

A continuación el consumo energético que demanda esta alternativa de calefacción:

Potencia= $1000\text{W} = 1\text{KW}$

Número de horas de servicio= 10

Número de días de operación/mes= 24

Número de días de operación/año= 288

Precio de energía eléctrica= \$ 0.072/ KW-h. [39]

Costo/año= $(1 \text{ KW}) (10\text{h/día}) (288 \text{ días/año})(\$0.072/ \text{KW-h}) = \$ 207.36$

3.1.2 Suelo radiante. El único equipo eléctrico que existe en el mencionado sistema, es la bomba de recirculación que trabaja bajo las siguientes condiciones:

Potencia= $135 \text{ W} = 0.135 \text{ KW}$

$$\text{Costo/año} = (0.135\text{KW}) (10\text{h/día}) (288 \text{ días/año})(\$0.072/ \text{KW-h}) = \$ 27.99$$

Al comparar los resultados anteriores entre los sistemas propuestos, se trata de cifras económicas muy representativas en el lapso de un año con una razón de 7 a 1.

3.2 Análisis térmico mediante simulación en estado transitorio

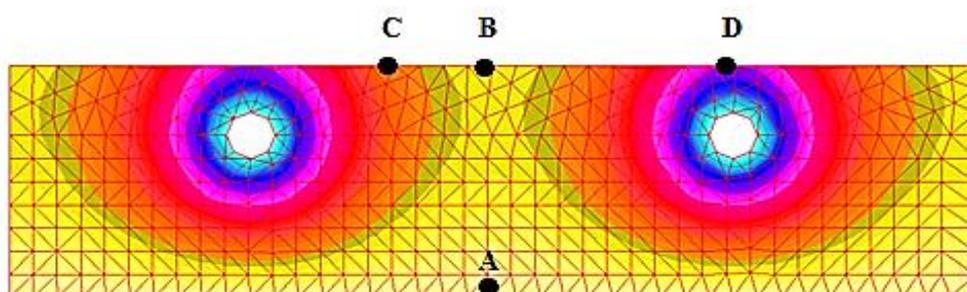
Previo al diseño térmico en estado estable se realiza un análisis utilizando un software de análisis de elementos finitos, el cual nos permite visualizar y de algún modo predecir el comportamiento térmico de los materiales que componen el sistema.

Existen tres alternativas que se ajustan a las condiciones de diseño, las cuales se someten a un proceso de simulación térmico, utilizando el software para seleccionar en función de los resultados la opción más idónea.

Las figuras que se indican a continuación representan el corte de la sección transversal de un tubo del sistema de calefacción de suelo radiante.

3.2.1 Tubería sin aletas. En la figura 32 se puede apreciar la emisión de calor en la tubería circulando el agua caliente, la particularidad se debe a que no posee aletas para efectos de disipación de calor. El contacto con la superficie emisora y la tubería es mínimo, lo que resta la efectividad al tener que calentar los espacios de aire atrapado entre los componentes del sistema. Las temperaturas en cada zona se la pueden visualizar en la tabla 1.

Figura 32. Corte transversal- simulación sin aletas



Fuente: Autores.

Tabla 1. Temperatura en cada zona.

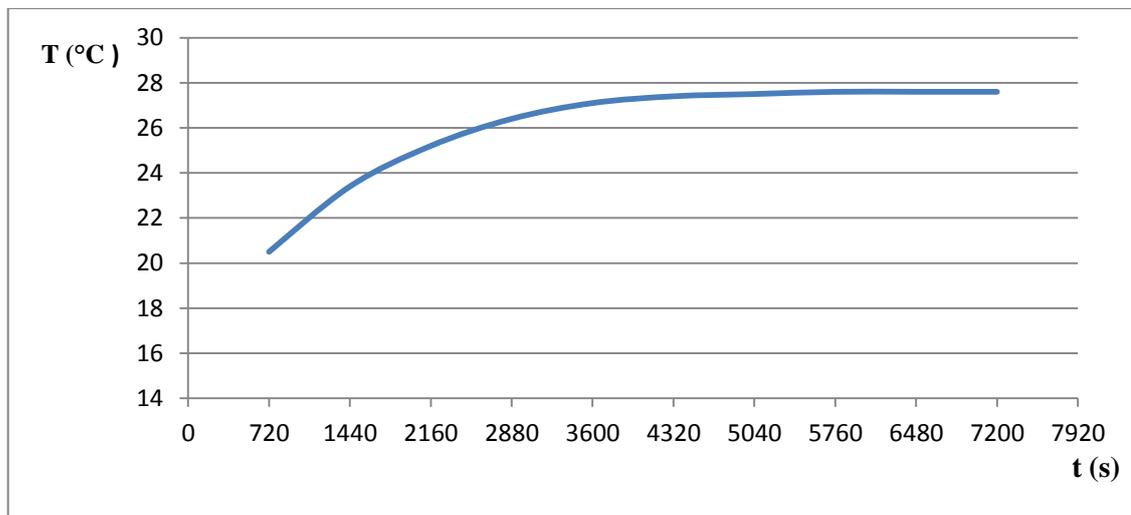
ZONA	°C
A	15
B	17
C	21
D	28

Fuente: Autores.

Por la configuración del sistema ilustrado, se deduce que no cumple con la finalidad de emitir calor de manera uniforme, sino más bien se produce una focalización de calor y por ende un desperdicio del mismo por conducción hacia el aislante.

La figura 33 muestra la relación del incremento de la temperatura en relación al tiempo que le toma alcanzar 28°C (temperatura de equilibrio) en un tiempo de 7200 segundos (2 horas).

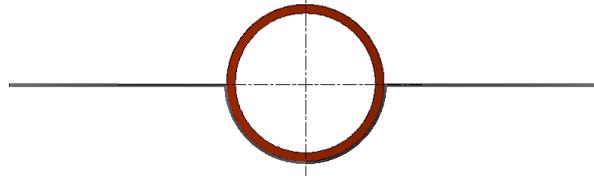
Figura 33. Curva promedio temperatura vs tiempo.



Fuente: Autores.

3.2.2 Tubería con aletas basadas en el modelo del catálogo. La figura 34 muestra un modelo propuesto por fabricantes Europeos de sistemas de calefacción por suelo radiante [21], donde se puede apreciar la emisión de calor de la tubería con la circulación de agua caliente, pero la particularidad se debe a que las aletas tienen una cobertura semicircular al tubo para fines de disipación de calor.

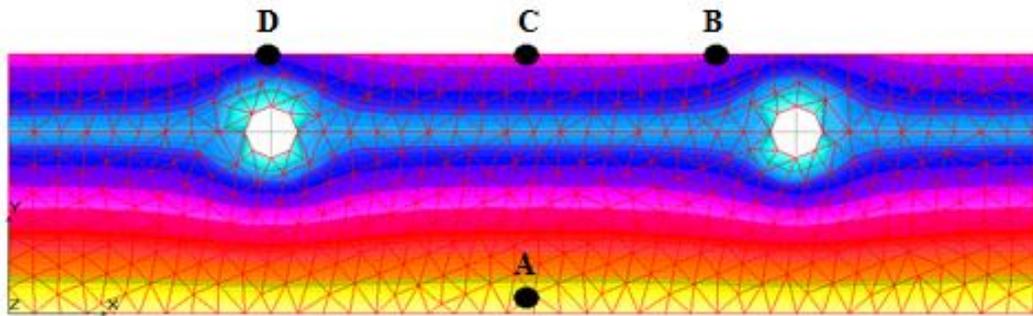
Figura 34. Corte transversal de la aleta.



Fuente: Catálogo Uponor.

La configuración geométrica de la figura 35 no permite optimizar la transmisión directa de calor desde la superficie emisora hasta la madera, suscitándose lo mismo que en el caso anterior el aire confinado se convierte en una resistencia adicional y absorbe parte del calor emitido por la superficie de los tubos.

Figura 35. Corte transversal- simulación con aletas longitudinales.



Fuente: Autores.

A continuación la tabla 2 nos muestra las temperaturas y las zonas respectivas.

Tabla 2 Temperatura en cada zona

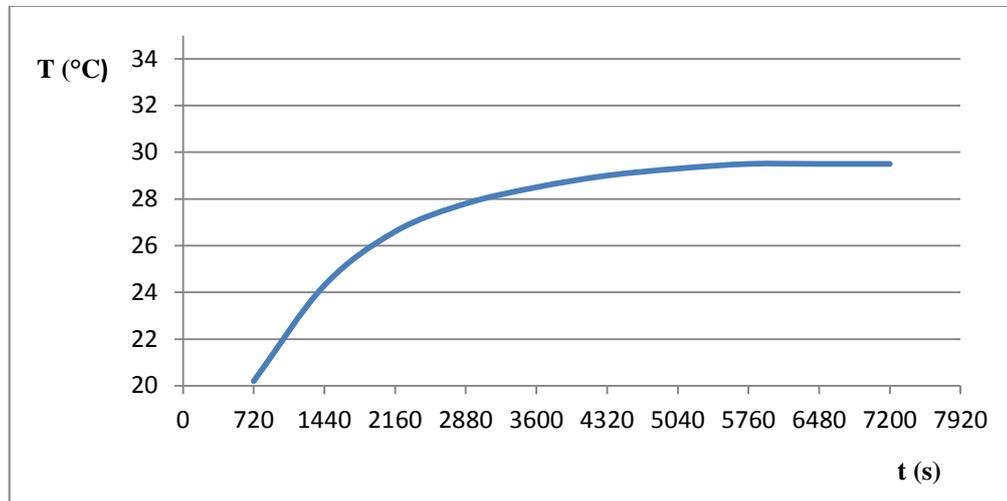
ZONA	°C
A	15
B	25
C	22
D	26

Fuente: Autores.

La siguiente gráfica muestra el comportamiento de la temperatura del piso, haciendo referencia a la temperatura intermedia de los tubos después de una hora y media,

alcanzando una temperatura promedio de 26°C, llegando así hasta un equilibrio térmico la superficie de la duela de madera.

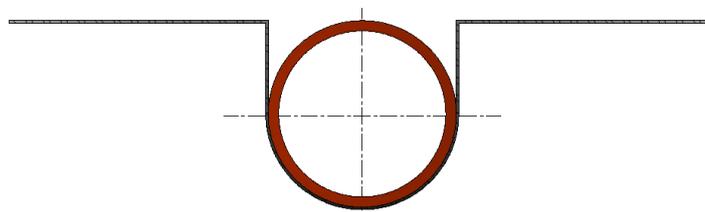
Figura 36. Curva promedio temperatura vs tiempo.



Fuente: Autores.

3.2.3 Análisis térmico con placas emisoras modificadas. El siguiente modelo corresponde a una variación en la configuración geométrica de las “aletas” anteriores, también llamado “placa emisora”, con el fin de incrementar el área de transferencia de calor, y también disminuir los espacios de aire entre los componentes del sistema. La ventaja de la propuesta radica en formar una “U” con la lámina de aluminio dentro de la cual se instala la tubería de cobre obteniéndose así una mayor disipación de calor por convección entre el difusor y el espacio de aire entre la duela y el rastrel.

Figura 37. Corte transversal de la aleta modificada.

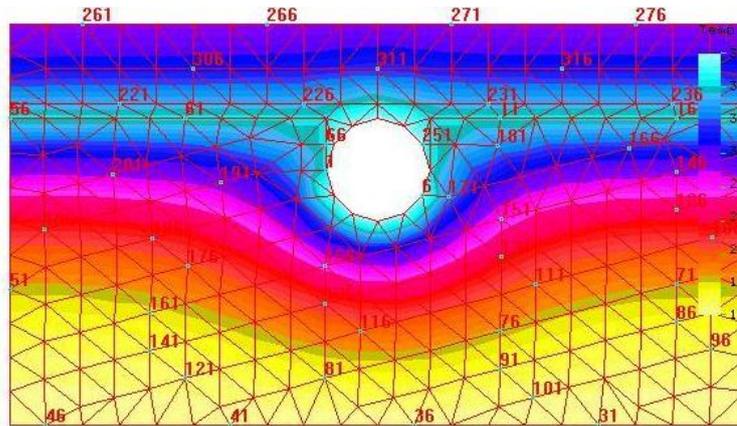


Fuente: Autores.

Interpretando de manera visual se puede apreciar que en la superficie de la madera predomina un solo tono de color que corresponde a una temperatura promedio de 26 °C,

entre los nodos 261 a 276; mientras que la temperatura en la superficie de las placas difusoras presenta un promedio de 37 °C. El comportamiento térmico de los nodos que están en contacto con el piso no ha sufrido alteración alguna respecto a modificación descrita.

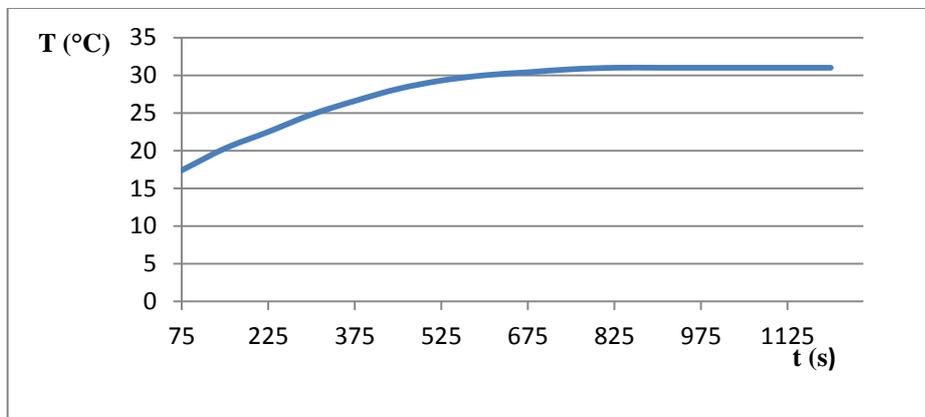
Figura 38. Corte transversal- simulación con aletas modificadas.



Fuente: Autores.

Otra de las bondades que presenta la propuesta es el aumento de la temperatura del piso en un menor periodo de tiempo, como se ve el nodo # 261 localizado en la superficie de la madera, alcanza una temperatura de equilibrio de 26 °C en un tiempo aproximado de una hora y permanece constante. Un beneficio adicional es la homogeneidad en la transmisión de calor de las superficies, mejorando así la sensación de confort térmico al usuario.

Figura 39. Curva promedio temperatura vs tiempo.



Fuente: Autores.

3.3 Simulación del comportamiento térmico de las placas en estado estable.

Este numeral centra su análisis en la modificación geométrica que se hizo a las “aletas” del suelo radiante del catálogo, con las mismas condiciones de temperatura del agua (40°C), las siguientes figuras muestran la variación de la temperatura desde la cara de contacto con el tubo hasta el extremo. Basado en el mismo principio que en el caso del suelo radiante, es decir, mediante con representación nodal para poder puntualizar la interpretación de los resultados obtenidos por elementos finitos.

Figura 40. Representación nodal del análisis de la aleta modificada.

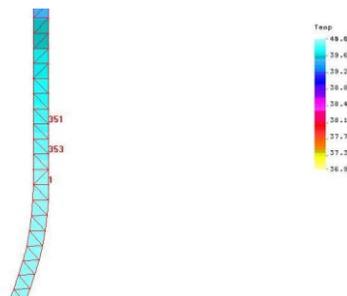


Fuente: Autores.

Debido a que el espesor en comparación con la longitud de la placa es muy pequeño, se efectúa la siguiente serie de ampliaciones de las zonas de interés:

- El área radial de contacto aleta-tubo: en el nodo # 353 le corresponde una temperatura de 39.8°C.

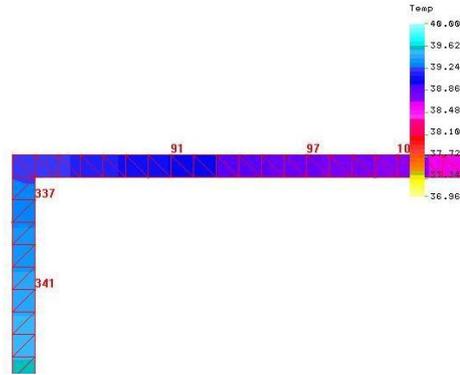
Figura 41. Zona de tangencia entre tubo y aleta.



Fuente: Autores.

- Doblez de la placa: el nodo # 91 tiene una temperatura de 39°C, como se puede ver solo hay un grado de diferencia desde la zona de contacto del tubo, dicha separación es de 12 mm.

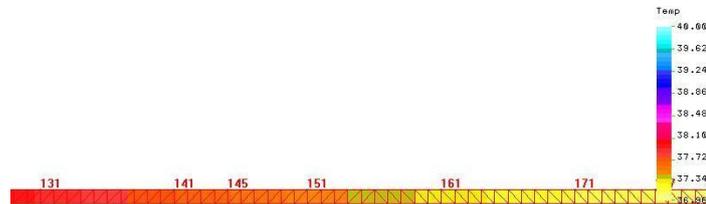
Figura 42. Temperatura localizada en la zona de doblez de la aleta.



Fuente: Autores.

- Longitud media de la placa: en el nodo # 151 posee una temperatura de 37 °C.

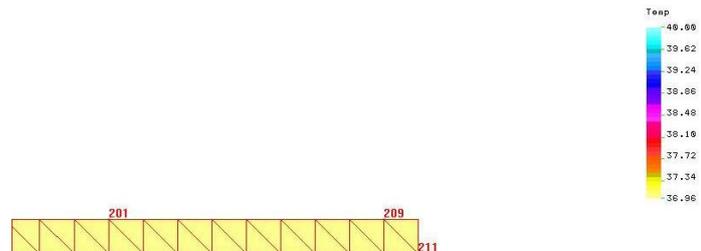
Figura 43. Temperatura de la zona media de la aleta.



Fuente: Autores.

- En el extremo de la placa a una longitud de 60 mm desde el punto de contacto: en el nodo # 211 corresponde una temperatura de 37°C.

Figura 44. Temperatura en el extremo de la aleta.



Fuente: Autores.

De los resultados obtenidos se escoge la alternativa 3 en función de las bondades y ventajas que nos brinda respecto a las anteriores. En el diseño del sistema se consideran los difusores como una placa emisora isotérmica.

Por motivo de índole económico se dispone de una bomba centrífuga doméstica, reemplazando a la bomba recirculadora recomendada para este tipo de aplicaciones, por lo que se prevé una alteración en los resultados.

3.4 Generalidades del diseño

El presente proyecto tiene la finalidad de diseñar, construir e instalar un sistema de calefacción a través de energía solar; bajo la aplicación de conceptos fundamentales de transferencia de calor y recomendaciones de reconocidos fabricantes Europeos de este tipo de aplicación.

Es importante recalcar que el funcionamiento del sistema propuesto está sujeto a las condiciones específicas del sitio a implantarse de modo que permitan al usuario alcanzar las condiciones estándar de confort térmico sin que ello afecte su salud.

3.4.1 Consideraciones preliminares. Antes de dimensionar los diferentes elementos que componen el sistema por suelo radiante, es de suma importancia y dicho sea de paso nuestro punto de partida el determinar las condiciones y los parámetros en los que se realizará el proceso de calefacción. Por lo cual, es necesario:

- Durante el funcionamiento regular del sistema las condiciones de carga térmica no varían.
- Las condiciones de carga térmica del local no se ven alteradas por la interacción de equipos eléctricos.
- El área de referencia se considera que las condiciones del aire son constantes (flujo de aire y humedad), la variable de interés es la temperatura.
- El flujo de calor en la superficie durante todo el proceso es uniforme y constante.

3.5 Emplazamiento y ubicación

Esta instalación se encuentra localizada en la provincia de Chimborazo, ciudad de Riobamba. Dentro del local, la instalación estará situada en la zona de recepción de 5,67 m² de superficie con capacidad para 4 personas.

3.5.1 Condiciones iniciales

Ciudad: Riobamba

Altitud: 2750 msnm

Latitud: 1°38' Sur

T interior = 18 °C (64,4 °F)

T exterior = 12 °C (53,6 °F)

T int. Cist = 17 °C (62,6 °F)

3.6 Recurso energético disponible

Método Glover y Mc Culloch. Utilizando la ec. (10) y los datos obtenidos se evalúa la expresión.

$$I = 1367 \frac{w}{m^2} \left[0.29 * \cos(1.63) + 0.52 \left(\frac{4.9}{11.8} \right) \right]$$
$$I = 691,449 \frac{w}{m^2}$$

3.6.1 Método de Page. A continuación se calcula la ec. (11).

$$G = 1367 \frac{w}{m^2} \left(0,25 + \frac{0,45 * 4,8}{11,8} \right)$$
$$G = 597,194 \frac{w}{m^2}$$

Se utiliza la figura correspondiente al atlas solar para estimar el valor de la radiación incidente en la ciudad de Riobamba.

Tabla 3. Datos del Atlas solar.

MAPA SOLAR	
I (W*h / m ² *día)	5100
Horas uso	8
I (W / m ²)	637,5

Fuente: Conelec.

Tabla 4. Datos de la zona de estudio.

PROVINCIA	Chimborazo
CIUDAD	Riobamba
Wh/m2.día	4490
PROMEDIO ZONA	II

Fuente: Conelec.

De las expresiones matemáticas usadas anteriormente y del atlas solar del Ecuador se obtiene una radiación promedio:

$$G = 642,048 \text{ W/m}^2$$

3.7 Necesidad o demanda energética

$$A = \frac{200 \frac{\text{lt}}{\text{día}} \times 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \times (318 - 286)^\circ\text{K}}{642,048 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} * 0,5 * 8}$$

$$A = 2,5 \text{ m}^2$$

Los colectores de placa plana estandarizados disponibles en el mercado poseen una área de captación solar de 2 m², por lo que se recomienda aumentar la superficie.

$$A_{\text{recomendada}} = 4 \text{ m}^2$$

$$\text{Número de colectores solares} = \frac{A}{2}$$

$$\text{Número de colectores solares} = \frac{4}{2} = 2$$

3.7.1 Dimensiones del colector solar de placa plana. Las dimensiones se refieren al catálogo de colectores solares de alto rendimiento existentes en el mercado, Anexo A.

Ancho	1m
Largo	2m
Espesor	0,07m

3.8 Carga de calefacción

3.8.1 Carga a través de ventanas, paredes, techos y suelos. Las ganancias de calor por las paredes exteriores, suelos y techos, se calculan a la hora de máximo flujo térmico, y se deben, no solo a la diferencia entre las temperaturas del aire que baña sus caras exteriores e interiores, sino también al calor solar absorbido por las exteriores, la insolación y la diferencia de temperatura exterior y la interior son esencialmente variables en el transcurso del día, por lo que la intensidad del flujo a través de la estructura exterior es inestable.

Por lo tanto se ha recurrido al concepto empírico de “diferencia equivalente de temperatura”, definida como la diferencia entre las temperaturas de aire interior y exterior capaz que resulta del flujo calorífico total a través de la estructura originada por la radiación solar variable y la temperatura exterior. Esta diferencia de equivalente de temperatura a través de la estructura debe tener en cuenta los diferentes tipos de construcción y orientaciones, color de la pared exterior, situación de la construcción, insolación sobre ésta y las condiciones de proyecto:

A continuación se utiliza la ec. (5) para evaluar las cargas de calefacción.

3.8.2 *TECHO*

Cubierta de concreto liviano de 8 in, sin aislamiento. Anexo B.

$$U \text{ (Coeficiente global de transferencia de calor)} = 0,092 \frac{\text{Btu}}{\text{h}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}}$$

$$\text{Área} = [(12,57 + 0,68) \times (8,84) - (1,78 \times 4,35) - (0,68 \times 0,35)] \text{ m}^2 \times 3,28^2 \text{ ft}^2$$

$$\text{Área} = 1174,269 \text{ ft}^2$$

$$\text{Diferencia de temperaturas} = T_{\text{interior}} - T_{\text{exterior}}$$

$$\text{Diferencia de temperaturas} = (64,4 - 53,6) \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_{\text{TECHO}} = U \times A \times (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}})$$

$$Q_{\text{TECHO}} = 0,092 \frac{\text{Btu}}{\text{h}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}} \times 1174,269 \text{ ft}^2 \times (64,4 - 53,6) \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_{\text{TECHO}} = 1166,75 \text{ Btu/h}$$

3.8.3 *PAREDES*

Mampostería de 8 in de bloque, sin aislamiento. Anexo C.

$$U \text{ (Coeficiente global de transferencia de calor)} = 0,274 \frac{\text{Btu}}{\text{h}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}}$$

$$\text{Área} = [(12,57 \times 3,03) - (2,1 \times 2,83) - (3,92 \times 1,91) - (2,09 \times 1,91) - (0,84 \times 1,91)] \text{ m}^2 \times 3,28^2 \text{ ft}^2$$

$$\text{Área} = 205,062 \text{ ft}^2$$

$$\text{Diferencia de temperaturas} = T_{\text{interior}} - T_{\text{exterior}}$$

$$\text{Diferencia de temperaturas} = (64,4 - 53,6) \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_1 = U_1 \times A_1 \times (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}})$$

$$Q_1 = 0,274 \frac{\text{Btu}}{\text{h}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F}} \times 205,062 \text{ ft}^2 \times (64,4 - 53,6) \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_1 = 606,818 \text{ Btu/h}$$

Para las paredes restantes se realiza el mismo procedimiento de cálculo, tomando en cuenta el área correspondiente a cada pared, a continuación se presenta un resumen del calor obtenido en la tabla 5.

Tabla 5. Resumen de cálculos de carga térmica de paredes.

PAREDES				
A (m ²)	A (ft ²)	U (Btu/h*ft ² *°F)	ΔT (°F)	Q (Btu/ h)
19,061	205,062	0,274	10,8	606,818
4,309	46,355	0,274	10,8	137,173
0,865	9,310	0,274	10,8	27,551
13,181	141,801	0,274	10,8	419,618
26,394	283,954	0,274	10,8	840,277
26,785	288,166	0,274	10,8	852,741

Fuente: Autores.

$$Q_{\text{PAREDES}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6$$

$$Q_{\text{PAREDES}} = (606,818 + 137,173 + 27,551 + 419,618 + 840,277 + 852,741) \text{ Btu/ h}$$

$$Q_{\text{PAREDES}} = 2884,18 \text{ Btu/ h}$$

3.8.4 VENTANAS

Vidrio sencillo, marco de metal. Anexo D.

$$U \text{ (Coeficiente global de transferencia de calor)} = 1,1 \frac{\text{Btu}}{\text{h*ft}^2*\text{°F}}$$

$$\text{Área} = [(3,92 \times 1,91) + (2,09 \times 1,91) + (0,84 \times 1,91)] \text{ m}^2 \times 3,28^2 \text{ ft}^2$$

$$\text{Área} = 140,758 \text{ ft}^2$$

$$\text{Diferencia de temperaturas} = T_{\text{interior}} - T_{\text{exterior}}$$

$$\text{Diferencia de temperaturas} = (64,4 - 53,6) \text{ °F}$$

$$Q_1 = U_1 \times A_1 \times (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}})$$

$$Q_1 = 1,1 \frac{\text{Btu}}{\text{h*ft}^2*\text{°F}} \times 140,758 \text{ ft}^2 \times (64,4 - 53,6) \text{ °F}$$

$$Q_1 = 1672,199 \text{ Btu/ h}$$

Para el resto de las ventanas se realiza el mismo procedimiento de cálculo, a continuación se presenta un resumen del calor obtenido en la tabla 6.

Tabla 6. Resumen de cálculos de carga térmica de ventanas.

VENTANAS				
A (m ²)	A (ft ²)	U (Btu/h*ft ² *°F)	ΔT (°F)	Q (Btu/ h)
13,0835	140,758	1,1	10,8	1672,199
6,876	73,975	1,1	10,8	878,820
2,3302	25,069	1,1	10,8	297,822

Fuente: Autores.

$$Q_{\text{VENTANAS}} = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

$$Q_{\text{VENTANAS}} = (1672,199 + 878,820 + 297,822) \text{ Btu/ h}$$

$$Q_{\text{VENTANAS}} = 2848,84 \text{ Btu/ h}$$

3.8.5 PISO

Piso de losa de concreto, sin aislamiento. Anexo E.

$$U_{\text{PISO}} (\text{Coeficiente global de transferencia de calor}) = 0,37 \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}$$

$$U_{\text{BALDOSA}} (\text{Coeficiente global de transferencia de calor}) = 0,468 \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}$$

El piso donde se realiza el análisis está compuesto por dos materiales, por lo que se necesita calcular el coeficiente global de transferencia de calor total. Para lo cual se realiza la suma algebraica de los inversos de las resistencias térmicas, y a la vez el inverso de este resultado

$$U_T = \left(\frac{1}{0,37} + \frac{1}{0,468} \right) \frac{\text{h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}{\text{Btu}}$$

$$U_T = \left(\frac{1}{4,84} \right) \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}$$

$$U_T = 0,2 \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}$$

$$\text{Área} = [((12,57 + 0,68) \times 8,84) - (1,78 \times 4,35) - (0,68 \times 0,35) - (1,5 \times 1,5)] \text{ m}^2 \times 3,28^2 \text{ ft}^2$$

$$\text{Área} = 1150,062 \text{ ft}^2$$

$$\text{Diferencia de temperaturas} = T_{\text{interior}} - T_{\text{exterior}}$$

$$\text{Diferencia de temperaturas} = (64,4 - 53,6) ^\circ\text{F}$$

$$Q_1 = U_T \times A_1 \times (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}})$$

$$Q_1 = 0,2 \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}} \times 1150,062 \text{ ft}^2 \times (64,4 - 53,6) ^\circ\text{F}$$

$$Q_1 = 2566,54 \text{ Btu/ h}$$

Para el resto del cálculo del piso se realiza el mismo procedimiento, a continuación se presenta un resumen del calor obtenido en la tabla 7.

Tabla 7. Resumen de cálculos de carga térmica del piso.

PISO				
A (m ²)	A (ft ²)	U (Btu/h*ft ² *°F)	ΔT (°F)	Q (Btu/ h)
106,899	1150,062	0,20663484	10,8	2566,54
2,250	24,206	0,20663484	9	45,02

Fuente: Autores.

$$Q_{\text{PISO}} = Q_1 + Q_2$$

$$Q_{\text{PISO}} = (2566,54 + 45,02) \text{ Btu/ h}$$

$$Q_{\text{PISO}} = 2611,56 \text{ (Btu/ h)}$$

3.8.6 INFILTRACIÓN. Las ganancias de calor debido a infiltraciones se limitan habitualmente a puertas y ventanas, la infiltración por ventanas puede considerarse nulas ya que actualmente las ventanas llevan juntas, y están herméticas.

$$Q_{\text{INFILTRACION}} = 1,2 \times V \times (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}}) \quad (18)$$

Donde Q = Carga por transmisión (W)

V = Caudal de infiltración de aire (lb/s)

T_{ext} = Temperatura exterior

T_{int} = Temperatura interior

$$\text{Ventilación requerida por persona} = 2,83 \frac{\text{m}^3}{\text{persona}}$$

El valor de la ventilación requerida por persona está en función de las dimensiones de una puerta estándar, por lo que se realiza una analogía con la dimensión de la puerta para el caso en estudio.

$$\begin{aligned} \text{Dimensión de la puerta estándar} &= (2,2 \times 1,1) \text{ m}^2 \\ &= 2,42 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Dimensión de la puerta principal} &= (2,1 \times 2,83) \text{ m}^2 \\ &= 5,943 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

$$\text{Ventilación requerida por persona modificado} = \frac{5,943 \times 2,83 \text{ m}^2}{2,42 \text{ m}^2}$$

$$\text{Ventilación requerida por persona modificado} = 6,9 \frac{\text{m}^3}{\text{persona}}$$

V = Infiltración por persona * No de persona

$$V = 6,9 \frac{\text{m}^3}{\text{persona}} * \frac{30 \text{ personas}}{1 \text{ h}} * \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} * \frac{1000 \text{ lt}}{1 \text{ m}^3}$$

$$V = 57,5 \frac{\text{lt}}{\text{s}}$$

$$Q_{\text{INFILTRACION}} = 1,2 \times 57,5 \frac{\text{lt}}{\text{s}} \times (18 - 12) \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{INFILTRACION}} = 552 \text{ W} * \frac{3,4122 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}}{1 \text{ W}}$$

$$Q_{\text{INFILTRACION}} = 1412,63 \text{ (Btu/ h)}$$

El calor total es el resultado de todos los calores previamente calculados.

$$Q_{TOTAL} = Q_{TECHO} + Q_{PARED} + Q_{VENTANA} + Q_{PISO} + Q_{INFILTRACION}$$

$$Q_{TOTAL} = (1166,75 + 2884,18 + 2848,84 + 2611,56 + 1412,63) \text{ Btu/h}$$

$$Q_{TOTAL} = 10923,959 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} * \frac{1 \text{ W}}{3,4122 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}}$$

$$Q_{TOTAL} = 3201,442 \text{ W}$$

Por motivo de analisis, se calcula en forma focalizada el calor por cada metro cuadrado de superficie con la ec. (19).

$$A_{TOTAL} = 109,149 \text{ m}^2$$

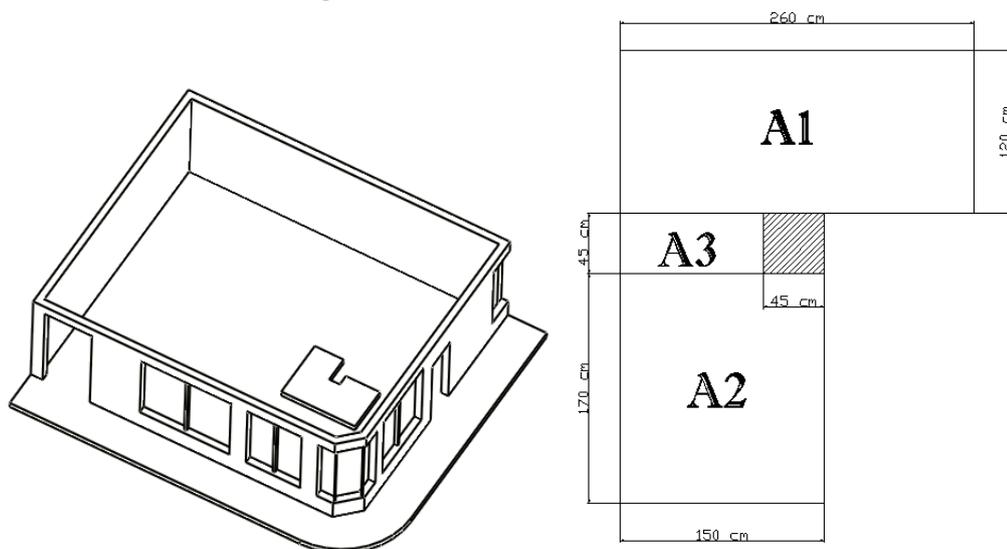
$$q = \frac{Q_{TOTAL}}{A_{TOTAL}} \quad (19)$$

$$q = \frac{3201,442 \text{ W}}{109,149 \text{ m}^2}$$

$$q = 29,331 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

3.8.6.1 Esquema del área de calefacción. Se muestra el siguiente esquema con fines de ayudar a comprender de mejor manera la ubicación de la tarima.

Figura 45. Área de calefacción.



Fuente: Autores.

$$A = \text{base} \cdot \text{Altura} \quad (20)$$

Con la ec. (20) se calcula el área total, en base a la sumatoria de áreas parciales. Debido a que nos es una figura regular:

$$A_1 = (1.2 \times 2.6) m^2 = 3.12 m^2$$

$$A_2 = (1.5 \times 1.7) m^2 = 2.55 m^2$$

$$*** A_3 = (1.05 \times 0.45) m^2 = 0.47 m^2$$

El área A_3 (***) no se toma en cuenta por la razón de que aloja los elementos de unión entre serpentines, y resulta ilógico insertar un serpentín de cobre para un área muy pequeña. Por lo que se decide no tomar en cuenta para el cálculo.

$$\sum A = A_1 + A_2 + A_3 \quad (21)$$

$$\sum A = \text{Area total} = (3.12 + 2.55 + 0.47) m^2$$

$$\sum A = 6.14 m^2$$

$$\text{Area efectiva de calefaccion} = A_1 + A_2$$

$$\text{Area efectiva de calefaccion} = 5.67 m^2$$

Tomando en cuenta la bifurcación de la tubería existente en la configuración del circuito, se ha decidido calcular el calor por separado, es decir para cada área que compone el presente caso de estudio. Es así que el análisis se centra en el área A_1 .

El flujo másico que circula por esta sección es el 55% del total, aclarando que es la sección de menor longitud de tubería y por ende hay menor resistencia hidráulica al paso del fluido.

A continuación se encuentra el calor necesario para calefactar esta área específica con la ec. (19).

$$A_{\text{FOCALIZADA}} = 5,67 m^2$$

$$Q_{FOCALIZADO} = q * A_{FOCALIZADA} \quad (22)$$

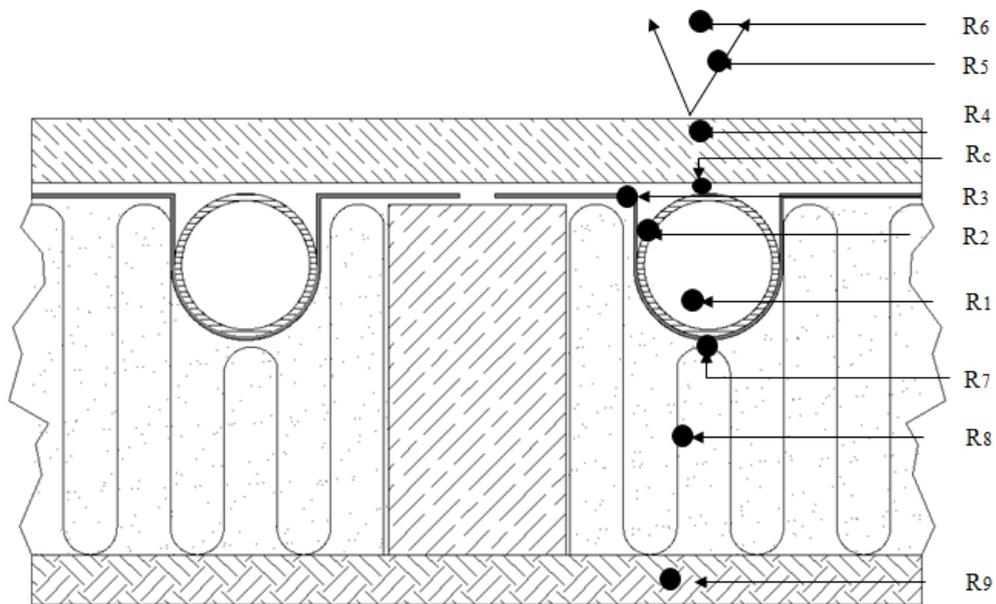
$$Q_{FOCALIZADO} = 29.331 \frac{W}{m^2} * 5,67 m^2$$

$$Q_{FOCALIZADO} = 166,3 W$$

3.9 Cálculo térmico de suelo radiante

El siguiente esquema representa el corte transversal de los elementos que constituyen la propuesta de suelo radiante para el presente trabajo de investigación.

Figura 46. Esquema de suelo radiante en corte transversal.



Fuente: Autores.

3.9.1 Descripción de mecanismos de transferencia de calor:

Tabla 8. Mecanismos de transferencia de calor para cada resistencia térmica.

Resistencia Térmica	Mecanismo de transferencia de calor	Material/Elemento
R1	Convección forzada	Agua caliente
R2	Conducción	Tubería de cobre
R3	Conducción	Placa emisora de aluminio
Rc	Por contacto	Brecha de aire
R4	Conducción	Duela de madera

Tabla 8. (Continuación)

R5	Convección natural	Ambiente-habitación
R6	Radiación	Piso madera-habitación
R _{eq}	Convección - Radiación	Piso madera-ambiente
R7	Conducción	Lamina de aluminio
R8	Conducción	Espuma de poliuretano
R9	Conducción	Aglomerado de madera

Fuente: Autores.

3.9.1.1 Consideración preliminar. El flujo de calor emitido por la circulación de agua caliente en el interior de la tubería se da en dos direcciones; es decir, hacia la parte superior (habitación) y hacia la parte inferior (piso).

La determinación de resistencias se efectuará individualmente en función de un análisis minucioso en base a las condiciones de operación del sistema, para luego obtener el calor total por unidad de área de piso radiante. El análisis de las resistencias térmicas se divide en dos partes:

Flujo de calor ascendente: $q_1 = f(R_1 + R_2 + R_3 + R_C + R_4 + R_5 + R_6)$

$$q_1 = f(R_1 + R_2 + R_3 + R_C + R_4 + R_{eq})$$

Donde $T_{agua} = 40^\circ C$

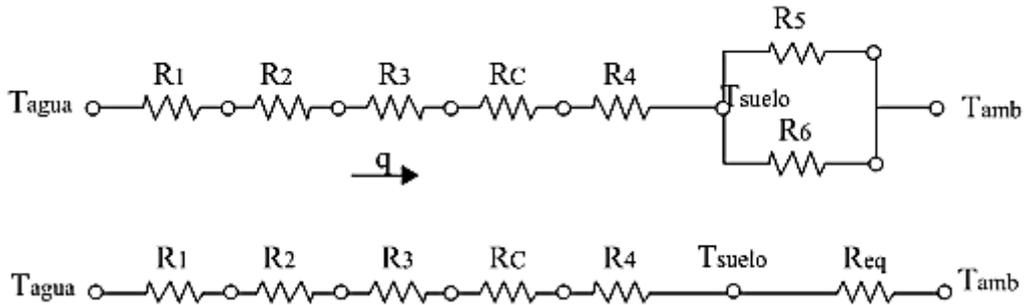
$T_{suelo} = 26^\circ C$

$T_{ambiente} = 20^\circ C$

$T_{cerámica} = 15^\circ C$

Análogamente con los circuitos eléctricos, se realiza una cadena de resistencias con sus configuraciones respectivas (serie o paralelo) en base a la interacción de los mecanismos de transferencia de calor, pero en este caso desde el punto de vista térmico para facilidad en la solución.

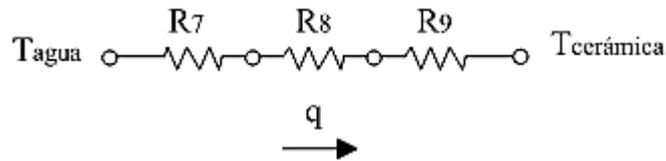
Figura 47. Circuito térmico del flujo de calor ascendente.



Fuente: Autores.

Flujo de calor descendente (q_2): $R_7 + R_8 + R_9$

Figura 48. Circuito térmico del flujo de calor descendente.



Fuente: Autores.

A continuación se presenta las ecuaciones donde parte el análisis térmico, para obtener un resultado lo más aproximado con la realidad.

$$U = \frac{1}{\sum R} \quad (23)$$

$$q = U \cdot \Delta T \quad (24)$$

$$q_{Total} = \sum q_{parcial} - q_{perdidas} \quad (25)$$

Combinando las ec. (24) y ec. (25) se tiene como resultado:

$$q_1 = \frac{\Delta T}{R_1 + R_2 + R_3 + R_C + R_4 + R_{eq}} \quad (26)$$

$$q_2 = \frac{\Delta T}{R_7 + R_8 + R_9}$$

Para calcular la longitud de la tubería (serpentín), debe realizarse la siguiente operación:

$$L_s = \frac{A_{\text{suelo radiante}}}{\text{separacion entre tubos}} \quad (27)$$

$$L_s = \frac{5.67m^2}{0.2m} = 28.35m$$

$$L_1 = \frac{3.12 m^2}{0.2m} = 15.60m$$

$$L_2 = \frac{2.55 m^2}{0.2m} = 12.75m$$

3.9.1.2 Resistencia (R_1)

$$R_1 = \frac{1}{h_1} \quad (28)$$

Donde Velocidad media de circulación del agua caliente: $v = 0.75m/s$

- Caudal

$$\dot{m} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot v \cdot \rho \quad (29)$$

Donde Material: Cobre -tubo rígido

Tipo: M

Diámetro nominal: ½"

D: diámetro interior del tubo (14.453mm) Anexo F

D₁: diámetro exterior del tubo (15.875mm)

\bar{v} : Velocidad promedio del agua caliente [0.75 m/s]

ρ : densidad del agua a 40 °C [992.1 Kg/m³]- Anexo G

Temperatura de agua caliente 40 °C- Recomendación de fabricantes de suelo radiante.

De la ec. (30) con las propiedades agua a la temperatura referencial.

$$\dot{m} = \frac{\pi(0.014453)^2}{4} \cdot (0.75) \cdot (990.1)$$

$$\dot{m} = 0.122 \text{ kg/s}$$

El flujo másico obtenido se divide por la existencia de dos ramales debido a la configuración del área focalizada que alimentan de agua caliente a las áreas parciales (A_1 y A_2) que conforman la superficie total a calefactar: por lo tanto el área rectangular A_1 posee las siguientes dimensiones 2.6 m x 1.20 m= 3.12 m², el área A_2 con las siguientes dimensiones: 1.5 m x 1.7 m= 2.55m².

En tal virtud el 55% de la carga de calefacción se destinara para el A_1 , mientras que el restante 45% será para el área A_2 . Bajo el punto de vista de semejanza el análisis se centrará en el Área 2, y con ello se asegura que el Área 1 quede plenamente cubierta la necesidad de confort térmico.

Por lo tanto:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m} \quad (30)$$

$$\dot{m}_1 = 0.55\dot{m}$$

$$\dot{m}_1 = 0.067 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_2 = 0.45\dot{m}$$

$$\dot{m}_2 = 0.055 \text{ kg/s}$$

Para obtener el valor del coeficiente convectivo del agua caliente con la temperatura de 40 °C, se debe obtener los valores de los números adimensionales de:

- Número de Reynolds

Donde μ : viscosidad dinámica del agua (0.653×10^{-3} kg/ms) Anexo G

$$Re = \frac{\rho \cdot \bar{v} \cdot D}{\mu} \quad (31)$$

$$Re = \frac{4\dot{m}_1}{\pi D_i \mu}$$

$$Re = 9058$$

- Número Prandtl

Donde C_p : calor específico del agua (4179 J/kg°C)
 K : conductividad térmica del agua (0.631 W/m°C). Anexo G

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{K_{agua}} \quad (32)$$

$$Pr = 4.32$$

- Número de Nusselt

$$\xi = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad 10^4 < Re < 10^6 \quad (33)$$

$$\xi = 0.032$$

$$Nu = \frac{Pr[Re-1000](\xi/8)}{1+12.7(Pr^{1/2}-1)\sqrt{\xi/8}} \quad 0.5 < Pr < 2000 \quad (34)$$

$$Nu = 60.35$$

- Coeficiente convectivo

$$h = \frac{Nu \cdot K}{D_i} \quad (35)$$

$$h = 2634.77 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

De la ec. (29) reemplazando se tiene:

$$R_1 = \frac{1}{h}$$

$$R_1 = 3.8 \times 10^{-4} \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

3.9.1.3 Resistencia (R_2)

Donde r : radio exterior del tubo (7,9375mm)
 r_i : radio interior del tubo (7,2265mm)
 K : conductividad térmica del tubo (330 W/m² °C). Anexo H
 L : longitud de tubería (5 m/m² de piso- paso de 0.2m)

$$R_2 = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi K_{Cu}L} \quad (36)$$

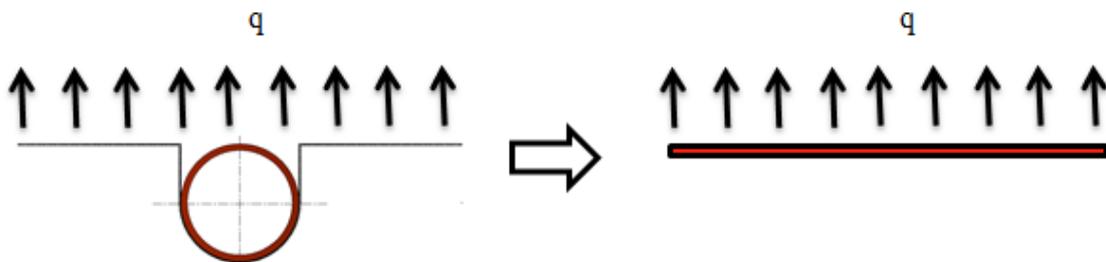
$$R_2 = 9.05 \times 10^{-6} \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

3.9.1.4 Resistencia (R_3). Análisis bajo el criterio de placa emisora isotérmica una vez alcanzado el estado de equilibrio.

Datos Material: Lámina de aluminio comercial. Anexo I
 Espesor (t): 0.4 mm
 K_{Al} : Conductividad del aluminio. Anexo I

La placa difusora está en contacto con la brecha de aire entre la madera y el aislante (espuma de poliuretano). La siguiente figura tiene la finalidad de visualizar de mejor manera la consideración de placa emisora.

Figura 49. Difusores actuando como placa emisora.



Fuente: Autores.

$$R_3 = \frac{t_{Al}}{K_{Al}} \quad (37)$$

$$R_3 = \frac{0.0004m}{217.71 W/m^2K}$$

$$R_3 = 1.84 \times 10^{-6} \frac{m^2 \circ K}{W}$$

3.9.1.5 Resistencia (R_c). De acuerdo con la bibliografía referente a la resistencia por contacto, se indica por parte de diferentes autores la dificultad de precisar un valor exacto. La solución propuesta está en función de una tabla con valores obtenidos de manera experimental, con un análisis cuantitativo en comparación con las demás resistencias térmicas que forman parte del circuito, por lo tanto la influencia de la resistencia por contacto es mínima.

Entonces se ha decidido tomar en cuenta dicha recomendación, solo por razones de orden analítico que competen al presente capítulo de cálculos. El valor de conductancia (h_0) que se acepta es de $3640 \frac{W}{m^2 \circ C}$, ajustándose a las condiciones de rugosidad superficial de $10 \mu m$ y 1 atm de presión del aire.

$$R_c = \frac{1}{h_c} \tag{38}$$

$$R_c = 2.75 \times 10^{-4} \frac{m^2 \circ K}{W} \text{ Anexo M}$$

3.9.1.6 Resistencia (R_4)

Donde t: espesor (0.02m)

$$K_{madera}: 0.23 \frac{W}{m \circ K} \text{ Anexo K}$$

$$R_4 = \frac{t_{duela}}{K_{madera}} \tag{39}$$

$$R_4 = \frac{0.02m}{0.23 \frac{W}{m \circ K}}$$

$$R_4 = 0.087 \frac{m^2 \circ K}{W}$$

3.9.1.7 Resistencia (R_5)

$$R_5 = \frac{1}{h_{ambiente}} \quad (40)$$

$$h_{ambiente} = 5.7 + 3.8v_{aire} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (41)$$

La velocidad de circulación del aire dentro del local se puede hacer una aproximación a cero, debido a que el instrumento de medida (anemómetro) no registraba ningún valor; por lo cual se tiene:

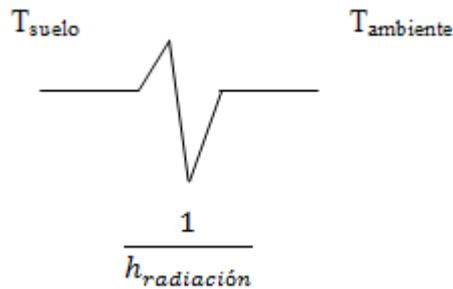
$$h_{ambiente} = 5.7 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$R_5 = \frac{1}{5.7 \frac{W}{m^2 \cdot K}}$$

$$R_5 = 0.175 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

3.9.1.8 Resistencia (R_6)

Figura 50. Circuito térmico de radiación.



Fuente: Autores.

$$q = \frac{(Eb_1 - Eb_2)}{\Sigma R} \quad (42)$$

$$Eb = \sigma T^4 \quad (43)$$

Donde $\sigma = 5.66 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$ Constante de Stefan Boltzmann

ε : Coeficiente de emisividad del material (0.90 madera) Anexo L

ρ : Coeficiente de reflexión

τ : Coeficiente de transmisión

Temperatura a nivel de piso: 26°C= 299°K

Temperatura a 1.25 m desde el piso: 20°C= 293°K

Temperaturas de confort térmico recomendación de fabricante de suelo radiante.

$$h_{rad} = \varepsilon\sigma(T_{suelo} - T_{ambiente})(T_{suelo}^2 - T_{ambiente}^2) \quad (44)$$

$$h_{rad} = 5.28 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

La resistencia 6 se logra obtener mediante la siguiente expresión:

$$R_6 = R_{rad} = \frac{1}{\varepsilon\sigma(T_{suelo} - T_{ambiente})(T_{suelo}^2 - T_{ambiente}^2)} \quad (45)$$

$$R_6 = R_{rad} = \frac{1}{h_{rad}}$$

$$R_6 = 0.189 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

Resistencia equivalente (R_{eq}), se obtiene al combinar en paralelo siguiendo el mismo principio de la malla eléctrica los fenómenos de: radiación y convección, en la superficie del piso:

$$\frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{R_5} + \frac{1}{R_6} \quad (46)$$

Reemplazando expresiones anteriores, se tiene:

$$\frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{1/h_{amb}} + \frac{1}{1/h_{rad}} \quad (47)$$

$$\frac{1}{R_{eq}} = h_{amb} + h_{rad}$$

$$R_{eq} = \frac{1}{h_{amb} + h_{rad}}$$

$$R_{eq} = \frac{1}{5.70 + 5.28}$$

$$R_{eq} = 0.091 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

El calor en el piso, combinando los fenómenos antes descritos es el siguiente:

$$q_{suelo} = q_{conv} + q_{rad} \quad (48)$$

$$q_{suelo} = h_{conv}(T_{sup} - T_{\infty}) + \varepsilon\sigma(T_{superf}^4 - T_{aire}^4) \quad (49)$$

$$q_{suelo} = 94.41 \frac{W}{m^2}$$

3.9.1.9 Resistencia (R_7)

Donde K_{Al} : Conductividad del aluminio. Anexo I

$$R_7 = \frac{t_{Al}}{K_{Al}} \quad (50)$$

$$R_7 = \frac{0.0004m}{217.71 W/m^{\circ}K}$$

$$R_7 = 1.84 \times 10^{-6} \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

3.9.1.10 Resistencia (R_8)

Donde $K_{aislante}$: Conductividad térmica de la espuma rígida de poliuretano en dos componentes. Anexo N

$$R_8 = \frac{t_{aislante}}{K_{aislante}}$$

$$R_8 = \frac{0.082m}{0.023 W/m^{\circ}K}$$

$$R_8 = 3,565 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

3.9.1.11 Resistencia (R_9)

Donde $K_{aglomerado}$: Conductividad térmica de tablero de partículas de madera prensada OSB (aglomerado). Anexo O

$$R_9 = \frac{t_{aglomerado}}{K_{aglomerado}} \quad (51)$$

$$R_9 = \frac{0.018m}{0.094W/m^{\circ}K}$$

$$R_9 = 0.191 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

3.9.1.12 Sumatoria de resistencias. La sumatoria de resistencias se la efectúa por separado, tomando como referencia la circulación de la fuente de calor que es el agua caliente, emitiendo calor hacia la superficie del piso de madera como para el piso de cerámica. El análisis es el siguiente:

- Calor sobre la tubería- calor útil (q_1)

Tabla 9. Resumen de resistencias térmicas sobre el punto de referencia.

Resistencia	Valor $\left(\frac{m^2 \cdot K}{W}\right)$	Influencia (%)
R1	3.79×10^{-4}	0.21
R2	9.05×10^{-6}	0.005
R3	1.84×10^{-3}	0.001
<u>Rc</u>	2.75×10^{-4}	0.15
R4	8.70×10^{-2}	48.67
Req	9.10×10^{-2}	50.95

Fuente: Autores.

$$\sum R = R_1 + R_2 + R_3 + R_C + R_4 + R_{eq}$$

$$\sum R = 0.181 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

El valor anterior se reemplaza en la ec. (27):

$$q_1 = \frac{(313 - 293)^\circ K}{0.181 \frac{m^2 \cdot ^\circ K}{W}}$$

$$q_1 = 110.25 W/m^2$$

- Calor bajo la tubería- calor no aprovechado (q_2)

Tabla 10. Resumen de resistencias térmicas bajo el punto de referencia.

Resistencia	Valor $\left(\frac{m^2 \cdot ^\circ K}{W}\right)$	Influencia (%)
R7	1.84×10^{-3}	0.0005
R8	3.57	94.90
R9	0.19	5.09

Fuente: Autores.

$$\sum R = R_7 + R_8 + R_9$$

$$\sum R = 3.757 \frac{m^2 \cdot ^\circ K}{W}$$

El valor anterior se reemplaza en la ec. (27).

$$q_2 = \frac{(313 - 288)^\circ K}{3.757 \frac{m^2 \cdot ^\circ K}{W}}$$

$$q_2 = 6.65 W/m^2$$

Calor total, resulta de la ec. (26):

$$q_{parcial} = q_1 + q_2 \tag{52}$$

$$q_{parcial} = (110.25 + 6.65)W/m^2$$

$$q_{parcial} = 116.91 W/m^2$$

Del calor parcial por cada unidad de área de suelo radiante, se aprovecha el 94.31% mientras que el 5.69 % fluye hacia el piso de cerámica.

- *Calor disponible del agua para calefacción*

Tomando en cuenta la ec. (17) para el caso de la circulación del agua caliente con sus respectivos valores.

$$Q = \left(0.067 \frac{kg}{s}\right) \left(4179 \frac{J}{kg^{\circ}C}\right) (40 - 48)^{\circ}C$$
$$Q = 561.16 W$$

Se utiliza la sección con mayor longitud de tubería; debido a la existencia de la bifurcación, por lo tanto el salto térmico entre el ingreso y salida del agua caliente por el serpentín de cobre es de 2 °C cuando llega al equilibrio. El área de transferencia de calor que se calcula a continuación para la sección de piso A₁.

$$A_{TC} = \pi \cdot D_{ext.} \cdot L \quad (53)$$

$$A_{TC} = \pi(0.014453m)(15.6m)$$

$$A_{TC} = 0.708 m^2$$

3.9.1.13 *Flujo radiante.* Este se obtiene fruto de la razón entre el calor del agua caliente y la longitud de tubería que recorre la misma. A partir de la ec. (20) empleada anteriormente:

$$q = \frac{561.16 W}{0.708 m^2}$$

$$q = 179.86 \frac{W}{m^2}$$

3.9.2 Comparación de la disponibilidad vs la demanda de calor. En el resultado anterior del calor parcial que demanda el sistema ($116.91 \frac{W}{m^2}$) para alcanzar las condiciones de confort, necesariamente se debe considerar la disponibilidad ($179.86 \frac{W}{m^2}$). Con lo cual se puede valorar el cumplimiento de las condiciones planteadas inicialmente.

La diferencia de estos dos valores, es el calor no aprovechado, o más bien es el calor que mantiene el agua una vez que el sistema ha alcanzado su equilibrio.

$$q_{remanente} = q_{agua\ caliente} - q_{total} \quad (54)$$

$$q_{remanente} = [179.86 - 116.91] \frac{W}{m^2}$$

$$q_{remanente} = 62.95 \frac{W}{m^2}$$

3.9.3 Comparación de resultados con normativa Europea de calefacción. El flujo de calor necesario para calefacción en el presente proyecto es aproximadamente de $110 W/m^2$; por lo que es importante comparar con catálogos de fabricantes Europeos, las propuestas y recomendaciones son de $60 W/m^2$ para Esak system, y de $100 W/m^2$ para Baxiroca. Ambos basados en la normativa EN 1264 la cual indica las bases para el cálculo, diseño e instalación de los sistemas de calefacción por suelo radiante. En el procedimiento de cálculo influyen abundantes variables como la carga térmica, tipo de revestimiento, temperatura ambiente y del agua, el tipo de mortero y su espesor, el aislante térmico, etc. Independientemente de todas estas variables la normativa se resume en función de la temperatura superficial del suelo y de la temperatura ambiente, establece la emisión térmica del suelo radiante a partir de la siguiente ecuación: [37]

$$q = 8.92(\theta_{fm} - \theta_i)^{1.1} \quad (55)$$

Donde

q : Emisión térmica [W/m^2]

θ_{fm} : Temperatura media de la superficie del suelo [$^{\circ}C$]

θ_i : Temperatura ambiente [$^{\circ}C$]

$$\theta_{fm} - \theta_i = \Delta T \quad (56)$$

Caso particular sujeto a estudio:

$$\theta_{fm} = 26^{\circ}C$$

$$\theta_i = 16^{\circ}C$$

$$\theta_{fm} - \theta_i = \Delta T = 10^{\circ}C \rightarrow \text{Salto térmico}$$

$$q = 8.92(26 - 16)^{1.1}$$

Entonces el calor necesario para el presente caso de acuerdo a la norma citada anteriormente es de:

$$q \cong 112 \text{ W/m}^2$$

De las opiniones anteriores, además del reemplazo de las condiciones de temperatura en la ec. (58) acerca de la emisión térmica, el resultado obtenido en el cálculo previo está dentro de los límites.

3.9.4 Pérdidas de calor en tubería de conducción

Tubería: hidro 3. Anexo P

Diámetro nominal: 1/2"

Diámetro exterior: 21.3 mm

Diámetro interior: 14.5 mm

Conductividad Térmica: $0.19 \frac{\text{Kcal}}{\text{h.m.}^{\circ}C} = 0.221 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}C}$

Aislamiento térmico de la tubería de conducción. Anexo Q

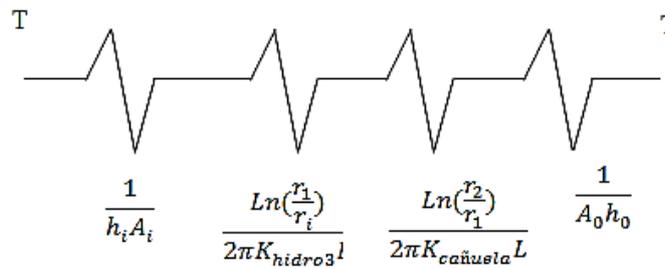
Por recomendación del fabricante de cañuela el espesor de aislante se selecciona en función de la temperatura de transporte del fluido, es decir para una temperatura menor de 65°C, la cañuela debe ser de 1" de espesor.

Conductividad térmica lana de vidrio rígida: $0.034 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}C}$

Espesor cañuela: 1" = 25.4mm

Longitud de tubería de conducción: 24 m

Figura 51. Circuito térmico de la tubería de conducción.



Fuente: Autores.

$$A_i = 2\pi r_i L = 1.093 \text{ m}^2 \quad (57)$$

$$A_0 = 2\pi r_0 L = 1.606 \text{ m}^2$$

Para analizar las pérdidas de calor en la tubería de conducción de agua caliente desde el tanque de acumulación hasta el serpentín, se toma como referencia el mismo fundamento que se lo hizo para el caso del suelo radiante, con la particularidad de que se pueden dar dos casos A y B: tubería con aislamiento y sin aislamiento. Con el resultado obtenido se tomará la decisión si es necesario o no la cañuela.

Los datos de partida son los mismos del modelo matemático anterior.

$$h_i = 2774.71 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$h_0 = 5.7 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$R_1 = \frac{1}{h_i A_i} \quad (58)$$

$$R_1 = 3.47 \times 10^{-4} \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

$$R_2 = \frac{\ln(r/r_i)}{2\pi K_{hidro3} L}$$

$$R_2 = 0.012 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

$$R_3 = \frac{\ln(r/r_i)}{2\pi K_{cañuela} L}$$

$$R_3 = 0.238 \frac{m^2 \circ K}{W}$$

$$R_4 = \frac{1}{h_0 A_0}$$

$$R_4 = 0.11 \frac{m^2 \circ K}{W}$$

A) Con aislamiento: se suman todas las resistencias térmicas.

$$\sum R = R_1 + R_2 + R_3 + R_4$$

$$\sum R = 0.359 \frac{m^2 \circ K}{W}$$

Para determinar la pérdida de calor se, emplea la ec. (26).

$$q_1 = \frac{\Delta T}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4}$$

$$q_1 = \frac{(313 - 288) \circ K}{0.359 \frac{m^2 \circ K}{W}}$$

$$q_1 = 69.65 \text{ W/m}^2$$

De la ec. (17) permite obtener la temperatura con que debe salir del agua previa al ingreso al serpentín.

$$q_1 = \dot{m} * c_p * (T_1 - T_2)$$

$$69.65 = 0,122 * 4179 * (T_1 - 40)$$

$$T_1 = 40.14 \circ C$$

B) Sin aislamiento: no se toma en cuenta la resistencia R_3 en la sumatoria.

$$\sum R = R_1 + R_2 + R_4$$

$$\sum R = 0.121 \frac{m^2 \circ K}{W}$$

Para determinar la pérdida de calor se, emplea la ec. (26).

$$q_1 = \frac{\Delta T}{R_1 + R_2 + R_4}$$

$$q_1 = \frac{(313 - 288)^\circ K}{0.121 \frac{m^2 \circ K}{W}}$$

$$q_1 = 206.39 W/m^2$$

De la ec. (17) permite obtener la temperatura con que debe salir del agua antes de ingresar al serpentín.

$$q_1 = \dot{m} * c_p * (T_1 - T_2)$$

$$206.39 = 0.122 * 4179 * (T_1 - 40)$$

$$T_1 = 40.40^\circ C$$

De los resultados obtenidos en ambos casos pérdida de fracciones de grado, se deriva que las excelentes propiedades térmicas (aislante) de la tubería, hace innecesaria la inversión en aislamiento térmico (cañuela).

3.10 Diseño del circuito hidráulico

3.11 Selección de la bomba de recirculación

Para calcular y seleccionar la bomba es necesario conocer los siguientes parámetros:

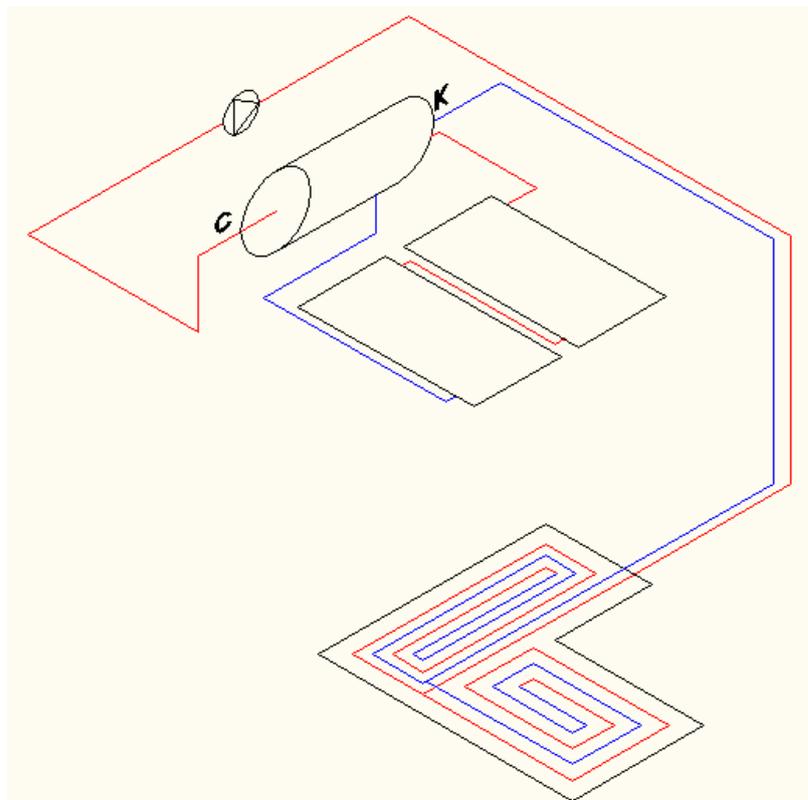
- Caudal
- H

Se conoce el flujo másico que circula por la tubería que es de 0.067 kg/s, el agua se encuentra a una temperatura promedio de 40 °C, lo que implica que su densidad es de 992.1 kg/m³, obteniéndose un caudal de 0.066 lt/s. Además se hace necesario tener en cuenta que el valor de la velocidad de circulación del fluido recomendada por

fabricantes de bombas específicas para este tipo de aplicación, para evitar la corrosión y el ruido provocado por la turbulencia en las tuberías de cobre cuya velocidad no debe exceder de 0.5 m/s. [38]

Para el cálculo del H, es necesario conocer previamente la distribución de la tubería y la ubicación de la bomba.

Figura 52. Isometría del circuito hidráulico



Fuente: Autores.

Entonces, se tiene (entre la entrada K y la salida C), para lo cual se hace un balance de energía: [39]

$$\frac{P_1}{g\rho} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{g\rho} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + H_r \quad (59)$$

$$H_{bomba} = \frac{P_2}{g\rho} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + H_r - \left(\frac{P_1}{g\rho} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 \right)$$

Pérdidas por fricción en la tubería:

$$H_r = H_{rs} + H_{rd} \quad (60)$$

3.11.1 Condiciones del sistema hidráulico. Al tratarse de un circuito cerrado las condiciones son: las velocidades del fluido son iguales $v_1 = v_2$; la altura de referencia del fluido respecto a la bomba $z_1 = 0$ y $z_2 = 1.5 \text{ m}$. Como el tanque está abierto a la atmósfera debido al venteo superior, las presiones son las mismas: $P_1 = P_2$ y con ello se llegó a la siguiente expresión:

$$H_{bomba} = z_2 + H_r$$

De los cálculos del suelo radiante, se toma el valor del factor de fricción (ξ) obtenido en la ec. (34).

$$\xi = 0.032$$

3.11.1.1 Cálculo de pérdidas en la succión. Los parámetros necesarios para determinar el valor de pérdida de carga en la succión de la bomba, parten de la siguiente ecuación:

$$H_{rs} = \left(\frac{\xi L}{D} + \sum k_s \right) \frac{v_1^2}{2g} \quad (61)$$

Con el anexo R de pérdidas en accesorios, se selecciona los coeficientes de pérdidas que se requiere:

Tabla 11. Coeficientes de pérdidas en accesorios en la succión.

k	Cantidad	Accesorio(1/2")
0.5	2	Codo 90°
1	1	Salida de tubería
1	2	Universal
4.95	1	Válvula

Fuente: Autores.

Por lo tanto la sumatoria de pérdidas secundarias es:

$$\sum k = 8.95$$

Se emplea la ec. (61) acotando que la longitud de tubería de conducción es de 1.15 m por lo que se tiene:

$$H_{rs} = \left(\frac{0.032 * 1.15}{0.0145} + 8.95 \right) \frac{(0.5)^2}{2 * 9.8}$$

$$H_{rs} = 0.15 \text{ mca}$$

3.11.1.2 *Cálculo de pérdidas en la descarga.* Los parámetros necesarios para determinar el valor de pérdida en la descarga de la bomba, parten de la siguiente ecuación:

$$H_{rd} = \left(\frac{\xi L}{D} + \sum k_d \right) \frac{v_2^2}{2g} \quad (62)$$

Con el anexo R de pérdidas en accesorios, se selecciona los coeficientes de pérdidas que se requiere:

Tabla 12. Coeficientes de pérdidas en accesorios en la descarga.

k	Cantidad	Accesorio (1/2")
0.5	54	Codo 90°
1	8	Unión
0.5	1	Entrada de tubería
1	5	Universal
4.95	1	Válvula de esfera
0.15	2	Tee

Fuente: Autores.

Por lo tanto la sumatoria de pérdidas secundarias es:

$$\sum k = 45.3$$

Se utiliza la ec. (62) para determinar las pérdidas secundarias:

$$H_{rd} = \left(\frac{0.032 * 80}{0.0145} + 45.3 \right) \frac{(0.5)^2}{2 * 9.8}$$

$$H_{rd} = 2.83 \text{ mca}$$

Se realiza la suma de las pérdidas tanto en la succión como en la descarga, con el siguiente resultado, con el reemplazo de valores en la ec. (60):

$$H_r = H_{rs} + H_{rd}$$

$$H_r = (0.15 + 2.83) \text{ mca}$$

$$H_r = 2.98 \text{ mca}$$

Entonces para la selección de la bomba se debe obtener el valor de la altura de bombeo, que se calcula con la siguiente ecuación:

$$H_{bomba} = z_2 + H_r$$

$$H_{bomba} = (1.5 + 2.98) \text{ mca}$$

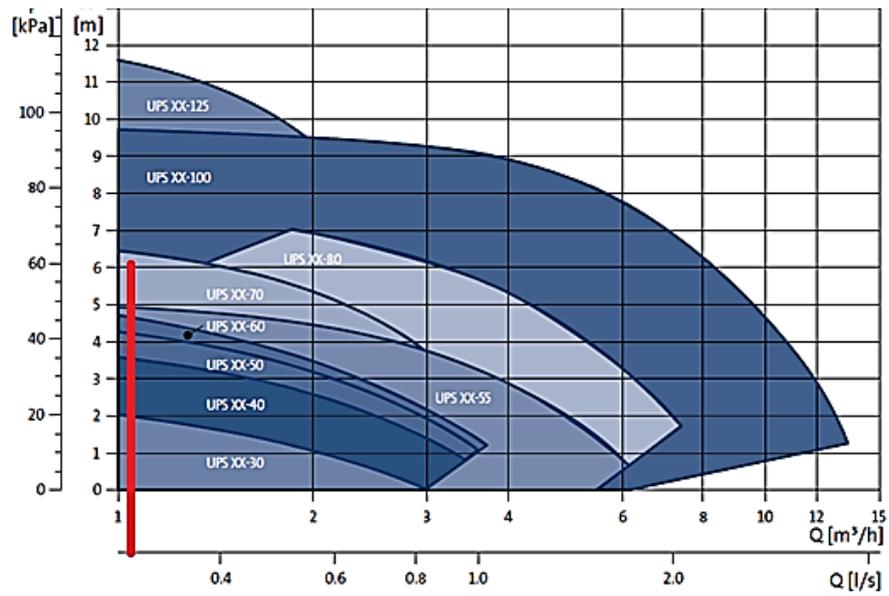
$$H_{bomba} = 4.48 \text{ mca} = 6.37 \text{ psi}$$

Finalmente los parámetros para la selección de la bomba son los siguientes:

- Caudal: 0.066 [l/s]
- Altura: 4.48 [m]

Con los resultados anteriores, se procedió a la selección de la bomba en el catálogo de la marca Grundfos, con el siguiente modelo y respectiva curva característica indicada en la figura 53:

Figura 53 Curva característica de la bomba



Fuente: Catálogo de productos Grundfos.

El modelo seleccionado y que se ajusta a las condiciones del sistema es: UPS XX-100, con las siguientes características técnicas.

$$H_{\text{máx}} = 6.4 \text{ [m]}$$

$$Q_{\text{máx}} = 0.8 \text{ [l/s]}$$

CAPÍTULO IV

4 COSTRUCCIÓN E INSTALACIÓN

4.1 CONSTRUCCIÓN DEL COLECTOR SOLAR

Se construyó dos colectores solares cuyas dimensiones son 2 x 1 x 0.07 (m), a continuación se detalla los materiales seleccionados y disponibles en el mercado para su adquisición.

La caja es el elemento que soporta todos los componentes del colector, la cual impide que el agua, aire y polvo penetren hacia el interior y disminuya su eficiencia.

El material que se utilizó es lámina de acero galvanizado de dimensiones comerciales 1.22 x 2.44 (m) y espesor de 0.07 (mm), este material y espesor se seleccionó ya que presenta mejores propiedades para ser trabajada (doblada).

Figura 54. Doblado de la caja.



Fuente: Autores.

El aislante térmico permite disminuir las pérdidas de calor por conducción en la parte inferior y lateral del colector solar.

El aislante térmico que se utilizó fue espuma de poliuretano expandido, la cual se comercializa en el mercado como dos componentes A y B, los cuales se deben mezclar

en partes iguales hasta obtener una solución homogénea que se deposita en el molde, la cual se expande hasta obtener la forma del mismo.

Figura 55. Inyección del aislante térmico.



Fuente: Autores.

La placa de absorción está configurada de tal manera que aumenta el área de contacto del tubo con la placa de absorción, mejorando la eficiencia de la transferencia de calor de la placa al tubo y por ende al fluido.

El material que se empleó es el aluminio debido a su buena conductividad térmica, las dimensiones comerciales es de 2 x 1 (m), el espesor es 0.4 (mm).

Figura 56. Doblado de las aletas.



Fuente: Autores.

En la placa de absorción se aplica una capa de aditivo para superficies no ferrosas para poder aplicar en el acabado final la pintura negra mate, y así obtener una mejor propiedad de absorción.

La rejilla de tubos de cada colector está conformada por el circuito primario y secundario, el primario formado por neoplas de tubo de cobre tipo M con dimensiones de 22.225 (mm) de diámetro externo (3/4 in) y longitud de 0.1 (m) y tees de cobre so-so unidas entre sí con soldadura oxiacetilénica utilizando como material de aporte varillas de plata al 15%. El circuito secundario formada por nueve tubos de cobre tipo M cuyas dimensiones son 15.875 (mm) de diámetro externo (1/2 in) y 1.88 (m) de longitud. En cuyas diagonales opuestas se colocó tapones y universales so-so de 3/4 in para poder ubicarlos en serie.

Figura 57. Soldadura oxiacetilénica.



Fuente: Autores.

Figura 58. Rejilla de tubos.



Fuente: Autores.

La cubierta que se colocó es de vidrio templado transparente de 4 mm de espesor. Para asegurar la hermeticidad de la caja se aplicó silicona para alta temperatura y poder crear un sello.

La estructura que soporta el colector se construyó de ángulo de 3/4 x 1/8 in utilizando soldadura eléctrica y material de aporte electrodos E6011

El colector solar necesita una inclinación de 15 grados para poder aprovechar mayor radiación solar y alcanzar una óptima eficiencia orientándolo hacia el norte.

Figura 59. Panel solar.



Fuente: Autores.

El tanque acumulador está conformado por un cilindro interior que utilizó una lámina de acero inoxidable 316L de 1.5 mm de espesor con un diámetro de 0.46 m de diámetro, largo de 1.2 m y capacidad de 200 lt. El cilindro exterior fabricado de lámina de acero galvanizado de 0.7 mm de espesor rolada y soldada, también posee soldado de las tapas laterales y los neoplos de entrada y salida de agua El aislante térmico utilizado para revestir es el poliuretano expandido en químicos A y B.

Figura 60. Inyección de aislante térmico en el tanque.



Fuente: Autores.

El tanque fue sometido a pruebas hidrostáticas para comprobar que no existan fugas, se aplicó 120 psi durante el lapso de 1 hora.

Figura 61. Pruebas hidrostáticas del tanque.



Fuente: Autores.

El tanque acumulador debe estar a una altura mínima de 0.6 m con respecto al colector solar para evitar el flujo inverso del agua caliente y que el sistema de termosifón funcione correctamente. Para lo cual se construyó una estructura metálica capaz de resistir el peso del tanque.

Figura 62. Ensamble de colectores y tanque acumulador.

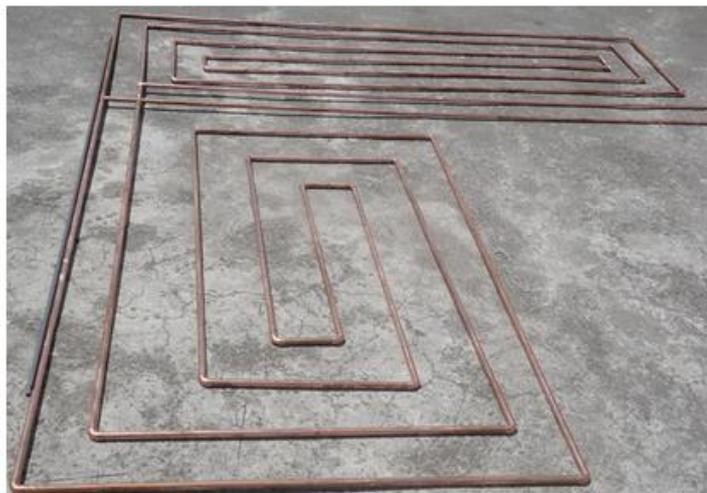


Fuente: Autores.

4.2 CONSTRUCCIÓN DEL SUELO RADIANTE

Para la fabricación del suelo radiante se utilizó tubos de cobre tipo M de 1/2 in de diámetro nominal y codos so-so de 1/2 in.

Figura 63. Serpentín de cobre.



Fuente: Autores.

Se construyó una estructura para que soporte todos los elementos que constituyen este sistema, la cual está constituida de perfilera metálica unida con soldadura al arco utilizando material de aporte electrodos E6011.

Figura 64. Construcción de la estructura.



Fuente: Autores.

Se colocó el piso respectivo y las tapas laterales de la estructura utilizando un aglomerado de madera OSB de espesor 12 mm.

Figura 65 Colocación del aglomerado



Fuente: Autores.

Se colocó rastreles o alfajías de madera con una separación de 0.3 m. y sobre estos se realizó unas ranuras para que sirvan de guía al serpentín de cobre.

Figura 66. Ubicación de los rastreles.



Fuente: Autores.

A continuación se procedió a la inyección del aislante térmico entre los rastreles, éste aislante es el poliuretano expandido en componentes químicos A y B, el cual se seleccionó en base a sus propiedades térmicas, mecánicas y además de su adaptabilidad en los espacios.

Figura 67. Inyección del aislante térmico en el piso.



Fuente: Autores.

Las placas que cubren al tubo tienen el objetivo de aumentar el área de transferencia y disipar homogéneamente el flujo ascendente de calor. La disposición de las placas se encuentra en contacto con el entablado.

Figura 68. Colocación de las aletas.



Fuente: Autores.

El entablado se lo realizó con duela de madera seca de eucalipto. Además está cubierta de una fina capa de barniz con fines estéticos para resaltar la presentación del producto final y aumentar el tiempo de vida útil del mismo.

Figura 69. Entablado del piso.



Fuente: Autores.

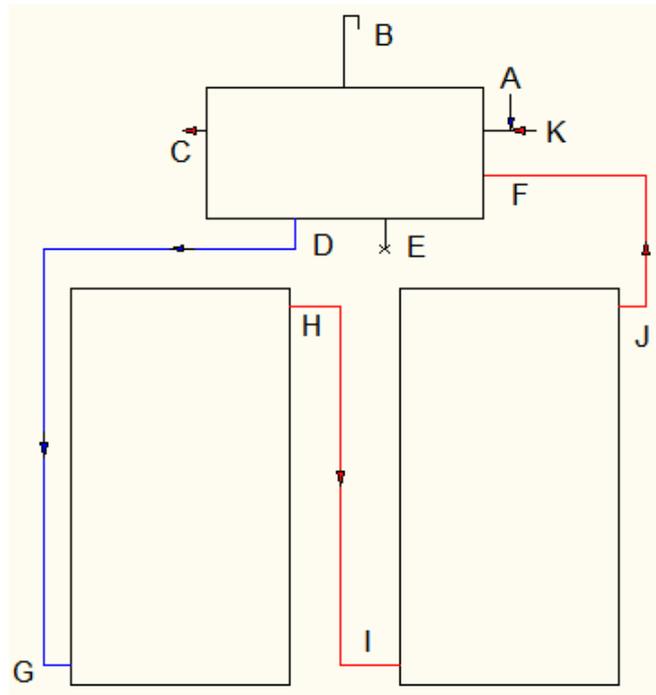
4.3 Montaje e Instalación

4.3.1 *Colector solar de placa plana.* La instalación del colector comprende los siguientes pasos:

1. Se ubicó los colectores sobre las estructuras respectivas; el mismo procedimiento se lo realizó para el tanque, tomando en cuenta que los elementos deben estar orientados hacia el norte.

2. Se efectuó la conexión en serie de los colectores mediante universales utilizando la tubería de unión desde la salida de la primera placa (H) con la entrada de la segunda placa colectora (I), teniendo en cuenta las buenas prácticas de instalaciones hidráulicas (empleo de teflón, sellante sintético, etc) con el fin de garantizar hermeticidad entre los accesorios.
3. La alimentación de agua fría al tanque proveniente de la red se la realizó por medio de un niple de ingreso (A) sólo para el llenado y/o reposición del agua, por lo cual se instaló una válvula de retención con motivos propios de diseño hidráulico que desempeña la función de ingresar el agua de la red sólo cuando el sistema está apagado, mientras el sistema está activo permite el retorno por la derivación (K) del agua caliente del serpentín cerrando el circuito de recirculación.
4. Se realizó la conexión de la tubería de salida de agua fría desde el niple de la parte inferior del tanque (D) hasta la entrada de la primera placa plana (G).
5. Se cerró el circuito de circulación del termosifón por medio de una tubería desde la salida de la segunda placa colectora (J) hasta el ingreso del tanque de acumulación (F).
6. A partir de la toma más alta del tanque, se destina la salida de agua caliente hacia el consumo o demanda que en lo posterior será la entrada al serpentín del suelo radiante (C).
7. El niple ubicado en la parte inferior del tanque (E) tiene la función de purgar el sistema en caso de requerir un vaciado completo del acumulador por cuestiones de mantenimiento periódico.
8. El niple situado en la parte superior del tanque (B) está abierto a la atmósfera; cumple la función de permitir la salida de vapor acumulado en el interior, y posee la configuración de una jota invertida con la finalidad de no permitir el paso de partículas suspendidas en el aire (polvo).

Figura 70. Esquema de la instalación.



Fuente: Autores.

CAPÍTULO V

5 COSTOS Y MANTENIMIENTO

5.1 Costos

5.1.1 Costos directos

Tabla 13. Costos de colectores de placa plana.

Item	Denominación	Unidad	Cantidad	V. Unitario	V. Total
1	Plancha de acero galvanizado ASTM A653	m	1,5	14	21
2	Pintura y aditivos	lt	1	10	10
3	Poliuretano expandido Ay B	kg	4	7	28
4	Plancha de aluminio (2 x1 x 0,004)	m	1,5	8	12
5	Vidrio templado (1 x 1 x 0,004)	m	2	25	50
6	Broca 1/8	in	4	0,4	1,6
7	Remaches 3/4 x 1/2	in	100	0,02	2
8	Tubo de cobre 1/2	in	3	38	114
9	Tubo de cobre 3/4	in	0,5	44	22
10	Tees reductoras so-so 3/4 - 1/2	in	18	2,3	41,4
11	Tapones de cobre 3/4	in	2	0,75	1,5
13	Universales de cobre so-so 3/4	in	2	2,3	4,6
14	Codos de cobre so-so 3/4	in	1	1,5	1,5
15	Varillas de plata 15 % Ag	unidad	15	1,25	18,75
16	Silicona altas temperaturas	unidad	1	3,8	3,8
17	Angulo estructural 1 x 1 x 1/8	in	2	12	24
18	Pletina 3/4 x 1/8	in	1	8	8
19	Electrodo E6011	lb	2	1,5	3
20	Disco de corte	unidad	2	3,8	7,6
21	Disco de desbaste	unidad	2	2,1	4,2
22	Lija de metal # 100	unidad	1	0,5	0,5
23	Perfil de aluminio F	unidad	1	8	8
24	Empaque	kg	0,25	2	0,5
				SUBTOTAL \$	387,95
2 placas				TOTAL \$	775,9

Fuente: Autores.

Tabla 14. Costos de tubería para instalación.

Item	Denominación	Unidad	Cantidad	V. Unitario	V. Total
1	Tubo 1/2 HIDRO 3	in	6	14	84
2	Válvula de bola 1/2	in	2	5	10
3	Codos 1/2 HIDRO 3	in	10	0,3	3
4	Universales 1/2 HIDRO 3	in	2	0,7	1,4
5	Unión 1/2 HIDRO 3	in	4	0,3	1,2
				TOTAL \$	99,6

Fuente: Autores.

Tabla 15. Costos del tanque acumulador.

Item	Denominación	Unidad	Cantidad	V. Unitario	V. Total
1	Plancha de acero galvanizado ASTM A653	m	1,25	14	17,5
2	Plancha de acero inoxidable (2 x 1 x 0,004)	m	1	60	60
3	Poliuretano expandido Ay B	kg	7	7	49
4	Remaches 3/4 x 1/2	in	20	0,02	0,4
5	Broca 3/16	in	4	0,8	3,2
6	Válvula de bola 3/4	in	2	5,4	10,8
7	Válvula check 3/4	in	1	12	12
8	Silicona altas temperaturas	unidad	0,5	3,8	1,9
9	Tubo estructural (3/4 x 3/4 x 1/8)	in	1	18	18
10	Pletina (3/4 x 1/8)	in	1	8	8
11	Electrodo E6011	lb	0,5	1,5	0,75
13	Disco de corte	unidad	2	3,8	7,6
14	Lija de metal # 100	unidad	1	0,5	0,5
				TOTAL \$	189,65

Fuente: Autores.

Tabla 16. Costos del suelo radiante.

Item	Denominación	Unidad	Cantidad	V. Unitario	V. Total
1	Plancha de aluminio (2 x 1 x 0,004)	m	3	8	24
2	Poliuretano expandido Ay B	kg	15	7	105
3	Codos de cobre 1/2 so-so	in	26	1,1	28,6
4	Universales de cobre 1/2 so-so	in	2	1,8	3,6
5	Tubo de cobre 1/2	in	5	38	190
6	Bomba recirculadora	unidad	1	230	230
				TOTAL \$	581,2

Fuente: Autores.

El costo de materiales se resume a continuación en la siguiente tabla:

Tabla 17. Costos de materiales.

Denominación	USD
Costos de las placas planas	775,9
Costos del tanque	189,65
Costos del suelo radiante	581,2
Costos de tubería de instalación	99,6
Total	1646,35

Fuente: Autores.

Tabla 18. Costos de transporte.

Denominación	Descripción	V. total
Transporte de plancha de aluminio	Terminal terrestre al taller	3
Transporte del aglomerado	Novocentro al taller	3
Transporte del suelo radiante	Taller al aserradero	5
Transporte del suelo radiante	Aserradero al taller	5
Total		16

Fuente: Autores.

Tabla 19. Costos de mano de obra.

Denominación	Descripción	V. total
Maestro soldador	Soldadora oxiacetilénica	180
Maestro soldador	Soldadora oxiacetilénica	80
Maestro soldador	Soldadora	150
Maestro carpintero	Acabados del piso	210
Total		620

Fuente: Autores.

Tabla 20. Costos de equipos y herramientas.

Denominación	Descripción	V. total
Alquiler del taller	Doblado de la caja	25
Alquiler del taller	Doblado de aletas	40
Alquiler del taller	Rolado del tanque	20
Total		85

Fuente: Autores.

Tabla 21. Total de costos directos.

Denominación	USD
Costos de materiales	1646,35
Costos de transporte	16
Costos de mano de obra	620
Costos de equipos y herramientas	85
Total	2367,35

Fuente: Autores.

5.1.2 Costos indirectos. Los costos de ingeniería se consideran el 10 al 15 % del total de los costos directos. La utilidad se considera el 0% por fines de estudios realizados en el proyecto de tesis

Tabla 22. Costos de ingeniería.

Costo	Valor
Criterio de ingeniería	236,7

Fuente: Autores.

Tabla 23. Costos de imprevistos.

Costo	Valor
Imprevistos	150

Fuente: Autores.

Tabla 24. Total de costos indirectos.

Denominación	USD
Costos por ingeniería	236,7
Costos por imprevistos	150
Costos de utilidad	0
Total	386,7

Fuente: Autores.

Tabla 25. Total de costos de fabricación.

Denominación	USD
Costos directos	2367,35
Costos indirectos	386,7
Total	2754,1

Fuente: Autores.

El costo total del sistema es \$ 2754.1 (dos mil setecientos cincuenta y cuatro dólares 10/100).

5.2 Mantenimiento del sistema

Dentro de la vida del sistema, el mantenimiento tiene un peso específico, ya que puede detectar cualquier anomalía de la instalación para proceder a su inmediata reparación. Un plan tipo de trabajo para el mantenimiento preventivo de una instalación de energía solar puede variar en función de su complejidad y tamaño, pero básicamente, se puede adoptar el cuadro que sigue:

Tabla 26. Mantenimiento del colector.

OPERACIÓN	OBSERVACIONES	FRECUENCIA
COLECTOR	Inspección visual	Trimestral
Placa absorbente	Comprobación de aparición de manchas	
	Deformaciones	
	Existencia de fugas	
Cristal	Inspección visual	
Caja	Inspección visual	
	Comprobación del estado de la pintura protectora	
	Deformación de la caja	
Conexiones	Inspección visual de aparición de fugas	
Limpieza	Limpieza del cristal en horas de baja insolación	
ESTRUCTURA	Lijar y reparar con pintura aquellas partes de la estructura soporte que presenten corrosión	Semestral
VÁLVULAS de corte	Abrir y cerrar varias veces para evitar agarrotamiento	Trimestral
TUBERÍAS	Comprobación visual de fugas	Semestral

Fuente: Catálogo de colectores solares de alto rendimiento.

CAPÍTULO VI

6 PRUEBAS Y RESULTADOS

En el presente capítulo se proyectan los resultados del sistema de calefacción propuesto, para la presentación de los valores promedios finales se efectúa la discusión de las gráficas mediante las curvas de comportamiento del sistema de calefacción.

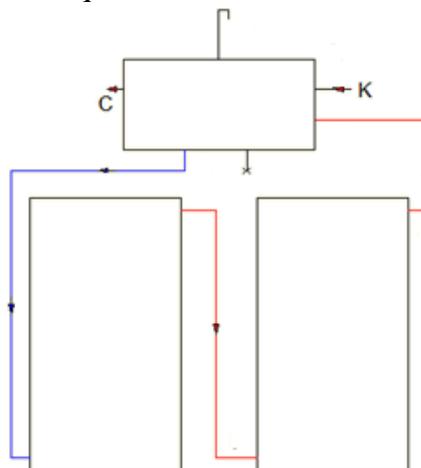
El parámetro fundamental en el sistema es la temperatura del agua caliente en el tanque de acumulación la cual se estableció a una temperatura de equilibrio de 40°C para garantizar la temperatura de confort en el piso radiante.

Así, las consideraciones utilizadas en el capítulo de diseño nos permiten obtener los valores correspondientes mediante la aplicación de los principios fundamentales de transferencia de calor, mecánica de fluidos, etc.

6.1 Análisis e interpretación de resultados de las pruebas del sistema.

La figura 71 representa el esquema de la instalación del sistema, en el cual se empleó sensores de temperatura en la salida C y retorno K del agua caliente del tanque acumulador para registrar y comparar datos que nos permita determinar la diferencia de temperaturas existentes.

Figura 71. Esquema de la instalación del sistema.



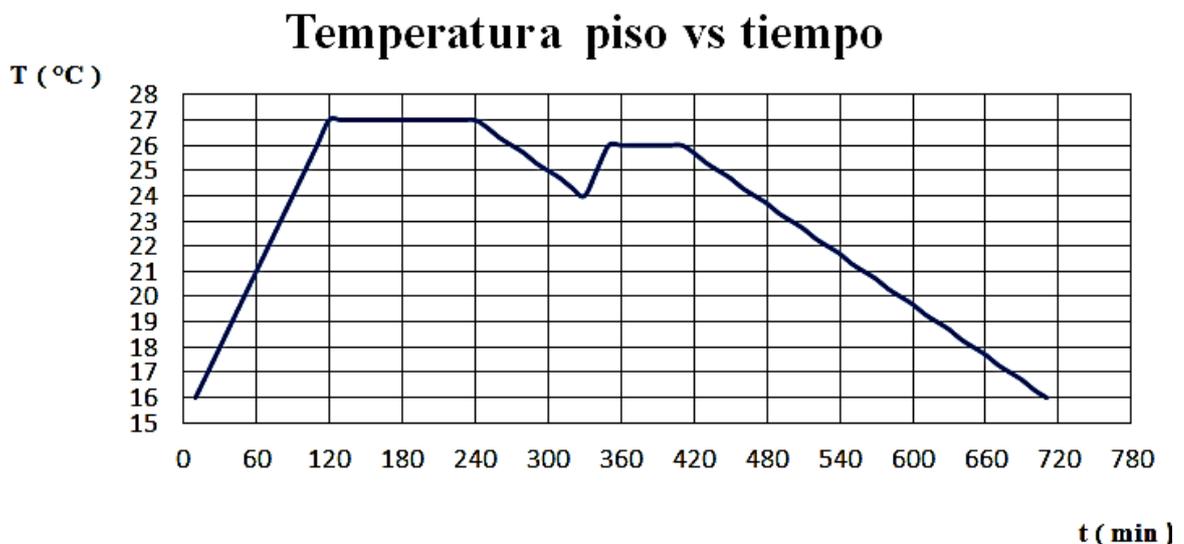
Fuente: Autores.

A continuación se detalla las condiciones sobre las cuales el sistema opera: arranca su funcionamiento en las primeras horas de la mañana de cada día de forma automática debido a un timer programable, es así que a las 07h00 se registra una temperatura al nivel del piso de 16 °C, momento en que la bomba empieza a recircular el agua almacenada a 55 °C aproximadamente y con ello lograr un precalentamiento de la zona de calefacción, para que a las 08h00 los usuarios aprecien un nivel de confort térmico.

El sistema tiene un reposo de 2 horas al medio día (12h00 – 14h00), pausa destinada a extender la vida útil de la bomba instalada, debido que por motivos de carácter económico no se pudo adquirir la bomba recomendada para este tipo de aplicación. El ciclo diario culmina a las 17h00.

La figura 72 representa el comportamiento del sistema en condiciones climáticas favorables (día soleado), el pico de temperatura alcanzado es de 27 °C en el piso; teniendo una temperatura de equilibrio en el agua del tanque acumulador de 40 °C, además la diferencia de temperaturas entre la entrada y salida del agua en el serpentín es de 2 °C cuando alcanza su estabilidad térmica.

Figura 72. Curva de comportamiento térmico del piso con agua a 40°C.



Fuente: Autores.

El tiempo requerido para alcanzar los 27°C desde una temperatura inicial de 16 °C en la superficie de la madera es de aproximadamente 120 min. (2 horas), en este periodo de

tiempo la velocidad de calentamiento es constante, es decir existe una relación directamente proporcional. El piso incrementa su temperatura a una velocidad de $1^{\circ}\text{C}/10\text{ min}$. Después de los 120 minutos el sistema se mantiene estable hasta el mediodía. Luego del lapso de 2 horas de reposo la inercia térmica de la madera ayuda a mantener la temperatura, este tiempo es aprovechado para incrementar la temperatura del agua almacenada mediante la captación de radiación solar y el funcionamiento del termosifón, hasta que se reinicie la marcha del sistema; en esta fase la temperatura registrada ha sido de 24°C , con la pérdida de 3°C lo que indica que la madera pierde alrededor de $1^{\circ}\text{C}/40\text{min}$; media hora después ha recuperado la temperatura de confort. Hasta la hora de apagado del sistema se mantiene una temperatura de 26°C , para el día siguiente el ciclo se repite en forma idéntica.

Tabla 27. Datos registrados en condiciones favorables.

t (min)	T ($^{\circ}\text{C}$)
10	16
20	17
30	18
40	19
50	20
60	21
70	22
80	23
90	24
100	25
110	26
120	27
130	27
140	27
150	27
160	27
170	27
180	27
190	27
200	27
210	27
220	27
230	27
240	27
250	26,7

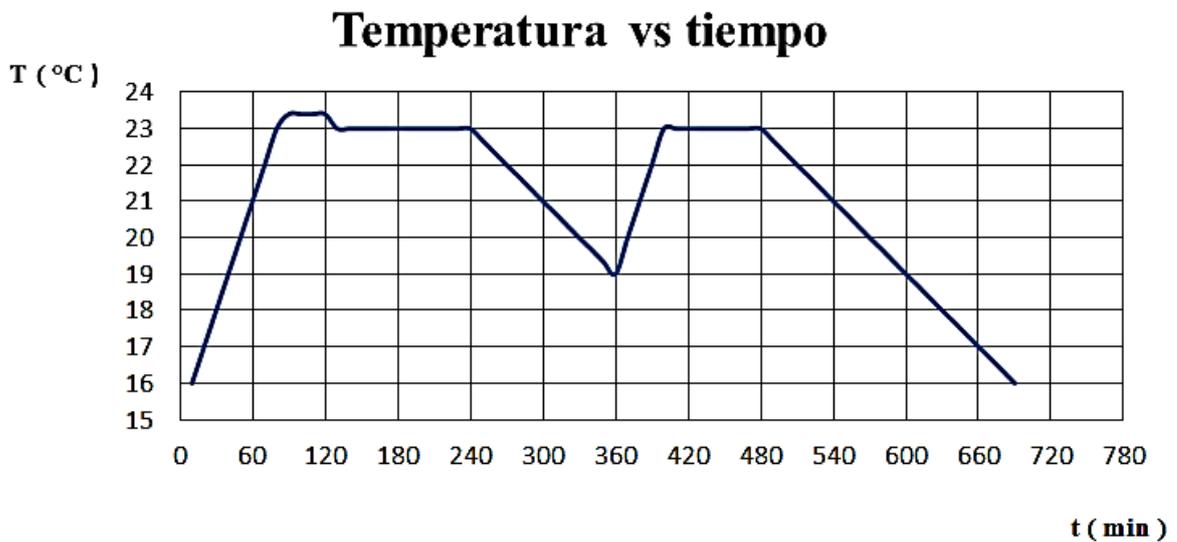
t (min)	T ($^{\circ}\text{C}$)
260	26,3
270	26
280	25,7
290	25,3
300	25
310	24,7
320	24,3
330	24
340	25
350	26
360	26
370	26
380	26
390	26
400	26
410	26
420	25,7
430	25,3
440	25
450	24,7
460	24,3
470	24
480	23,7
490	23,3
500	23

t (min)	T ($^{\circ}\text{C}$)
510	22,7
520	22,3
530	22
540	21,7
550	21,3
560	21
570	20,7
580	20,3
590	20
600	19,7
610	19,3
620	19
630	18,7
640	18,3
650	18
660	17,7
670	17,3
680	17
690	16,7
700	16,3
710	16

Fuente: Autores.

La figura 73 muestra el comportamiento del sistema en condiciones normales (días nublados), la diferencia se debe a la temperatura del agua almacenada con un valor registrado de 35 °C, la relación de proporcionalidad se mantiene pero la máxima temperatura que alcanza el piso es de 23 °C partiendo desde 16°C. En la pausa del medio día la temperatura disminuye en 4°C. Después de 40 minutos el sistema recupera su temperatura de equilibrio, manteniéndose estable hasta que el sistema se apague automáticamente.

Figura 73. Curva de comportamiento térmico del piso con agua a 35°C.



Fuente: Autores.

De lo expuesto anteriormente se puede visualizar que la superficie de madera permite tener una respuesta directamente proporcional con la acción de transferencia de calor emitida desde el agua caliente hasta el ambiente, y en el mismo periodo de tiempo que pierde 1°C (40 min), puede aumentar su temperatura gradualmente dependiendo de las condiciones térmicas del acumulador.

Tabla 28. Datos registrados en condiciones normales.

t (min)	T (°C)
10	16
20	17
30	18
40	19
50	20
60	21
70	22

t (min)	T (°C)
250	22,68
260	22,34
270	22
280	21,68
290	21,34
300	21
310	20,68

t (min)	T (°C)
490	22,68
500	22,34
510	22
520	21,68
530	21,34
540	21
550	20,68

Tabla 28. (Continuación).

80	23
90	23,4
100	23,4
110	23,4
120	23,4
130	23
140	23
150	23
160	23
170	23
180	23
190	23
200	23
210	23
220	23
230	23
240	23

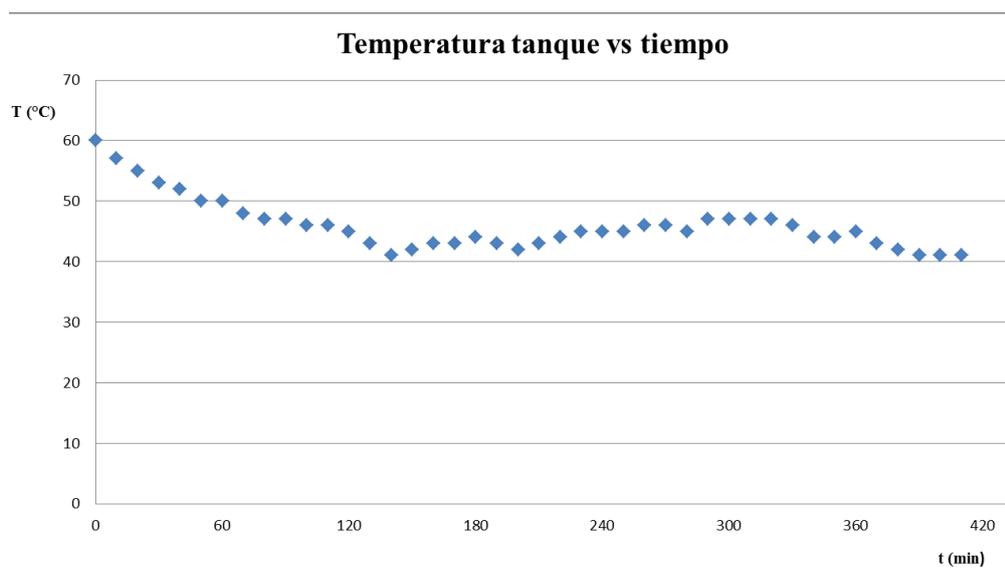
320	20,34
330	20
340	19,68
350	19,34
360	19
370	20
380	21
390	22
400	23
410	23
420	23
430	23
440	23
450	23
460	23
470	23
480	23

560	20,34
570	20
580	19,68
590	19,34
600	19
610	18,68
620	18,34
630	18
640	17,68
650	17,34
660	17
670	16,68
680	16,34
690	16

Fuente: Autores.

La figura 74 permite visualizar el comportamiento del agua almacenada dentro del tanque acumulador en el ciclo de operación del sistema con una temperatura de arranque aproximada de 55 °C, en el lapso de tiempo de 2 horas de funcionamiento pierde alrededor de 15 °C, manteniéndose en un relativo equilibrio, cabe resaltar que se efectuó las pruebas en condiciones meteorológicas favorables.

Figura 74. Curva de comportamiento térmico en el interior del tanque acumulador.



Fuente: Autores.

Tabla 29. Datos registrados de la temperatura del tanque.

t(min)	T (°C)
0	60
10	57
20	55
30	53
40	52
50	50
60	50
70	48
80	47
90	47
100	46
110	46
120	45
130	43
140	41
150	42
160	43
170	43
180	44
190	43
200	42

t(min)	T (°C)
210	43
220	44
230	45
240	45
250	45
260	46
270	46
280	45
290	47
300	47
310	47
320	47
330	46
340	44
350	44
360	45
370	43
380	42
390	41
400	41
410	41
420	42

Para concluir el análisis y discusión de las gráficas obtenidas, la figura 75 representa el comportamiento entre las temperaturas de salida y retorno del agua caliente del tanque acumulador. En el inicio del arranque del sistema el agua estancada en las tuberías y serpentín retorna hacia el tanque, estando ésta a menor temperatura provocando una no muy significativa mezcla del fluido. Se puede aseverar que el salto térmico es aproximadamente proporcional, con un valor promedio $\Delta T = 2^\circ\text{C}$, la tendencia conduce a alcanzar un equilibrio, una vez que se haya saturado la demanda térmica en el piso. El tramo comprendido entre los (45 a 51) °C tiene una disminución rápida de la temperatura, esto corresponde al periodo de arranque donde la diferencia es más pronunciada.

Tabla 29. (Continuación).

47,1	44
47,1	44
46,8	44
46,8	44
46,8	44
46,8	44
46,5	44
46,5	44
46,2	44
46,2	44

44,7	43
44,7	43
44,7	43
44,7	43
44,7	43
44,4	43
44,4	43
44,1	43
44,1	43
44,1	42

43,1	41
43,1	41
43,1	41
43,1	41
43	41
43	41

Fuente: Autores.

CAPÍTULO VII

7 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

La extensa revisión bibliográfica que se ha realizado es de vital importancia para sustentar las consideraciones sobre las cuales se ha proyectado el diseño. Los diferentes criterios y recomendaciones aceptados son el resultado de la experiencia de diversos fabricantes de sistemas de calefacción por suelo radiante.

Como resultado de la investigación previa se optó por la alternativa de implementar el tipo de calefacción denominado *suelo radiante* que resume su fundamento en la frase “pies calientes y cabeza tibia”, se complementa como fuente de energía la radiación solar; por las múltiples ventajas individuales de cada sistema mencionado. Pero una desventaja en sistemas que emplean al sol como fuente de energía, están sujetos a cambios en las condiciones climáticas de la localidad por lo tanto se hace necesario integrar un sistema auxiliar para alcanzar los resultados esperados.

Mediante la simulación térmica empleando un software de análisis por el método de elementos finitos se obtuvo notables mejoras en los resultados por efecto de una modificación geométrica de la placa emisora adherida a la tubería del serpentín. En comparación con catálogos de fabricantes la disipación de calor es focalizada, mientras que en la presente propuesta la disipación de calor de la superficie es homogénea.

El colector solar como parte del sistema debe tener en cuenta los siguientes parámetros fundamentales que aseguran una buena eficiencia entre ellos está: la inclinación y orientación, la altura mínima a la que se debe ubicar la entrada del agua al tanque desde el colector debe ser 0.6 m para garantizar que no exista el retorno del agua caliente. La selección acertada del aislamiento térmico empleado para la fabricación del piso, los colectores y el tanque de almacenamiento permite tener una mayor confiabilidad para efectos de comparación de variables medidas con las calculadas. En el diseño de la

capacidad del acumulador se tomó en cuenta el criterio técnico de existir 50 litros por cada metro cuadrado de captador solar.

Las pruebas del sistema determinan que la temperatura del agua almacenada en el tanque pierde un promedio de 3°C durante la noche, valor que no es muy representativo tomando en cuenta las bajas temperaturas de la localidad. Las propiedades térmicas (aislante) de la tubería hidro3 en la instalación hizo innecesario el empleo de aislamiento en las líneas de conducción de agua caliente. La inercia térmica de la madera evita que exista una disminución drástica de la temperatura ambiente, más aún cuando el sistema no se encuentre en servicio. Una vez alcanzado el equilibrio del sistema la diferencia de temperatura entre la salida y el retorno del agua del tanque acumulador es de 2°C, esto debido a que la bomba centrífuga doméstica instalada no es la adecuada, pero de utilizarse la bomba recomendada para este tipo de aplicación la diferencia según catálogos estaría alrededor de los 5 a 8 °C.

Las condiciones ideales para obtener un sistema eficiente de calefacción por suelo radiante son: baja velocidad de circulación (flujo laminar) y temperatura media del agua, caso contrario para tener los mismos beneficios se requiere de alta velocidad de circulación (flujo turbulento) y temperatura más elevada del agua. De ello se deduce que velocidad y temperatura son parámetros esenciales para el diseño del sistema, influyendo directamente en la selección de los equipos: bomba y fuente de energía, y por consiguiente el costo final del proyecto.

7.2 Recomendaciones

El sistema auxiliar debe ser una resistencia eléctrica sumergida en el tanque para mantener la temperatura del agua en 40 grados centígrados (temperatura de equilibrio).

El costo final de fabricación de los colectores de manera artesanal no es bajo ningún punto de vista competitivo con la producción en serie que oferta el mercado.

La implementación de este sistema de calefacción para espacios grandes no es recomendable por la complejidad de los componentes del sistema, pero se obtiene mejores resultados en espacios cerrados.

La madera utilizada para la construcción del piso preferentemente debe ser originaria de zonas tropicales o húmedas debido a las fluctuaciones térmicas a las que están sometidas.

La selección de la bomba de recirculación se justifica por: bajo consumo energético, control de velocidad, bajos niveles de ruido y tamaño reducido. Puntos fuertes a considerar en la decisión final, dejando de lado el factor económico.

Una posible improvisación en el uso los materiales llevaría a resultados no deseados, por lo cual la propiedad física a considerar es la conductividad térmica.

En caso de existir algún indicio de humedad en el piso, se debe colocar una capa de impermeabilizante o un film anti vapor.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] <http://eosweb.larc.nasa.gov/sse/>
- [2] REVISTA ERA SOLAR #98, Aplicaciones del cobre, PROCOBRE
- [3] HOLMAN, J. “Transferencia de calor”, Compañía editorial continental, s.a. de c.v. México, Decima Reimpresión, Mexica, 1999. Pág. 17.
- [4] CENGEL, Y. “Transferencia de calor”, Ed. Mc Graw-Hill Interamericana, Segunda edición, México, 2003. Pág. 62-65.
- [5] OLIVERA, D. Trabajo de tesis previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico “Diseño energético de un suelo radiante”, Pontificia Universidad Católica del Perú, Cuzco, 2011. Pág. 11-91.
- [6] LURBERO Catálogo técnico de suelo radiante.
- [7] Colectores de placa plana, libros.redsauce.net
- [8] INENCO, UNSA –CONICET Colectores solares para agua caliente. Pág. 7.
- [9] HERMOSILLO, J. “Apuntes de energía solar”. Pág. 8.
- [10] PLAZAS, C. MORENO, N. SÁNCHEZ, C.; “Diseño, construcción y evaluación de un colector solar de placa plana con parámetros de rendimiento modificables”. Pág. 12.
- [11] COLOMBIA UNIDAD DE PLANEACIÓN MIENRO ENERGETICA, Guía de especificaciones de sistemas de calentamiento de agua para uso doméstico con energía solar en Colombia, versión 01. Santa Fe de Bogotá, Colombia 2003. Pág. 3-5.
- [12] BURBANO J., RESTREPO A., SABOGAL O., Diseño y construcción de un calentador solar de agua operado por termosifón, Universidad Tecnológica de Pereira, Colombia. Pág. 6-7.
- [13] GIORDANO, Catálogo técnico de colectores solares.
- [14] INCONER, Catálogo técnico de colectores solares.
- [15] GUEVARA S., Teoría para el diseño de calentadores solares de agua. Pág. 18.
- [16] SANCHEZ S., Energías Renovables. Pág. 5-6.
- [17] SANTILLÁN, R. “Apuntes de Tecnología del ambiente”. Pág. 45.
- [18] Atlas Solar del Ecuador fuente gubernamental: [www. Conelec.gob.ec](http://www.Conelec.gob.ec)
- [19] GUEVARA, S., Diseño de colectores solares. Pág. 12-14.

- [20] VALENZUELA, R. “Apuntes de Transferencia de calor”, Docucentro, Riobamba, 2003. Pág. 24.
- [21] Almacenamiento de energía solar, a.c.s., calefacción y refrigeración, libros.redsauce.net
- [22] Calentamiento de agua, calefacción y refrigeración por energía solar, libros redsauce.net
- [23] VÍASOLAR Funcionamiento de un Suelo Radiante. Pág. 6-9.
- [24] UPONOR, Catalogo técnico de suelo radiante.
- [25] PROCOBRE, Manual de tubería de cobre.
- [26] CARRASCO C. Aspectos técnicos de la instalación de agua caliente sanitaria por energía solar térmica. Pág. 23.
- [27] Catálogo de convectores eléctricos Thermatech.
- [28] SANCHEZ, A. Calefacción eléctrica por convectores.
- [29] www.eersa/pliego-tarifario.gob.ec
- [30] TECNOLOGÍA EN ENERGÍAS ALTERNATIVAS‘, Catálogo de colectores solares de alto rendimiento, España. Pág. 34.
- [31] ASHRAE Fundamentals, Madrid, 1988. Pág. 324.
- [32] ESAK SYSTEM, Climatización por suelo radiante. Pág. 9-13.
- [33] Catálogo de productos de cobre SANCO.
- [34] MANRIQUE, J. “Energía Solar. Fundamentos y Aplicaciones Foto térmicas”. México: Harla S.A., 2000. Pág. 128.
- [35] Catálogo español de madera encolada.
- [36] ZORNOZA J.”Datos de materiales”
- [37] BAXIROCA, Catálogo técnico de instalación y mantenimiento de suelo radiante.
- [38] SALADILLO, Catálogo de productos hidro3. Pág. 7.
- [39] Catálogo selección, Cañuela amplio rango
- [40] AFTA, Asociación de fabricantes de tubos y accesorios. Pérdidas de carga. Pág. 15.
- [41] MATAIX, C. “Turbo maquinaria hidráulica y mecánica de fluidos”, Segunda edición, Ediciones del castillo, Madrid, España. Pág. 203.

BIBLIOGRAFÍA

CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY, Manual de aire acondicionado, Barcelona, Marcombo S.A. 1996.

CENGEL, Yunus, “Transferencia de calor”, Ed. Mc Graw-Hill Interamericana, Segunda edición, México, 2003.

DE JUANA SARDON, José Ma, “Energías renovables para el desarrollo”, Paraninfo Thomson Learning, España, 2002.

HOLMAN, J. “Transferencia de calor”, Compañía editorial continental, s.a. de c.v. México, Decima Reimpresión, Mexico, 1999.

MANRIQUE, José A G. “Energía Solar. Fundamentos y Aplicaciones Foto térmicas”. México: Harla S.A., 2000.

MONTGOMERY, “Richard. Energía solar: Selección de equipo, instalación y Aprovechamiento”. México: Limuza, 2005

OLIVERA, Davy. Trabajo de tesis previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico “Diseño energético de un suelo radiante”, Pontificia Universidad Católica del Perú, Cuzco, 2011.

SANTILLÁN, Rodolfo. “Tecnología y Medio Ambiente. Texto básico”. Riobamba, Facultad de Mecánica. ESPOCH, 2005

VALENZUELA, R. “Apuntes de Transferencia de calor”, Docucentro, Riobamba, 2003.

LINKOGRAFÍA

ATLAS SOLAR

<http://eosweb.larc.nasa.gov/sse/>
2011-10-09

COLECTORES SOLARES PLACA PLANA

www.libros.redsauce.net
2011-10-12

RECURSO SOLAR

www.conelec.gob.ec
2011-10-10

CALEFACCIÓN POR SUELO RADIANTE

www.uponor.com
www.lurbero.com
www.viasolar.com
www.esaksystem.com
www.baxiroca.com
www.wikipedia/suelo-radiante.com
2011-10-10

BOMBA DE RECIRCULACIÓN

www.grundfos.com
2011-12-12

CONVECTORES ELÉCTRICOS

www.thermatech.com
2012-06-15

TARIFA DE ELECTRICIDAD CIUDAD DE RIOBAMBA

www.eersa/pliego-tarifario.gob.ec
2012-02-05