



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE  
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO E INSTALACIÓN DE UN SISTEMA DE  
CALENTAMIENTO SOLAR DE AGUA, PARA EL  
SECTOR RURAL”**

**IVÁN OVIDIO MARTÍNEZ MALDONADO**

**TESIS DE GRADO**

Previa a la obtención del Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

**RIOBAMBA –ECUADOR**

**2011**

**EsPOCH**

Facultad de Mecánica

---

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS**

---

**CONSEJO DIRECTIVO**

Octubre, 31 de 2011

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

**IVÁN OVIDIO MARTÍNEZ MALDONADO.**

---

Titulada:

**“DISEÑO E INSTALACIÓN DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO SOLAR  
DE AGUA, PARA EL SECTOR RURAL”**

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

**INGENIERO MECÁNICO**

---

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

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

Ing. Rodrigo Díaz F.  
DIRECTOR DE TESIS

---

Ing. Ramiro Valenzuela S.  
ASESOR DE TESIS

---

## CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** IVÁN OVIDIO MARTÍNEZ MALDONADO.

**TÍTULO DE LA TESIS:** “DISEÑO E INSTALACIÓN DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO SOLAR DE AGUA, PARA EL SECTOR RURAL”

**Fecha de Examinación:** Octubre 31 de 2011.

**RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:**

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. EDUARDO VÁSQUEZ. (Presidente Trib. Defensa)			
ING. RODRIGO DÍAZ F. (Director de Tesis)			
ING. RAMIRO VALENZUELA S. (Asesor)			

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

**RECOMENDACIONES:** \_\_\_\_\_

---

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

---

f) Presidente del Tribunal

## **DERECHOS DE AUTORÍA.**

El trabajo de grado que presento, 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 exclusiva responsabilidad del autor. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela superior Politécnica de Chimborazo.

---

f) IVÁN OVIDIO MARTÍNEZ MALDONADO.

## **AGRADECIMIENTO.**

Este proyecto es el resultado conjunto de las personas que formamos el grupo de trabajo, agradezco al director de tesis Ing. Rodrigo Díaz y al asesor Ing. Ramiro Valenzuela, quienes han colaborado con sus capacidades y conocimientos en el desarrollo de esta investigación, que ha finalizado satisfactoriamente cubriendo todas las expectativas planteadas.

**Iván Martínez.**

## **DEDICATORIA.**

La concepción de este proyecto está dedicada a mis padres, pilares fundamentales en mi vida. Sin ellos, jamás hubiese podido conseguir lo que hasta ahora.

**Iván Martínez.**

## TABLA DE CONTENIDOS

<u>CAPÍTULO</u>		<u>PÁGINA</u>
<b>1.</b>	<b>GENERALIDADES.</b>	
1.1	Antecedentes.....	1
1.2	Justificación técnica – económica.....	2
1.3	Objetivos.....	4
1.3.1	Objetivo general.....	4
1.3.2	Objetivos específicos.....	4
<b>2.</b>	<b>MARCO TEÓRICO</b>	
2.1	Conceptos básicos relativos a la energía solar.....	5
2.2	Irradiancia solar.....	6
2.2.1	Irradiancia extraterrestre incidente sobre superficie horizontal.....	6
2.2.2	Irradiación extraterrestre diaria sobre superficie horizontal.....	7
2.2.3	Irradiación extraterrestre diaria media mensual sobre superficie horizontal.....	7
2.3	Irradiación global diaria media mensual sobre superficie horizontal..	8
2.3.1	Irradiación directa media mensual sobre superficie horizontal.....	9
2.3.2	Irradiación difusa media mensual sobre superficie horizontal.....	9
2.3.3	Irradiación reflejada media mensual sobre superficie horizontal.....	11
2.4	Irradiación global diaria media mensual sobre superficie inclinada	11
2.4.1	Irradiación directa media mensual sobre superficie inclinada.....	12
2.4.2	Irradiación difusa media mensual sobre superficie inclinada.....	13
2.4.3	Irradiación reflejada media mensual sobre superficie inclinada.....	14
2.5	Sistemas solares térmicos y sus componentes.....	15
2.5.1	Componentes y tuberías.....	15
2.5.1.1	Captador.....	15
2.5.1.2	Acumulador solar o depósito solar.....	20
2.5.1.3	Estructura soporte.....	24
2.5.1.4	Accesorios y tuberías de interconexión.....	24
2.5.1.5	Esquema de un sistema solar térmico y sus accesorios mínimos.....	25
2.5.2	Tipos de instalaciones solares térmicas.....	26
2.6	Datos climatológicos para el dimensionado de instalaciones solares..	28
2.6.1	Irradiación global diaria media mensual sobre superficie horizontal..	28
2.6.2	Irradiación global diaria media mensual sobre superficie inclinada...	28
2.6.3	Temperatura ambiente.....	29
2.6.4	Corrección para las localidades que no sean capitales de la provincia.....	30
2.7	Cálculo de la demanda de energía térmica.....	31
2.7.1	Términos y definiciones.....	31
2.7.2	Símbolos y unidades.....	32
2.7.3	Parámetros de cálculo.....	33
2.7.3.1	Demanda de energía térmica.....	33
2.7.3.2	Consumo de agua caliente.....	33

2.7.3.3	Consumo de agua caliente a otras temperaturas.....	34
2.7.3.4	Consumo total diario medio de agua caliente sanitaria.....	35
2.7.4	Temperatura del agua fría.....	35
2.7.4.1	Corrección para localidades que no sean capitales de provincia.....	36
2.8	Dimensionado de la superficie de captadores.....	37
2.9	Inclinación y orientación de los captadores solares.....	40
2.10	Diseño del tanque de acumulación.....	41
2.10.1	Dimensionado del volumen del tanque acumulador.....	41
2.10.1.1	Expansión térmica del fluido portador.....	41
2.10.2	Diseño mecánico del tanque acumulador.....	42
2.10.3	Determinación del espesor mínimo del aislante térmico del tanque...	44
2.10.3.1	Determinación del calor máximo permisible perdido desde el tanque hacia el ambiente.....	45
2.10.3.2	Cálculo del calor perdido desde el tanque aislado térmicamente hacia el ambiente.....	45
2.11	Selección de la configuración básica.....	52
2.11.1	Diseño del sistema de captación.....	52
2.12	Diseño del circuito hidráulico.....	54
2.12.1	Diseño del circuito hidráulico con circulación forzada.....	58
2.12.2	Diseño del circuito por termosifón.....	61
2.12.3	Selección de válvulas y accesorios.....	61
2.13.	Aislamiento térmico.....	62
2.13.1	Determinación del espesor mínimo del aislamiento térmico para tuberías .....	62
2.13.2	Consideraciones generales a cerca del aislante térmico.....	63
2.13.3	Selección del aislamiento.....	63
2.13.4	Determinación del calor perdido a través de la tubería aislada térmicamente.....	64
2.13.5	Determinación del calor máximo admisible cedido al ambiente.....	65
2.14	Diseño del sistema de distribución del agua caliente sanitaria.....	66
2.14.1	Determinación de la presión de encendido y apagado del sistema.....	67
2.14.2	Dimensionamiento del volumen del tanque hidroneumático.....	68
2.14.3	Selección de la bomba.....	70
2.15	Índices de merito para la selección de un sistema solar térmico.....	71
2.15.1	Calidad desde el punto de vista de durabilidad y eficiencia.....	71
2.15.2	Costo del equipo térmico solar.....	72
2.15.3	Condiciones climatológicas locales. ....	72
2.15.4	Criterios de aceptación.....	72

### **3. DISEÑO DE DOS SISTEMAS TÉRMICOS SOLARES**

3.1	Diseño del primer sistema solar térmico.....	73
3.1.1	Diseño del subsistema para el proceso de producción.....	74
3.1.1.1	Determinación del consumo diario de agua caliente sanitaria.....	74
3.1.1.2	Cálculo de la demandada de energía térmica.....	75
3.1.1.3	Selección de la configuración básica.....	76
3.1.1.4	Selección del colector solar.....	77
3.1.1.5	Dimensionado de la superficie de captadores.....	77
3.1.1.6	Diseño del tanque de almacenamiento.....	81

3.1.1.6.1	Selección del aislamiento térmico para el tanque.....	87
3.1.1.6.2	Determinación del calor máximo permisible perdido desde el tanque hacia el ambiente.....	88
3.1.1.6.3	Cálculo del calor perdido desde el tanque aislado térmicamente hacia el ambiente.....	89
3.1.1.7	Selección de la configuración básica.....	104
3.1.1.8	Diseño del sistema de captación.....	104
3.1.1.9	Diseño del circuito hidráulico.....	105
3.1.1.9.1	Definición del sistema eléctrico y de control.....	113
3.1.1.9.2	Selección de accesorios hidráulicos.....	114
3.1.1.9.3	Selección del aislamiento térmico para la tubería de conducción.....	115
3.1.2	Diseño del subsistema para el aseo de implementos y lavado de la ropa de trabajo.....	118
3.1.2.1	Determinación del consumo diario de agua caliente sanitaria.....	118
3.1.2.3	Utilización del agua residual generada en el proceso de pasteurización para suplir la demanda de agua caliente sanitaria.....	119
3.1.2.4	Cuantificación de la energía residual aprovechada.....	119
3.1.2.5	Diseño del tanque de almacenamiento.....	120
3.1.3	Diseño del subsistema para el aseo personal de los empleados de la planta.....	121
3.1.3.1	Determinación del consumo diario de agua caliente sanitaria.....	121
3.1.3.2	Cálculo de la demandada de energía térmica.....	121
3.1.3.3	Dimensionado de la superficie de captadores.....	122
3.1.3.4	Diseño del tanque de almacenamiento.....	124
3.1.3.5	Selección del aislamiento térmico para el tanque.....	126
3.1.3.5.1	Determinación del calor máximo permisible perdido desde el tanque hacia el ambiente.....	126
3.1.3.5.2	Cálculo del calor perdido desde el tanque aislado térmicamente hacia el ambiente.....	127
3.1.3.6	Selección de la configuración básica.....	132
3.1.3.7	Diseño del sistema de captación.....	133
3.1.3.8	Diseño del circuito hidráulico.....	133
3.1.3.8.1	Selección de accesorios hidráulicos.....	138
3.1.3.8.2	Selección del aislamiento térmico para la tubería de conducción.....	139
3.1.4	Diseño del sistema de distribución del agua caliente sanitaria.....	142
3.1.4.1	Diseño del sistema hidroneumático.....	142
3.1.4.2	Determinación de la presión de encendido y apagado del sistema.....	143
3.1.4.3	Dimensionamiento del volumen del tanque hidroneumático.....	143
3.1.4.3	Selección de la bomba.....	144
3.2	Diseño e instalación del segundo sistema solar térmico.....	144
3.2.1	Preinstalaciones necesarias para la instalación del equipo solar térmico.....	145
3.2.2	Cálculo de la demandada de energía térmica.....	145
3.2.3	Selección de la configuración básica.....	147
3.2.4	Dimensionado de la superficie de captadores.....	147
3.2.5	Dimensionado del volumen de captación.....	152
3.2.6	Diseño del sistema de captación.....	152
3.2.7	Diseño del circuito hidráulico.....	154
3.2.7.1	Dimensionado de tuberías de conducción de agua caliente.....	154

3.2.7.2	Selección de accesorios hidráulicos.....	155
3.2.8	Selección del aislamiento térmico.....	156
3.2.8.1	Cálculo del espesor del aislamiento térmico.....	156
3.2.8.2	Pérdidas de calor producidas en tuberías principales y secundarias...	157
3.2.8.3	Determinación del calor máximo permisible perdido desde las tuberías hacia el ambiente.....	157
3.2.8.4	Determinación del espesor mínimo del aislante térmico para tanque acumulador.....	158
<b>4.</b>	<b>MANTENIMIENTO DEL SISTEMA SOLAR TÉRMICO.</b>	
4.1	Mantenimiento preventivo.....	159
4.2	Manual de operación y mantenimiento.....	159
4.2.1	Operaciones de mantenimiento preventivo exigibles.....	159
4.2.2	Documentos para el usuario.....	163
4.2.2.1	Implantación del sistema.....	163
4.2.2.2	Precauciones en relación con el riesgo de daños por congelación o sobrecalentamiento.....	163
4.2.2.3	Datos del rendimiento del sistema.....	164
4.2.3	Instrucciones de operación.....	165
4.2.3.1	Comprobación en frío del nivel de agua en los vasos de expansión del circuito abierto.....	165
4.2.3.2	Vaciado del sistema mediante purga.....	166
4.2.3.3	Verificación de la alimentación eléctrica.....	166
<b>5.</b>	<b>OBTENCIÓN DE COSTOS UNITARIOS.</b>	
5.1	Costos asociados con diseño e instalación del primer sistema de calentamiento solar de agua.....	167
5.1.2	Costo permanente.....	168
5.1.2.1	Mantenimiento.....	168
5.1.2.2	Energía eléctrica total.....	168
5.1.3	Costos directos.....	169
5.1.4	Costos indirectos.....	169
5.1.5	Costos totales.....	171
5.1.6	Periodo de amortización.....	172
5.1.7	Rentabilidad económica del proyecto.....	172
5.1.8	Rentabilidad ambiental del proyecto.....	176
5.2	Costos asociados con el diseño e instalación del segundo sistema de calentamiento solar de agua.....	176
5.2.1	Inversión inicial.....	179
5.2.2	Costo permanente.....	179
5.2.2.1	Mantenimiento.....	180
5.2.2.2	Energía eléctrica total utilizada.....	180
5.2.3	Costos directos.....	180
5.2.4	Costos indirectos.....	181
5.2.5	Costos totales.....	182
5.2.6	Periodo de amortización.....	183
5.2.7	Rentabilidad económica del proyecto.....	183

5.2.8	Rentabilidad ambiental del proyecto.....	186
-------	--	-----

**6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.**

6.1	Conclusiones.....	187
6.2	Recomendaciones.....	188

**REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.**

**BIBLIOGRAFÍA.**

**LINKOGRAFÍA.**

**ANEXOS.**

**PLANOS.**

## LISTA DE TABLAS.

<u>TABLA</u>	<u>PÁGINA</u>
2.1	Irradiación extraterrestre diaria media mensual sobre superficie horizontal para la ciudad de Riobamba (MJ/m <sup>2</sup> )..... 8
2.2	Irradiación global diaria media mensual sobre superficie horizontal para la ciudad de Riobamba (MJ/m <sup>2</sup> )..... 8
2.3	Irradiación directa media mensual sobre superficie horizontal para la ciudad de Riobamba (MJ/m <sup>2</sup> )..... 9
2.4	Índice de transparencia atmosférica diaria media mensual para la ciudad de Riobamba..... 10
2.5	Irradiación difusa media mensual sobre superficie horizontal para la ciudad de Riobamba (MJ/m <sup>2</sup> )..... 11
2.6	Irradiación global diaria media mensual sobre superficie inclinada para la ciudad de Riobamba (MJ/m <sup>2</sup> )..... 12
2.7	Valor de alabeo para algunos tipos de suelo..... 15
2.8	Irradiación global diaria media mensual sobre superficie horizontal (MJ/m <sup>2</sup> ) ..... 29
2.9	Altura de referencia (m) y temperatura ambiente diaria media mensual (°C) para las capitales de provincia..... 30
2.10	Consumo unitario diario medio..... 34
2.11	Valor del factor de centralización..... 35
2.12	Altura de referencia(m) y temperatura (°C) diaria media mensual de agua fría para las capitales de provincia..... 36
2.13	Características para tubería de polipropileno según norma IRAM 13479... 56
2.14	Coefficientes de resistencia K y longitud equivalente por diámetro de tubería L/D, para algunos accesorios y válvulas..... 59
2.15	Espesor mínimo para aislante térmico con conductividad de $0.040 \frac{W}{m^{\circ}C}$ a los 20°C, determinado en función del diámetro interior de la tubería..... 62
2.16	Constantes de la ecuación para cilindro en flujo cruzado..... 65
2.17	Caudales instantáneos en apartados..... 69
3. 1	Distribución, horarios y temperatura de utilización del agua caliente sanitaria en la planta de producción..... 73
3. 2	Temperatura (°C) diaria media mensual de agua fría para la comunidad de Cuatro Esquinas..... 75
3. 3	Demanda de energía térmica para el proceso de producción (MJ)..... 76
3. 4	Irradiación global diaria media mensual sobre superficie inclinada a 05° para la ciudad de Riobamba (MJ/m <sup>2</sup> )..... 78
3. 5	Número medio de horas diarias de sol útiles para latitudes comprendidas entre 45 grados de latitud norte y 45 grados de latitud sur. 78
3. 6	Temperatura ambiente (°C) diaria media mensual para la comunidad Cuatro Esquinas..... 78
3. 7	Rendimiento térmico diario medio mensual para el equipo seleccionado para el proceso de producción..... 79

3. 8	Variables que intervienen en la determinación del área de captación solar necesaria el suministro de agua caliente empleada en el proceso de producción.....	79
3. 9	Energía captada mensualmente por el equipo térmico seleccionado para el abastecimiento del agua caliente empleada en el proceso de producción (MJ/m <sup>2</sup> ).....	80
3. 10	Porcentaje de sustitución para la demanda energética generada en el abastecimiento del agua caliente empleada en el proceso de producción....	81
3. 11	Propiedades del acero inoxidable AISI 304 en planchas.....	82
3. 12	Coeficientes convectivos interiores y exteriores para el tanque de almacenamiento de agua caliente empleada en el proceso de producción...	102
3. 13	Datos técnicos del tanque acumulador diseñado para almacenar el agua caliente sanitaria necesaria para el proceso de pasteurización de leche.....	103
3. 14	Pérdida de cargas originadas por el paso del agua a través del circuito entre los captadores y el tanque de acumulación	110
3. 15	Caudal frente a pérdida de carga total en el sistema de circulación de agua entre el tanque acumulador y los captadores solares.....	112
3. 16	Demanda de energía térmica para el aseo personal de los empleados de la planta. (MJ).....	121
3. 17	Eficiencia del colector solar seleccionado para el aseo personal de los empleados de la planta.....	122
3. 18	Variables que intervienen en la determinación del área de captación solar necesaria para el aseo personal de los empleados de la planta.....	122
3. 19	Energía captada mensualmente por el equipo térmico, seleccionado para el aseo personal de los empleados de la planta (MJ/m <sup>2</sup> ).....	123
3. 20	Porcentaje de sustitución para demanda energética necesaria para el aseo personal de los empleados de la planta.....	124
3. 21	Coeficientes convectivos interiores y exteriores para el tanque de almacenamiento de agua caliente necesario para el aseo personal de los empleados de la planta.....	131
3. 22	Datos técnicos del tanque acumulador diseñado para almacenar el agua caliente sanitaria necesaria para el aseo personal de los empleados de la planta.....	132
3. 23	Pérdida de cargas originadas por el paso del agua a través del circuito entre los captadores y el tanque de acumulación.....	135
3. 24	Caudal frente a pérdida de carga total en el sistema de circulación de agua entre el tanque acumulador y los captadores solares.....	136
3. 25	Caudal y carga en unidades congruentes con la curva de la bomba.....	136
3. 26	Distribución del agua caliente sanitaria requerida en la planta procesadora de lácteos.....	142
3. 27	Temperatura (°C) diaria media mensual de agua fría para la comunidad de Pusñac la Victoria.....	146
3. 28	Demanda de energía térmica para la escuela fiscal mixta ubicada en la comunidad de Pusñac la Victoria (MJ).....	146
3. 29	Irradiación global diaria media mensual sobre superficie inclinada a 45° para la ciudad de Riobamba (MJ/m <sup>2</sup> ).....	148
3. 30	Temperatura ambiente (°C) diaria media mensual para la comunidad Pusñac la Victoria.....	148
3. 31	Rendimiento térmico diario medio mensual para el equipo seleccionado.	148

3. 32	Variables que intervienen en la determinación del área de captación solar.	149
3. 33	Especificaciones técnicas de equipos térmicos solares de tubos al vacío....	150
3. 34	Energía captada mensualmente por el equipo térmico EUSIS 58/20, ubicado en la comunidad de Pusñac la Victoria (MJ/ m <sup>2</sup> ).....	150
3. 35	Porcentaje de sustitución para demanda energética en la comunidad de Pusñac la Victoria.....	151
3. 36	Características técnicas del acumulador para el equipo EUSIS 58/30.....	153
3. 37	Pérdidas de carga en tuberías principal y secundaria de agua caliente (m.c.a).....	155
3. 38	Pérdidas de calor producidas en las tuberías.....	157
4.1	Operaciones de mantenimiento preventivo y su periodicidad.....	159
4.2	Operaciones de mantenimiento preventivo y su periodicidad para el captador solar.....	160
4.3	Operaciones de mantenimiento preventivo y su periodicidad para el tanque acumulador.....	160
4.4	Operaciones de mantenimiento preventivo y su periodicidad para el circuito hidráulico.....	161
4.5	Operaciones de mantenimiento preventivo para el sistema eléctrico y de control.....	161
4.6	Operaciones de mantenimiento preventivo y su periodicidad para el sistema auxiliar de energía.....	162
4.7	Plan de vigilancia para sistemas solares térmicos.....	162
4.8	Rendimiento térmico diario medio mensual para el equipo seleccionado, según ecuación.....	165
5. 1	Costos directos necesarios para la instalación de un sistema solar térmico, en una quesería ubicada en la comunidad Cuatro Esquinas.....	170
5. 2	Costos indirectos, necesarios para la instalación de un equipo térmico solar en una quesería ubicada en la comunidad Cuatro Esquinas.....	172
5. 3	Costos totales, necesarios para la instalación de un equipo térmico solar en una quesería ubicada en la comunidad Cuatro Esquinas.....	172
5. 4	Energía solar útil anual captada por el equipo térmico solar instalado en una quesería ubicada en la comunidad Cuatro Esquinas.....	172
5. 5	Beneficio anual acumulado.....	175
5. 6	Composición del gas natural.....	177
5. 7	Moles en la composición del gas natural.....	178
5. 8	Costos directos necesarios para la instalación del sistema solar térmico en la comunidad de Pusñac la Victoria.....	181
5. 9	Costos indirectos, necesarios en la instalación de un equipo térmico solar en la comunidad de Pusñac la Victoria.....	183
5. 10	Costos totales, necesarios en la instalación de un equipo térmico solar en la comunidad de Pusñac la Victoria.....	183
5. 11	Beneficio anual acumulado del equipo térmico solar instalado en la comunidad de Pusñac la Victoria.....	185

## LISTA DE FIGURAS.

<u>FIGURA</u>		<u>PÁGINA</u>
2.1	Elementos que conforman un colector solar de placa plana.....	16
2.2	Esquema de tubo al vacío .....	17
2.3	Esquema de un tubo al vacío tipo heat pipe.....	18
2.4	Ciclo termodinámico ideal, efectuado por el fluido de trabajo.....	19
2.5	Esquema de un tubo al vacío.....	21
2.6	Esquema del reflector CPC Compound Parabolic Concentrator.....	21
2.7	Caja recolectora y unidad de transmisión de calor.....	22
2.8	Colector solar de tubos de vacío CPC OEM.....	22
2.9	Colector solar de tubos de vacío CPC XL OEM.....	23
2.10	Colector solar de tubos de vacío CPC W OEM.....	23
2.11	Colector solar de tubos de vacío OEM.....	24
2.12	Esquema de un sistema solar térmico y sus accesorios mínimos .....	25
2.13	Temperatura de preparación, distribución y uso.....	32
2.14	Cuadro para determinar la dimensión óptima del tanque sometido a presión interna.....	43
2.15	Convección natural en placas verticales.....	46
2.16	Convección natural en placas horizontales.....	46
2.17	Convección natural en placas horizontales.....	46
2.18	Corte longitudinal de tanque de almacenamiento aislado	48
2.19	Analogía eléctrica de la transferencia de calor en la dirección radial del tanque.....	49
2.20	Corte longitudinal de tanque de almacenamiento (cabeza superior) aislado térmicamente.....	50
2.21	Corte longitudinal de tanque de almacenamiento (cabeza inferior) aislado térmicamente.....	50
2.22	Analogía eléctrica de la transferencia de calor en la dirección axial (cabeza superior) del tanque.....	50
2.23	Conexión en circuito mixto con retorno invertido.....	53
2.24	Espaciamiento entre captadores.....	53
2.25	Diagrama de Moody para determinar el factor de fricción producido por el flujo en tubos de sección circular.....	57
2.26	Esquema de un sistema de bombeo con tanque hidroneumático.....	66
3. 1	Esquema de un pasteurizador de 1000lt de capacidad.....	74
3. 2	Esquema del tanque acumulador con sus respectivos accesos y salidas de agua, se observa la altura de seguridad que permitirá el funcionamiento continuo de la bomba de recirculación.....	85
3. 3	Flujo interno del agua almacenada en el tanque, convección libre.....	89
3. 4	Flujo externo del aire circundante al tanque de almacenamiento en convección libre.	93
3. 5	Esquema de circuito por circulación forzada sin intercambiador de calor ..	104
3. 6	Esquema de conexión en serie para los cuatro captadores CPC 12 OEM, necesarios en el sistema de precalentado de agua a ser utilizada en el pasteurizador.....	105
3. 7	Circuito primario del sistema térmico solar usado como fuente auxiliar en el proceso de pasteurización.....	108

3. 8	Pérdida de carga producida por el paso del agua a través del captador solar seleccionado .....	109
3. 9	Curva característica de la bomba seleccionada, curva característica del sistema y punto de funcionamiento.....	112
3. 10	Diagrama de la conexión entre el panel fotovoltaico y la bomba de recirculación de agua.....	114
3. 11	Esquema de conexión en serie para los dos captadores CPC 12 OEM, necesarios en el sistema de precalentado de agua a ser utilizada en duchas y lavabos.....	133
3. 12	Curva característica de la bomba seleccionada, curva característica del sistema y punto de funcionamiento.....	137
3. 13	Curvas características de carga frente a caudal para bombas Pedrollo .....	144
5.1	Evolución de VAN en la instalación del equipo térmico solar de la quesería ubicada en la comunidad Cuatro Esquinas.....	175
5.2	Evolución de VAN en la instalación del equipo térmico solar de la escuela ubicada en la comunidad Pusñac la Victoria.....	185

## **LISTA DE ANEXOS.**

**ANEXO A:** Especificaciones técnicas de los sistemas térmicos solares seleccionados.

**ANEXO B:** Especificaciones técnicas del aislante térmico seleccionado.

**ANEXO C:** Materiales, fórmulas y tasa de corrosión empleadas en el diseño de tanques acumuladores.

**ANEXO D:** Especificaciones técnicas de las bombas y paneles fotovoltaicos seleccionados.

**ANEXO E:** Características del flujo en válvulas accesorios y tuberías.

## **LISTA DE ABREVIACIONES.**

AISI	American Iron and Steel Institute.
ANEOR	Asociación Española de Normalización y Certificación.
ASME	American Society of Mechanical Engineers.
BPVC	Boiler & Pressure Vessel Code.
CE	Comunidad Europea.
CSA	Canadian Standards Association.
DIN	Instituto Alemán de Normalización.
IRAM	Instituto Argentino de Normalización y Certificación.
ISO	International Standards Organization.
SODEAN	Sociedad para el Desarrollo Energético de Andalucía.
SRCC	Solar Rating and Certification Corporation.
TIR	Tasa Interna de Retorno.
UNE – EN	Una Norma Española - Europea Norma.
VAN	Valor Actual Neto.

## RESUMEN

La preservación y saneamiento del ambiente, son un legado para las futuras generaciones, por medio de la implementación de sistemas de calentamiento solar de agua, se generan fuentes no contaminantes que fomentan el autoconsumismo energético reduciendo la dependencia de combustibles fósiles nocivos para la naturaleza.

Para el diseño e instalación de este tipo de sistemas se usó una metodología secuencial que parte de un problema específico, para generalizar los resultados a cualquier aplicación de esta índole, la presente investigación se constituye en una herramienta que facilita la comprensión de la problemática de captación y aprovechamiento de la radiación, estableciendo las condiciones técnicas mínimas que deben cumplir el diseño, los componentes y el montaje de instalaciones solares térmicas.

El modelo matemático empleado toma como punto de partida la determinación de condiciones climáticas, demanda de agua caliente e infraestructura, estos datos generales de la instalación, establecen los parámetros necesarios para el dimensionado, del área de captación, volumen de acumulación, diseño de la configuración básica, y las características técnicas de los componentes, para los cuales se mencionan instrucciones de operación, mantenimiento y procedimientos correctivos.

Éste tipo de proyectos son viables tanto técnica como económicamente, generan energía limpia, y son un foco de desarrollo responsable con el ambiente.

## SUMMARY

The protection and sanitation of the environment, are a legacy for next generations, through the implementation of solar energy heating systems of water, no pollutant sources are generated to promote the energy consumption, by reducing the usage of harmful fossil fuel to the nature.

To design and the installation of this kind of system was used a sequential methodology that begins from a specific problem to generalize the results to any applications of this kind, the current investigation was set up in toll which helps the understanding of the comprehension problems and use of the radiation, establishing the minimal technical conditions of design that should be fulfilled, the components and assembly of solar thermal energy systems.

The uses mathematic scheme stars with the determination of climate conditions, request hot weather and infrastructure, these general data of insulation, establish the necessary parameters to the dimensioning of the comprehension area, accumulation size, basic configuration design, and the technical characteristics of the components, to which the operational instructions are mentioned, maintenance and corrective procedures.

The kinds of projects are viable whether technical or economically, generate clean energy, and the origin of the responsible performance with de environment.

## CAPÍTULO I

### **1. GENERALIDADES.**

#### **1.1 Antecedentes.**

Entre noviembre del 2008 y agosto del 2010 se ejecuta la primera fase del Proyecto ANDES (Agua, energía y desarrollo sostenible) en la microcuenca de Chimborazo. Se trata de un proyecto piloto, impulsado por la alianza interinstitucional entre el Gobierno Autónomo Descentralizado de la Provincia de Chimborazo GADCH, Comunidades y Desarrollo en el Ecuador COMUNIDEC y Climate and Development Foundation CDF, con la participación de organizaciones indígenas.

Para el acceso comunitario a fuentes de energía renovable, en primera instancia se provee la instalación de aproximadamente 40 sistemas solares térmicos para el calentamiento de agua de uso doméstico, en duchas, lavados y bañeras de centros infantiles, centros turísticos y queserías comunitarias. La segunda etapa enfrenta la dificultad que debido a la baja demanda de éste tipo de alternativas energéticas, no existe en el mercado local la suficiente experiencia para su óptimo manejo. Para lo que se requiere indagar sobre nuevos proveedores con más experiencia, detallar con mayor rigor las especificaciones técnicas, y hacer un seguimiento más prolijo y detallado del proceso de instalación. Resuelto el inconveniente el proyecto plantea, la adquisición e instalación de 21 sistemas solares; razón por la que se hace indispensable la sistematización del proceso de instalación. Éste trabajo está enfocado a obtener el mayor rendimiento energético de los sistemas, optimizar precios, garantizar la demanda de agua y facilitar el mantenimiento adecuado, por parte de los usuarios.

### **1.1. Justificación técnica-económica.**

La implementación de sistemas de calentamiento solar de agua, favorece notablemente a la preservación y saneamiento del ambiente, puesto que usan fuentes no contaminantes y por otra parte fomentan el autoconsumismo energético, ícono fundamental para evitar la construcción de nuevas centrales termoeléctricas e hidroeléctricas que representan focos de contaminación ambiental.

Actualmente en las poblaciones rurales, las enfermedades más frecuentes están relacionadas directamente con la falta de aseo personal, principalmente en la región andina esto se debe a la baja temperatura del agua, con el uso eficiente de sistemas de calentamiento solar de agua se reduciría en gran medida éste problema.

La falta de metodologías claras para dimensionar eficientemente los sistemas de calentamiento solar de agua, es evidente en Ecuador, actualmente se instalan sistemas, sin un verdadero criterio técnico.

Entre los principales inconvenientes que se presentan, al instalar los sistemas sin un respaldo técnico están

- Sistemas subdimensionados.- La oferta de agua caliente no es suficiente para abastecer la demanda.
- Sistemas sobredimensionados.- Existe un considerable incremento en los costos de los equipos, el agua caliente generada no es usada en su totalidad.
- Sistemas mal instalados.- El ángulo de inclinación del panel no es el adecuado para la latitud del lugar, la orientación del panel no es tal que permita la mayor exposición durante el día, se seleccionó un diámetro inadecuado de tubería, no se pusieron los accesorios mínimos de mantenimiento y seguridad del sistema.

**No existe una adecuada selección de los equipos.-** Se debe plantear los requerimientos mínimos de los sistemas de calentamiento solar en cuanto a vida útil, materiales del equipo, tuberías y accesorios, garantías y certificaciones.

**No existe un estudio previo del lugar.-** Es fundamental hacer un diagnóstico del lugar en donde se va a instalar el colector solar, esto frente a la posibilidad de que paralelamente al sistema de calentamiento solar haya que instalar un sistema de bombeo, o que no exista la oferta suficiente de agua fría frente a la demanda de agua caliente, es importante conocer también la radiación solar existente en el lugar y distribuida en meses para de éste modo garantizar que el sistema funcione en cualquier época de año, también se debe conocer la velocidad del viento y altura.

La energía solar es gratuita, razón por la que existe una gran ventaja económica frente a los sistemas convencionales como son los calefones de gas y duchas eléctricas, la inversión inicial es representativa pero ésta se recupera en un lapso razonable de tiempo.

En conclusión, el agua de uso humano en su mayoría, es calentada por medio de combustibles fósiles, esto crea una considerable cantidad de emisiones de CO<sub>2</sub> que contribuye a la contaminación y deterioro del ambiente.

Con el desarrollo del presente trabajo se busca fomentar el uso de sistemas de calentamiento solar de agua, para de éste modo hacer uso de fuentes renovables y disminuir el consumo de energía convencional contaminante.

## **1.2.Objetivos.**

### **1.3.1.Objetivo general.**

- Diseñar e instalar un sistema de calentamiento solar de agua, para el sector rural.

### **1.3.2.Objetivos específicos.**

- Analizar el marco teórico que facilite entender el entorno que comprenden las instalaciones solares térmicas.
- Diseñar el sistema de calentamiento de agua.
- Realizar un plan de mantenimiento preventivo y de vigilancia para la instalación térmica solar.
- Analizar el costo – beneficio de éste sistema para su implantación.

## CAPÍTULO II

### 2. MARCO TEÓRICO.

#### **2.1. Conceptos básicos relativos a la energía solar [1].**

***Irradiancia.***- Es el flujo de energía proveniente del sol que recibe la superficie terrestre, se expresa en unidades de potencia por unidad de área.

***Irradiación.***- Es la irradiancia evaluada en un intervalo de tiempo, se expresa en unidades de energía por unidad de área.

***Radiación.***- Se refiere en términos generales a la emisión de luz, calor o cualquier otro tipo de energía por parte de un cuerpo.

***Latitud geográfica del lugar de interés ( $\Phi$ ).***-Se define como latitud al ángulo comprendido entre  $+90^\circ$  y  $-90^\circ$ , el mismo que está formado entre la línea ecuatorial y el paralelo que atraviesa al lugar de interés.

***Distancia tierra sol y factor de distancia ( $\xi$ ).***-Dada la órbita elíptica de la tierra alrededor del sol, la distancia entre éstos dos cuerpos es variable, es lógico suponer que a mayor distancia menos irradiancia solar llegará a la tierra y a menor distancia mayor será el flujo de energía proveniente del sol, para poder cuantificar éste efecto se ha desarrollado la siguiente fórmula:

$$\xi_0 = 1 + 0.033 \cdot \cos\left(2\pi \cdot \frac{d_r}{365}\right) \quad (2.1)$$

Donde:

$d_r$ : Es el día del año, siendo el día uno el primero de enero.

***Ángulo de declinación solar ( $\delta$ ).***-Es el ángulo formado entre la normal al plano que contiene a la órbita terrestre y el eje de rotación de la tierra, éste valor varía según el día del año, éste ángulo es conocido como declinación solar su valor oscila entre  $+23.5^\circ$  y -

23.5° pasando por cero en los equinoccios. Para determinar el valor de éste ángulo en radianes, según el día del año se utiliza la siguiente relación.

$$\delta = \frac{23.45 \cdot \pi}{180} \cdot \sin\left(2\pi \cdot \frac{d_r + 284}{365}\right) \quad (2.2)$$

**Ángulo de puesta del sol ( $w_s$ ).**-La tierra hace un recorrido angular de 360° cada 24 horas esto significa que en una hora barre un ángulo de 15°, el ángulo de puesta del sol corresponde a la distancia angular entre el medio día solar y el momento en el que el sol se oculta por el horizonte. Éste ángulo varía según el día del año y se calcula utilizando la siguiente relación:

$$W_s = \cos^{-1}(-\tan \delta \cdot \tan \phi) \quad (2.3)$$

**Constante solar ( $\beta_0$ ).**- Si se considera un plano perpendicular a los rayos solares, situado a una unidad astronómica del sol la cantidad de energía que incidente sobre él se denomina constante de radiación solar ( $\beta_0$ ), siendo una unidad astronómica igual a la distancia media entre el sol y la tierra.

**Base temporal.**-En el presente trabajo se considerarán valores diarios medios mensuales.

## 2.2 Irradiancia solar extraterrestre [1].

Se define como el cociente entre el flujo radiante recibido por una superficie y su área. Para calcular la irradiancia solar extraterrestre incidente en un plano horizontal se emplea la siguiente relación:

$$I_0 = \beta_0 \cdot \xi_0 (\sin \delta \cdot \sin \Phi + \cos \delta \cos \Phi \cos w) \quad (2.4)$$

### 2.2.1 Irradiancia extraterrestre incidente sobre superficie horizontal [1].

Es el flujo de energía por unidad de área que recibe un plano tangente a la atmósfera terrestre, éste valor estará en función de la latitud geográfica y del día del año que se esté evaluando.

### **2.2.2 Irradiación extraterrestre diaria sobre superficie horizontal [1].**

Es la irradiancia extraterrestre evaluada en un intervalo de tiempo  $dt$  se tiene la siguiente relación, partiendo de la ecuación 2.4 y para un intervalo de tiempo  $dt$  se tiene:

$$dI_0 = \beta_0 \cdot \xi_0 (\sin \delta \cdot \sin \Phi + \cos \delta \cos \Phi \cos w) dt \quad (2.5)$$

La tierra gira  $360^\circ$  en un día entonces el tiempo en horas se puede convertir en ángulo horario según la expresión:

$$\frac{2\pi}{24} = \frac{dw}{dt} \left[ \frac{\text{rad}}{\text{h}} \right] \quad (2.6)$$

$$dt = \frac{12}{\pi} dw \quad (2.7)$$

Sustituyendo la ecuación 2.7 en la ecuación 2.5 entonces:

$$dI_0 = \frac{12}{\pi} \beta_0 \cdot \xi_0 (\sin \delta \cdot \sin \Phi + \cos \delta \cos \Phi \cos w) dw \quad (2.8)$$

Integrando para un periodo de tiempo igual a un día, entre los límites de ángulo de salida ( $-w_s$ ) y ángulo de puesta del sol ( $w_s$ ) entonces:

$$I_{od} = \frac{12}{\pi} \beta_0 \cdot \xi_0 \int_{-w_s}^{w_s} (\sin \delta \cdot \sin \Phi + \cos \delta \cos \Phi \cos w) dw \quad (2.9)$$

Desarrollando la integral:

$$I_{od} = \frac{24}{\pi} \cdot B_0 \cdot \xi_0 \cdot (\cos \phi \cdot \cos \delta \cdot \sin W_s + W_s \cdot \sin \phi \cdot \sin \delta) \quad (2.10)$$

### **2.2.3 Irradiación extraterrestre diaria media mensual sobre superficie horizontal ( $I_{odm}$ ) [1].**

Para calcular el valor de irradiación extraterrestre diaria media mensual, se toma el día central de cada mes y se evalúan todas las variables que intervienen en el cálculo de irradiación según la ecuación 2.10.

**Tabla 2. 1Irradiación extraterrestre diaria media mensual sobre superficie horizontal para la ciudad de Riobamba (MJ/m<sup>2</sup>.)**

Mes	Día central	$\Phi$ [°]	$\beta_0$ [kw/m <sup>2</sup> ]	$\delta$		$\xi_0$	$w_s$		$I_{odm}$
				[rad]	[°]		[rad]	[°]	
Enero	15	-1,668	1,367	-0,37	-21,3	1,032	1,582	90,642	36,79
Febrero	45	-1,668	1,367	-0,24	-13,6	1,024	1,578	90,413	37,81
Marzo	75	-1,668	1,367	-0,04	-2,41	1,009	1,572	90,069	37,96
Abril	105	-1,668	1,367	0,164	9,4	0,992	1,566	89,725	36,5
Mayo	135	-1,668	1,367	0,328	18,79	0,977	1,561	89,439	34,22
Junio	166	-1,668	1,367	0,407	23,32	0,968	1,558	89,267	32,75
Julio	196	-1,668	1,367	0,376	21,54	0,968	1,559	89,324	33,23
Agosto	227	-1,668	1,367	0,241	13,81	0,976	1,564	89,611	35,22
Septiembre	258	-1,668	1,367	0,039	2,23	0,991	1,57	89,954	37,15
Octubre	288	-1,668	1,367	-0,17	-9,63	1,008	1,576	90,298	37,64
Noviembre	319	-1,668	1,367	-0,33	-19,1	1,023	1,581	90,585	36,9
Diciembre	349	-1,668	1,367	-0,41	-23,3	1,032	1,583	90,699	36,32

### 2.3 Irradiación global diaria media mensual sobre superficie horizontal ( $G_{dm}$ ) [1].

Es la suma de las tres irradiaciones. En un día despejado, con cielo limpio, la irradiación directa es preponderante sobre la irradiación difusa. Por el contrario, en un día nublado no existe irradiación directa y la totalidad de la irradiación que incide es difusa. La irradiación global está definida por la suma de tres componentes que la conforman.

$$G_{dm} = I_{dm} + D_{dm} + R_{dm} \quad (2.11)$$

Donde:

$I_{dm}$ : Irradiación directa media mensual sobre superficie horizontal.

$D_{dm}$ : Irradiación difusa media mensual sobre superficie horizontal.

$R_{dm}$ : Irradiación reflejada media mensual sobre superficie horizontal.

**Tabla 2. 2Irradiación global diaria media mensual sobre superficie horizontal para la ciudad de Riobamba (MJ/m<sup>2</sup>).**

Mes	Ene.	Feb.	Mar	Abr.	Mayo	Jun.	Jul.	Ago.	Sep.	Oct.	Nov.	Dic.
$G_{dm}$	24.5	22.7	27.4	27.4	26.7	22.4	25.1	25.7	23.6	25.9	16.5	25.2

Fuente: CENSOL versión 5.0.

### 2.3.1 Irradiación directa media mensual sobre superficie horizontal ( $I_{dm}$ ) [1].

Es aquella que llega directamente del Sol sin haber sufrido cambio alguno en su dirección. Éste tipo de irradiación se caracteriza por proyectar una sombra definida de los objetos opacos que la interceptan.

Se obtiene a partir de la ecuación 2.11 sustituyendo los valores presentados en las tablas 2.2 y 2.5.

**Tabla 2. 3Irradiación directa media mensual sobre superficie horizontal para la ciudad de Riobamba ( $MJ/m^2$ ).**

Mes	$G_{dm}$	$D_{dm}$	$I_{dm}$
Enero	24,5	5,95	18,55
Febrero	22,7	7,31	15,39
Marzo	27,4	5,11	22,29
Abril	27,4	4,18	23,22
Mayo	26,7	3,17	23,53
Junio	22,4	5,19	17,21
Julio	25,1	3,54	21,56
Agosto	25,7	4,5	21,2
Septiembre	23,6	6,53	17,07
Octubre	25,9	5,71	20,19
Noviembre	16,5	8,11	8,39
Diciembre	25,2	5,55	19,65

### 2.3.2 Irradiación difusa media mensual sobre superficie horizontal ( $D_{dm}$ ) [1].

Parte de la irradiación que atraviesa la atmósfera es reflejada por las nubes o absorbida por éstas. Ésta irradiación, se denominadifusa, ya que va en todas direcciones, como consecuencia de las reflexiones y absorciones, no sólo de las nubes sino de las partículas de polvo atmosférico, montañas, árboles, edificios, etc. Éste tipo de irradiación se caracteriza por no producir sombra alguna respecto a los objetos opacos interpuestos. Las superficies horizontales son las que más irradiación difusa reciben, ya que ven toda la bóveda celeste, mientras que las verticales reciben menos porque sólo ven la mitad.La expresión que se utilizará para correlacionar los valores medios

mensuales de radiación global diaria y su componente difusa sobre superficie horizontal, es la propuesta por Page. Ésta expresión ha sido repetidamente identificada como la que, en general, proporciona los mejores resultados:

$$D_{dm} = G_{dm}(1 - 1.13)k_{dm} \quad (2.12).$$

Donde:

$k_{dm}$ : Es el índice de transparencia diario medio mensual.

Éste índice es una medida de lo “transparente” que es la atmósfera a la radiación solar. Fundamentalmente, da información de cuánta radiación alcanza la superficie de la tierra en función de la radiación extraterrestre (o radiación que hay antes de iniciar su paso a través de la atmósfera). En días claros, los valores de éste índice serán elevados (por encima de 0.8) y en días nublados pueden llegar a ser muy bajos (incluso por debajo de 0.1). Un valor alto, por ejemplo 0.8, indica que el 80% de la radiación que había en el exterior de la atmósfera ha alcanzado la superficie de la tierra.

El índice de transparencia atmosférico diario medio mensual ( $k_{dm}$ ), está dado por:

$$K_{dm} = \frac{G_{dm}}{I_{odm}} \quad (2.13)$$

Según la ecuación 2.13 y correlacionando las tablas 2.1 y 2.2 se tiene los siguientes índices de transparencia atmosférica diaria media mensual.

**Tabla 2. 4Índice de transparencia atmosférica diaria media mensual para la ciudad de Riobamba**

<b>Mes</b>	<b><math>G_{dm}</math></b>	<b><math>K_{dm}</math></b>	<b><math>I_{odm}</math></b>
Ene.	24,5	0,67	36,79
Feb.	22,7	0,6	37,81
Mar.	27,4	0,72	37,96
Abr.	27,4	0,75	36,5
Mayo.	26,7	0,78	34,22
Jun.	22,4	0,68	32,75
Jul.	25,1	0,76	33,23
Ago.	25,7	0,73	35,22
Sep.	23,6	0,64	37,15
Oct.	25,9	0,69	37,64
Nov.	16,5	0,45	36,9
Dic.	25.2	0.69	36,32

Según la ecuación 2.12 y para los valores mostrados en la tabla 2.4 se tiene los siguientes valores para irradiación difusa:

**Tabla 2. 5Irradiación difusa media mensual sobre superficie horizontal para la ciudad de Riobamba (MJ/m<sup>2</sup>).**

Mes	Día central	$K_{dm}$	$D_{dm}$
Enero	15	0,65	6,32
Febrero	45	0,6	7,31
Marzo	75	0,72	5,11
Abril	105	0,75	4,18
Mayo	135	0,78	3,17
Junio	166	0,68	5,19
Julio	196	0,76	3,54
Agosto	227	0,73	4,5
Septiembre	258	0,64	6,53
Octubre	288	0,69	5,71
Noviembre	319	0,45	8,11
Diciembre	349	0,69	5,55

### **2.3.3 Irradiación reflejada media mensual sobre superficie horizontal ( $R_{dm}$ ) [1].**

La irradiación reflejada es, como su nombre indica, aquella reflejada por la superficie terrestre. La cantidad de irradiación depende del coeficiente de reflexión de la superficie, también llamado albedo. Las superficies horizontales no reciben ninguna irradiación reflejada, porque no venninguna superficie terrestre y las superficies verticales son las que más irradiación reflejada reciben.

### **2.4 Irradiación global diaria media mensual sobre superficie inclinada ( $G_{dm\beta}$ ) [1].**

La irradiación global sobre superficie inclinada es igual a la suma de sus componentes directa, difusa y reflejada, valores que serán calculadas tomando como dato de partida sus equivalentes para una superficie horizontal.

$$G_{dm\beta} = I_{dm\beta} + D_{dm\beta} + R_{dm\beta} \quad (2.14)$$

Donde:

$I_{dm\beta}$ : Irradiación directa media mensual sobre superficie inclinada.

$D_{dm\beta}$ : Irradiación difusa media mensual sobre superficie inclinada.

$R_{dm\beta}$ : Irradiación reflejada media mensual sobre superficie inclinada.

Según las ecuaciones 2.14, 2.17, 2.18 y 2.19 se tienen los siguientes resultados.

**Tabla 2. 6 Irradiación global diaria media mensual sobre superficie inclinada para la ciudad de Riobamba ( $MJ/m^2$ ).**

Inclinación	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45
ENERO	24,5	25,49	26,35	27,01	27,51	27,82	27,95	27,91	27,66	27,24
FEBRERO	22,7	23,2	23,55	23,73	23,79	23,7	23,47	23,09	22,56	21,88
MARZO	27,4	27,38	27,2	26,82	26,29	25,58	24,69	23,66	22,48	21,14
ABRIL	27,4	26,66	25,75	24,67	23,43	22,05	20,55	18,91	17,18	15,35
MAYO	26,7	25,34	23,85	22,23	20,45	18,62	16,68	14,68	12,63	10,58
JUNIO	22,4	21,11	19,7	18,21	16,62	14,98	13,3	11,58	9,88	8,18
JULIO	25,1	23,68	22,1	20,44	18,65	16,81	14,89	12,92	10,95	9
AGOSTO	25,7	24,75	23,65	22,41	21,04	19,54	17,94	16,25	14,48	12,66
SEPTIEMBRE	23,6	23,37	22,99	22,48	21,81	21,01	20,08	19,05	17,88	16,63
OCTUBRE	25,9	26,3	26,52	26,58	26,46	26,16	25,7	25,08	24,29	23,35
NOVIEMBRE	16,5	16,91	17,23	17,45	17,58	17,61	17,55	17,38	17,13	16,77
DICIEMBRE	25,2	26,38	27,4	28,23	28,87	29,33	29,58	29,66	29,53	29,19

#### 2.4.1 Irradiación directa media mensual sobre superficie inclinada ( $I_{dm\beta}$ ) [2].

Es igual a la irradiación directa incidente sobre un plano horizontal modificado por un factor geométrico que estará en función de la inclinación de la superficie, la latitud del lugar de interés, el ángulo de declinación y puesto del sol.

En la siguiente ecuación se muestra la relación empleada para determinar el factor geométrico ( $R_b$ ).

$$R_b = \frac{\cos(\phi - \beta) \cdot \cos \delta \cdot \sin W_s'' + W_s'' \cdot \sin(\phi - \beta) \cdot \sin \delta}{\cos \phi \cdot \cos \delta \cdot \sin W_s + W_s \cdot \sin \phi \cdot \sin \delta} \quad (2.15)$$

Donde:

$\beta$ : ....Ángulo de inclinación de la superficie captadora.

$W_s''$ : ..Ángulo de puesta del sol para una superficie inclinada.

$$W_s'' = \text{MIN}[W_s, \cos^{-1}(-\tan(\phi - \beta) \cdot \tan \delta)] \quad (2.16)$$

La relación empleada para determinar el valor de irradiación directa media mensual sobre superficie inclinada está dada por:

$$I_{dm\beta} = R_b \cdot I_{dm} \quad (2.17)$$

#### **2.4.2 Irradiación difusa media mensual sobre superficie inclinada ( $D_{dm\beta}$ ) [3].**

Para calcular la irradiación difusa procedente del cielo, se ha venido utilizando por muchos autores, un modelo que consiste en suponer que la irradiancia del cielo es isotrópica, es decir, que cada punto de la bóveda celeste emite con idéntica irradiancia. Estudios experimentales han puesto de manifiesto que el modelo, conocido como modelo isotrópico, subestima de forma sistemática la radiación difusa que incide sobre superficies inclinadas.

Diversos autores han propuesto modelos anisotrópicos más o menos sofisticados para el tratamiento de la radiación difusa. La validez de estos modelos ha sido analizada por diversos autores, comparando valores calculados con los medidos experimentalmente. Todos concluyen que estos modelos son significativamente más precisos que el modelo isotrópico.

En éste trabajo, se usará el modelo anisotrópico propuesto por Hay, éste modelo ha sido el adoptado para la preparación de un Atlas Europeo de radiación sobre superficies inclinadas, ya que representa un excelente compromiso entre sencillez, precisión y generalidad.

Según Hay, la radiación difusa que incide en una superficie tiene una componente circunsolar, la que llega directamente en la dirección del sol, y una

componente difusa de carácter isotrópico procedente del resto del cielo. Estas dos componentes dependen de la relación entre la radiación directa incidente en una superficie y la radiación extraterrestre. La expresión que propone Hay es la siguiente:

$$D_{dm\beta} = D_{dm} \left( \frac{I_{dm}}{I_{odm}} \cdot R_b + \frac{1+\cos\beta}{2} \cdot \frac{1-I_{dm}}{I_{odm}} \right) (2.18)$$

### **2.4.3 Irradiación reflejada media mensual sobre superficie inclinada ( $R_{dm\beta}$ ) [1].**

La irradiación reflejada que incide sobre una superficie inclinada se puede calcular suponiendo una reflexión isotrópica o anisotrópica. La baja reflectividad de la mayoría de los suelos naturales, excepto la nieve, hace que la contribución de éste parámetro a la radiación global sea generalmente muy pequeña. En éstos casos, es más sencillo suponer un comportamiento isotrópico, lo que permite calcular éste término mediante la expresión:

$$R_{dm\beta} = G_{dm} \rho \frac{(1-\cos\beta)}{2} (2.19)$$

Donde:

$\rho$ : Es el alabeo de la superficie reflectora. Cuando no se conoce el valor de  $\rho$  es usual suponer  $\rho = 0.2$ .

Cuando una energía radiante incide en una superficie, puede ser parcialmente absorbida, parcialmente reflejada y parcialmente transmitida. Éstas propiedades se llaman absorptividad, reflectividad y transmisividad de una superficie. La fracción, respecto al total de energía incidente, asociada con éstas propiedades se llama absorptancia, reflectancia y transmitancia. Cuando la fuente de radiación es el sol, se utiliza el término alabeo en lugar de reflectancia. El alabeo se puede expresar tanto en porcentaje como en fracciones de uno.

Determinar un valor exacto de alabeo puede ser muy importante cuando se evalúa el total de radiación que incide en un edificio o en un colector de energía solar. En la siguiente tabla se observan los valores típicos de alabeo para las superficies más usuales presentes en la tierra

**Tabla 2. 7Valor de alabeo para algunos tipos de suelo [1].**

<b>Tipo de superficie.</b>	<b>Intervalo.</b>	<b>Valor medio típico.</b>
Tierras sin vegetación	0.04 - 0.25	0.12
Arena	0.20 - 0.40	0.30
Tierras cultivadas	0.10 - 0.30	0.20
Nieve fresca	0.70 - 0.90	0.80
Nieve vieja	0.30 - 0.70	0.55
Agua, sol en el cenit	0.03 - 0.07	0.05
Agua, sol bajo	0.15 - 0.65	0.20
Nubes	0.30 - 0.85	0.60

## **2.5 Sistemas solares térmicos y sus componentes [4].**

Un sistema solar térmico se define como un equipo completo y listo para instalar, con configuraciones fijas los sistemas de ésta categoría se consideran como un solo producto y se evalúan como un todo.

### **2.5.1 Componentes y tuberías [4].**

#### **2.5.1.1 Captador**

Es el elemento que capta la radiación solar, éste calor es transferido al agua directamente en el caso de un sistema directo, o a un fluido portador en el caso de un sistema indirecto.

Existen dos tipos principales de captadores siendo éstos de placa plana y de tubos al vacío como se explica a continuación.

El captador solar de placa plana consiste en una rejilla conformada por tubos paralelos que se unen a una tubería principal en su parte inferior y superior, éstos tubos

son aletados para permitir el aumento del área de transferencia de calor éstas aletas son únicamente en sentido horizontal formando una placa plana generalmente de color negro para permitir una mejor captación de la radiación solar.

Un colector solar de placa plana está formado por:

- 1.- Marco de aluminio o metálico.
- 2.- Cubierta transparente.
- 3.- Placa térmica colectora y enrejado con aletas.
- 4.- Cabezales de alimentación y descarga de agua.
- 5.- Aislante térmico como poliéster, lana mineral, fibra de vidrio, etc.
- 6.- Caja del colector, galvanizada

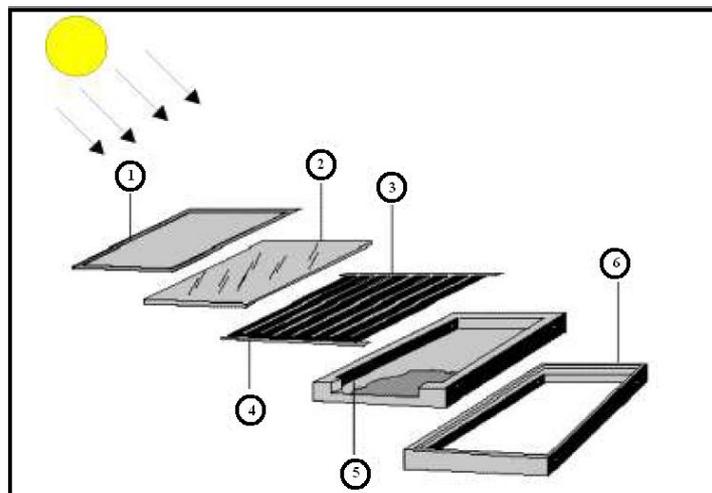
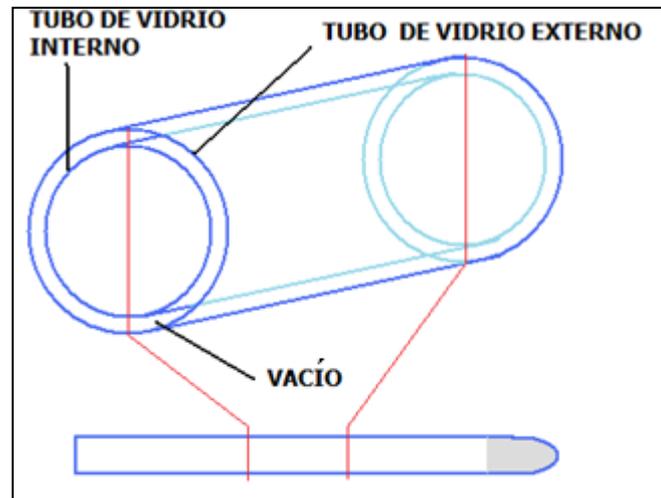


Figura 2. 1Elementos que conforman un colector solar de placa plana [4].

Otro tipo de captador solar es el conformado por varios tubos al vacío por cuyo interior circula agua en el caso de colectores solares de flujo directo, o existe un circuito formado por tubos interiores en el caso del captador tipo heat pipe.

Un tubo al vacío está conformado por dos tubos concéntricos entre los cuales se ha aspirado el aire produciéndose un vacío. En uno de los extremos ambos tubos se unen sellándose el vacío.



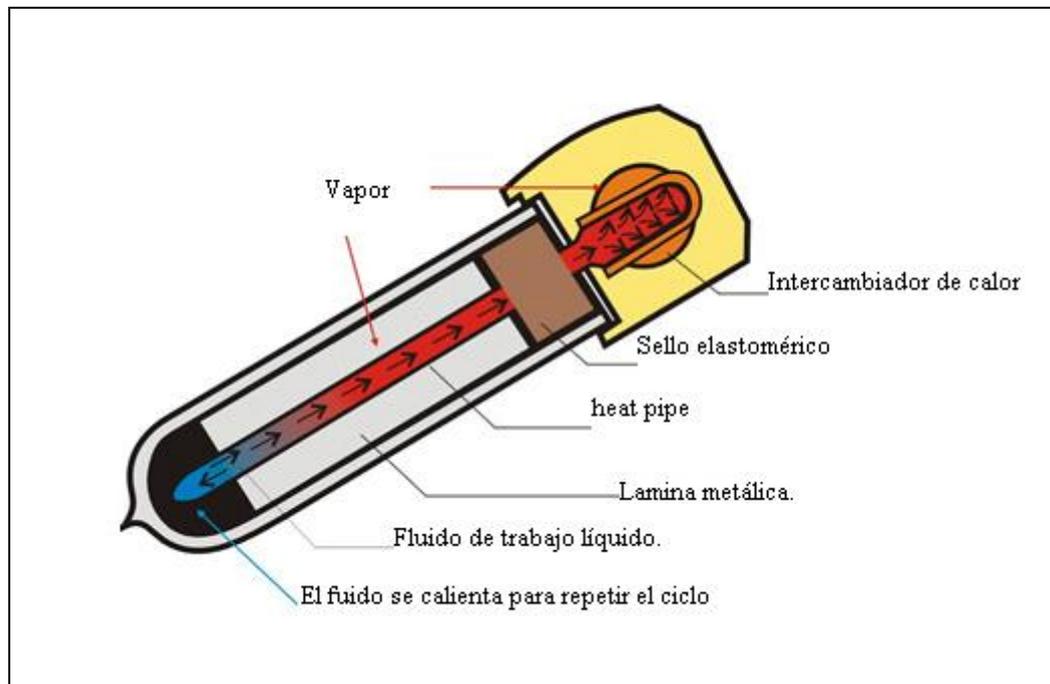
**Figura 2. 2**Esquema de tubo al vacío [4].

Los captadores solares de tubos al vacío de flujo directo se caracterizan por tener agua en su interior, esto tiene algunos limitantes como el uso de éste tipo de captadores únicamente en ciertos rangos de temperatura pues si existen temperaturas bajo cero existe el riesgo de congelación, mientras que si la temperatura generada es excesiva está presente la posibilidad de que se produzca una ruptura sin embargo éste riesgo se reduce al instalar un vaso de expansión es decir al tener un circuito ventilado.

Los inconvenientes que se presentan en los captadores solares de flujo indirecto se pueden reducir al utilizar colectores solares de tubos al vacío de flujo indirecto que consisten en un tubo interior de cobre ubicado dentro del tubo al vacío por el cual circula un fluido que se evapora al recibir un pequeño incremento de temperatura debido a la incidencia de la radiación solar, luego éste vapor se dirige a la parte superior del tubo en donde se calienta al agua que atraviesa por el colector condensándose nuevamente y precipitándose a la parte inferior del tubo para iniciar un nuevo ciclo, es

meritorio hacer un análisis más prolijo a cerca del funcionamiento de éste tipo de captador.

Para lo cual se empezará describiendo las partes que lo conforman:



**Figura 2. 3Esquema de un tubo al vacío tipo heat pipe [4].**

El intercambiador de calor, está ubicado en la parte en contacto con el fluido a ser calentado su función es la de proporcionar el área de transferencia de calor necesaria para evacuar el calor captado hacia el fluido portador.

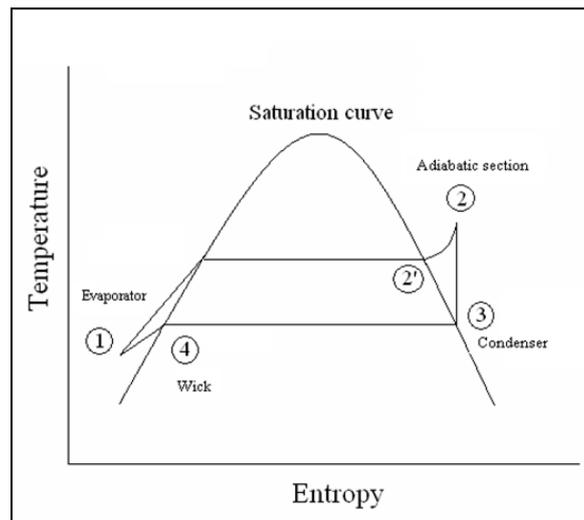
El sello elastomérico está ubicado entre la superficie exterior del heat pipe y la superficie interior del tubo evacuado, su función es la de hermetizar el espacio interior del tubo de vacío.

La lámina metálica consiste en una superficie cilíndrica en contacto con la pared interior del tubo evacuado, su función es la de captar la radiación y transformarla en calor como lo haría la placa plana en el caso de captadores solares planos.

El tubo heat pipe está ubicado en el eje del tubo evacuado su función, es la de transportar el calor desde el captador solar hasta el intercambiador tal como lo haría una

barra maciza, sin embargo la eficiencia de transmisión de calor usando un tubo heat pipe está muy por encima a la de cualquier material, esto representa una gran optimización en el rendimiento.

Para entender el ciclo termodinámico efectuado por el fluido de trabajo se realiza el siguiente esquema:



**Figura 2. 4Ciclo termodinámico ideal, efectuado por el fluido de trabajo [30].**

**1-2** Representa la admisión de calor, en tres fases la primera es el calentamiento del líquido luego sigue una fase de transición entre líquido y vapor finalmente el fluido pasa a vapor recalentado.

**2-3** El vapor producido se dirige a través del cuerpo del tubo (sección adiabática) hacia el condensador o intercambiador de calor.

**3-4** El vapor se condensa liberando calor que será transferido mediante el intercambiador.

**4-1** El líquido se dirige hasta el evaporador para iniciar un nuevo ciclo.

Este ciclo ideal se efectúa en diferentes niveles de presión pues la disipación de calor en el intercambiador cada vez es menor a medida que la diferencia de temperatura entre el fluido a ser calentado y el vapor en el interior del heat pipe se reduce, es decir

en la primera pasada del fluido a través del captador solar entra a una temperatura  $T_1$  y sale a una temperatura mayor  $T_2$ , luego para una segunda pasada el fluido entra a una temperatura  $T_2$  y sale a una temperatura  $T_3$ , esto causa que cada vez menos partículas del fluido de trabajo interior al heat pipe se condensen es decir solamente una parte parcial del fluido de trabajo realizará el ciclo completo, mientras que la parte que permanece en estado gaseoso crea una presión nueva de trabajo, es decir en el caso de captadores solares heat pipe el ciclo se cumple cada vez con incrementos de presión (al ser un recipiente cerrado), y con una disminución de la cantidad del fluido de trabajo que realiza el ciclo completo, el incremento de presión causa que el punto de ebullición del fluido de trabajo se incremente evaporándose a mayor temperatura y por lo tanto dejándolo en la capacidad de transferir calor hacia el fluido portador que paralelamente incrementa su temperatura tras cada pasada a través del captador.

El fluido de trabajo que realiza el ciclo termodinámico en el interior del tubo de calor, debe tener algunas cualidades que permitan su correcto desempeño dentro del margen de temperaturas de operación, también deberá ser compatible con el material del tubo. Usualmente para el caso de heat pipe empleados en captadores solares se usa agua a presión menor a la atmosférica de tal suerte que se evapore alrededor de los  $25^{\circ}\text{C}$ , de éste modo el captador empezará a producir intercambio de calor al recibir los primeros rayos de sol, por otra parte el punto de congelación se reduce a temperaturas negativas con lo que se elimina el riesgo de congelación en heladas.

#### **2.5.1.1.1 Características del captador solar formado por tubos al vacíoheat pipe**

Las principales características de éstos colectores son:

***El tubo de vacío.***- El tubo de está formado por tubos de vidrio concéntricos que en un lado se cierran en forma de media esfera y en el otro lado se fusionan entre sí. El

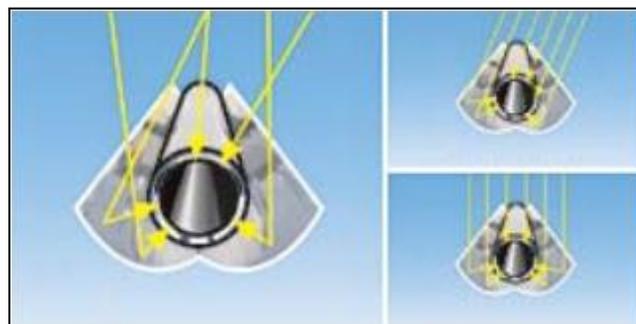
espacio intermedio entre los tubos se evacúa y finalmente se cierra de forma hermética (aislamiento térmico).

Para poder aprovechar la energía solar, la superficie externa del tubo de vidrio interior se cubre con una capa altamente selectiva y no contaminante, concebida así como un absorbedor. Éste recubrimiento se encuentra por lo tanto protegido en el espacio intermedio. Se trata de una capa rociada de nitrito de aluminio que se caracteriza por su ínfima emisión y una óptima capacidad de absorción.



**Figura 2. 5**Esquema de un tubo al vacío.

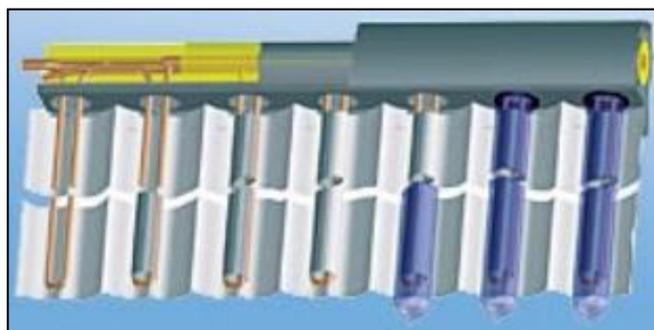
**El reflector CPC.-** Para aumentar la eficacia de los tubos de vacío, detrás de éstos se encuentra un reflector CPC (CompoundParabolicConcentrator) resistente a la intemperie y altamente reflectante. Su geometría especial del reflector garantiza una incidencia de la luz solar directa y difusa en el absorbedor, incluso en los ángulos de irradiación desfavorables.



**Figura 2. 6**Esquema del reflector CPC CompoundParabolicConcentrator.

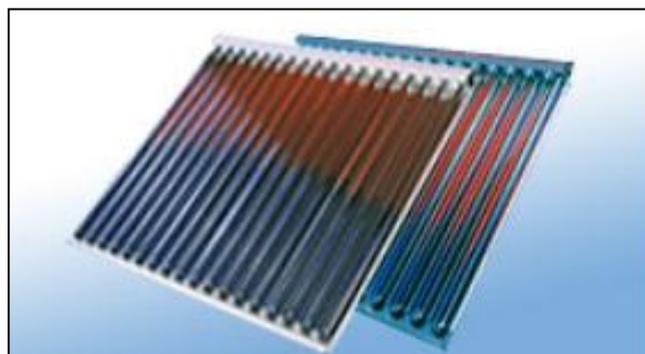
**Caja recolectora y unidad transmisora de calor.-** En la caja recolectora se encuentran los tubos de recolección y distribución. La conexión de alimentación o retorno puede realizarse tanto a la izquierda como a la derecha.

En cada tubo de vacío se encuentra un tubo en U de flujo directo, unido al tubo de recolección o distribución de tal forma que cada tubo presenta la idéntica resistencia hidráulica. Éste tubo en U se aprieta contra la parte interior de los tubos de vacío con la chapa deflectora de calor. Por el interior de los tubos metálicos circula un fluido que al ser calentado se evapora trasladándose a la parte superior, luego intercambia su calor con el agua y se condensa retornando hacia la parte inferior.



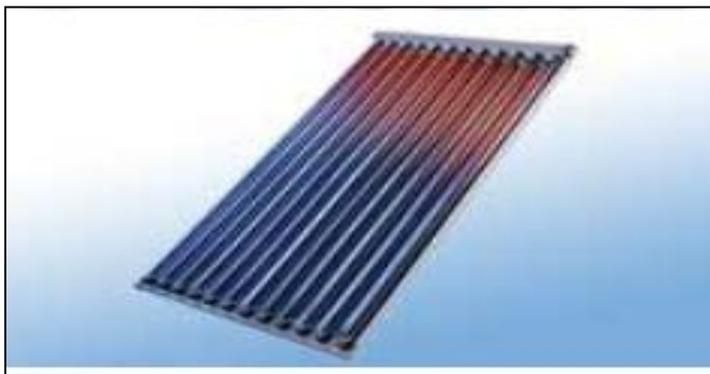
**Figura 2. 7Caja recolectora y unidad de transmisión de calor**

Colectores de tubos de vacío de la serie CPC OEM y CPC INOX, desarrollados especialmente para el calentamiento del agua y la calefacción de apoyo a través de la energía solar con una superficie de apertura de 1,0, 2,0 y 3,0  $m^2$ .



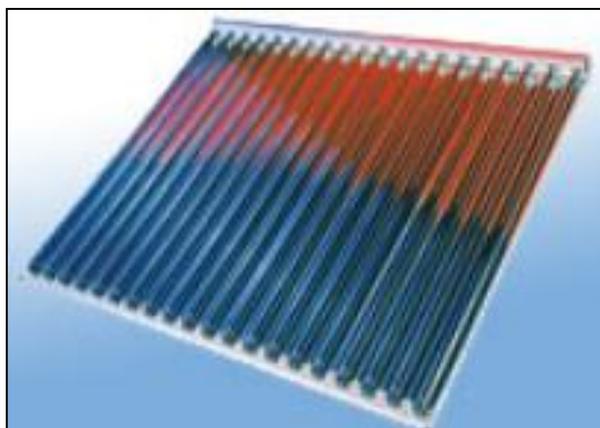
**Figura 2. 8Colector solar de tubos de vacío CPC OEM.**

Colectores de tubos de vacío de la serie CPC XL INOX se pueden usar tanto para el calentamiento del agua como para la calefacción de apoyo a través de la energía solar. La diferencia respecto al CPC INOX es el tubo de que es más largo de 400 mm. Se puede escoger entre superficies de apertura de 1,28 y 2,56 m<sup>2</sup>.



**Figura 2. 9**Colector solar de tubos de vacío CPC XL OEM.

Colectores de tubos de vacío de la serie CPC - INOX especialmente indicados para un calentamiento de agua más ahorrativo. Ha sido desarrollado especialmente para el calentamiento de agua en viviendas unifamiliares. Se puede emplear como colector aislado, sin acoplarse a otros módulos. Con sus prácticos tamaños de módulo de 3,2 y 4,0 m<sup>2</sup> de superficie de apertura, es tremendamente eficiente y además fácil de manejar, lo cual facilita enormemente su montaje.



**Figura 2. 10**Colector solar de tubos de vacío CPC W OEM.

El colector de tubos de vacío OEM, sin reflector CPC, ha sido especialmente desarrollado para aquellos ámbitos de aplicación que requieren un montaje horizontal. Éste colector se ofrece con una superficie de apertura de 1,33 m<sup>2</sup> y puede conectarse en serie con varios módulos.



**Figura 2. 11** Colector solar de tubos de vacío OEM.

#### **2.5.1.2 Acumulador solar o depósito solar.**

Es el depósito en el que se acumula el agua calentada por el sol, está formado por dos cilindros concéntricos uno interior y otro exterior entre éstos dos cilindros existe un material aislante generalmente espuma de poliuretano, éste tanque permite las conexiones de agua caliente y fría así como las interconexiones mediante juntas estandarizadas.

#### **2.5.1.3 Estructura soporte.**

Es la estructura sobre la que se apoya el captador solar, debe garantizar estabilidad y soportar las máximas cargas que se puedan presentar en la vida útil del equipo por otra parte debe estar diseñada de tal forma que permita la inclinación óptima para la mayor eficiencia de equipo.

#### 2.5.1.4 Accesorios y tuberías de interconexión.

**Purgador de aire.**-Dispositivo que permite la salida del aire acumulado en el circuito.

Puede ser manual o automático.

**Válvula de seguridad.**- Dispositivo que limita la presión máxima del circuito.

**Válvula antirretorno.**- Dispositivo que permite interrumpir el paso de fluido en un sentido.

**Válvula de corte.**Dispositivo que interrumpe el paso de fluido en un circuito.

**Tuberías de interconexión.**-Son las tuberías que unen al acumulador solar con el panel, también se refiere a las uniones del sistema con las acometidas de agua de la vivienda, los materiales que conforman la instalación de un sistema de energía solar térmica, deben soportar las máximas temperaturas y presiones que puedan alcanzarse.

#### 2.5.1.5 Esquema de un sistema solar térmico y sus accesorios mínimos.

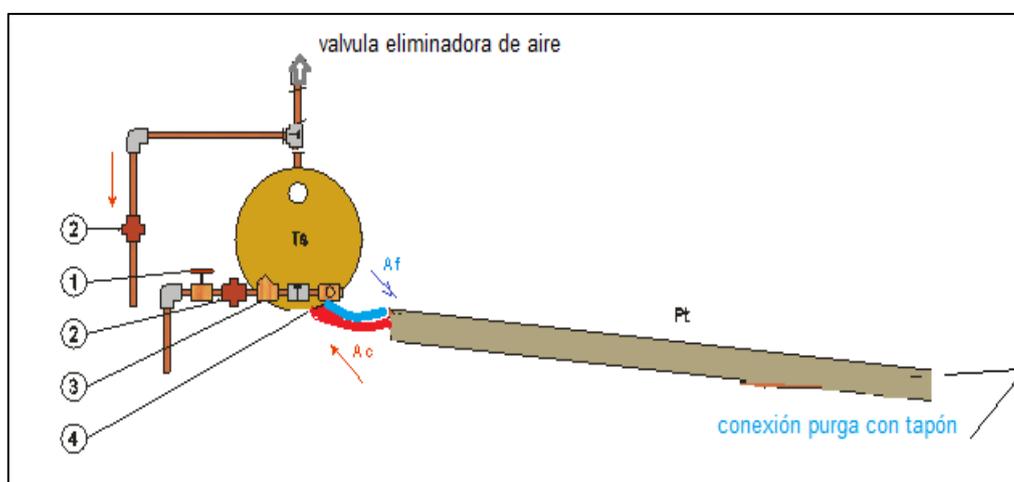


Figura 2. 12 Esquema de un sistema solar térmico y sus accesorios mínimos [4].

Donde:

- Pt: Colector solar.
- Ts: Acumulador solar o depósito solar.

- Válvula de corte.
- Unión universal.
- Válvula check.
- Válvula de seguridad.
- AF: Agua fría.
- AC: Agua caliente.

### **2.5.2 Tipos de instalaciones solares térmicas [5].**

***Instalación solar sin apoyo.***- Instalación solar térmica sin fuente térmica de apoyo, es decir la energía utilizada para calentar el agua proviene únicamente de la irradiación solar.

***Instalación solar con apoyo.***- Instalación solar térmica que utiliza de manera integrada la energía solar y la energía de apoyo, para satisfacer la carga térmica de la instalación con independencia de la disponibilidad de energía solar.

***Instalación solar para precalentamiento.***- Instalación solar térmica para precalentar el agua o el aire antes de su entrada en cualquier otro sistema para calentar el agua o el aire.

***Instalación con captador y depósito integrado.***- Instalación solar térmica en el cual el captador funciona también como un acumulador térmico (generalmente mediante agua).

***Instalación con circulación.***- Instalación en la que durante los períodos de funcionamiento, el fluido portador circula entre el captador y acumulador o un intercambiador de calor.

***Instalación por termosifón.***- Instalación que utiliza únicamente los cambios de densidad del fluido portador, para conseguir su circulación entre el captador y el acumulador o entre el captador y el intercambiador de calor.

***Instalación con circulación forzada.***- Instalación que utiliza una bomba para hacer circular el fluido entre captadores o entre el captador y el acumulador o intercambiador de calor.

***Instalación con circuito directo.***- Instalación solar térmica en la cual el agua caliente que será utilizada o consumida por el usuario pasa directamente a través del captador.

***Instalación con circuito indirecto.***- Instalación solar térmica en la cual un fluido portador diferente del agua que utiliza o consume el usuario, circula a través de los captadores.

***Instalación con circuito cerrado.***- Instalación en la que el fluido portador no está en contacto con la atmósfera.

***Instalación con circuito abierto.***- Instalación en la cual el fluido portador está en amplio contacto con la atmósfera.

***Instalación con circuito ventilado.***- Instalación en la cual el contacto entre el fluido portador y la atmósfera está restringido a la superficie libre de un vaso de expansión o a una tubería de ventilación abierta a la atmósfera.

***Instalación solar compacta.***- Instalación en la que el acumulador está montado directamente con el captador en una estructura común.

***Instalación con almacenamiento separado.***- Instalación en la que el acumulador está separado del captador y situado a cierta distancia de éste.

***Instalación con acumulador lleno.***- Instalación en la que siempre el acumulador permanece lleno con el fluido portador

***Instalación solar con drenaje interior.***- Instalación solar térmica en la que como parte del ciclo de funcionamiento normal el fluido portador es drenado desde el captador solar a un depósito de almacenamiento cuando la bomba se para, y vuelve a llenar el captador cuando la bomba se activa de nuevo.

***Instalación con drenaje exterior.***- Instalación solar térmica con circuito directo en la que los captadores pueden vaciarse de agua, que se envía al desagüe generalmente para evitar su congelación.

## **2.6 Datos climatológicos para el dimensionado de instalaciones solares térmicas.**

Los valores climatológicos empleados en el cálculo de las instalaciones solares térmicas podrían ser muy diversos dependiendo de las fuentes de referencia empleadas, con el fin de que los datos de partida sean homogéneos se tomará como referencia la norma UNE 94003:2007[5], en razón de no existir una norma oficial. Con esto se pretende desaparecer la situación actual de falta de homogeneidad que no favorecen a los actores involucrados en el sector como profesionales o usuarios.

### **2.6.1 Irradiación global diaria media mensual sobre superficie horizontal**

En la tabla 2.8 se indican los valores de irradiación global diaria media mensual sobre superficie horizontal para las diferentes capitales de las provincias ecuatorianas.

### **2.6.2 Irradiación global diaria media mensual sobre superficie inclinada**

Los datos de irradiación sobre cualquier superficie inclinada se deben obtener a partir de los datos de irradiación indicados en la tabla 2.6, se sugiere seguir el método descrito para determinar la irradiación global media mensual del presente trabajo, el cual consiste en determinar primero la radiación solar extraterrestre, mediante el cálculo del índice de transparencia para posteriormente cuantificar cada una de las tres componentes de la radiación global, es decir emplear fórmulas que están en función del índice de transparencia y del ángulo de inclinación de la superficie captadora la radiación difusa, directa y reflejada.

**Tabla 2. 8Irradiación global diaria media mensual sobre superficie horizontal (MJ/m<sup>2</sup>).**

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Ambato	16,7	16,4	16,4	15,9	15,8	14,3	15	16,2	16,2	18	18	17,3
Azogues	16,1	15,4	15,7	15,4	16,4	15,5	18	17,6	16,5	17	17	17,1
Babahoyo	13,2	14,3	15,7	15,5	13,7	11,7	12	13,3	13,6	13	13	13,4
Cuenca	16,5	16,5	16,4	15,4	15,3	14,1	15	15,8	15,8	17	18	17,9
Esmeraldas	12,6	13,4	14,9	13,9	12,5	12,3	13	13,1	12,2	14	15	12,7
Guaranda	11,8	12,5	13,8	13,1	12	10,8	12	12,3	12,2	13	12	12,2
Guayaquil	14,4	15	16,8	16,5	16,4	13,9	15	16,2	16,8	16	16	16
Ibarra	16,2	15,8	15,4	15,4	16,1	15,4	17	17,8	16,5	17	16	15,9
Latacunga	16,2	15,6	15,4	14,4	15,1	14,8	16	16,5	16,1	17	16	16,1
Loja	14,6	15,2	15	14,6	15,4	13,9	15	15,6	15,7	17	18	16,6
Macas	15	15	14,6	14,1	15,4	12,6	14	13,3	15	16	17	15,2
Machala	15,9	17,3	18	16,4	17,2	14,4	13	15	13,6	14	14	16,9
Nueva Loja	16,3	15,6	15	13,8	14,2	13,1	14	16,3	16,5	17	16	16,1
Portoviejo	12,2	13,9	14,9	15,8	15,4	12,3	14	14,9	15,9	16	14	14,7
Puerto Francisco de Orellana	17	16,4	14,6	14,1	14,5	13,4	15	15,6	16,9	17	17	16,1
Puerto Vaquerizo Moreno	17,8	16,7	17,2	16,3	17,4	16,9	20	19,7	17,6	19	19	18,5
Puyo	12,8	12,8	13,1	12,7	13,3	12,4	13	14,4	14,4	16	15	14
Quito	17,8	16,7	17,2	16,3	17,4	16,9	20	19,7	17,6	19	19	18,5
Riobamba	24,5	22,7	27,4	27,4	26,7	22,4	25	25,7	23,6	26	17	25,2
Santa Elena	16,8	18,6	18,7	18,6	17,7	14,5	13	13,3	12,2	13	14	17,5
Santo Domingo	11,3	12,6	13,8	13,5	12,6	11,2	13	12,6	12,2	13	12	11,7
Tena	14,8	17	16,1	17,7	15,3	12,5	13	13,1	12,2	14	14	15
Tulcán	14,5	14,7	14,5	13,8	14,8	14,1	15	15,5	15	15	15	13,8
Zamora	15,2	14,8	15,3	14,6	15,5	14,4	18,2	18,7	18,2	18,8	18,3	16,6

Fuente: CENSOL Versión 5.

### **2.6.3 Temperatura ambiente.**

La temperatura ambiente diaria media mensual de las capitales de las provincias se debe tomar de la tabla 2.9, éstos valores corresponden a temperaturas promedio del día central de cada mes, para su cuantificación se sigue un procedimiento estadístico, los valores mostrados en la siguiente tabla fueron obtenidos de una base de datos mundial.

**Tabla 2. 9** Altura de referencia (m) y temperatura ambiente diaria media mensual (°C) para las capitales de provincia [6].

	Altura referencial	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Ambato	2600	15	15	15	14	14	13	13	13	13	15	15	15
Azogues	3076	10	10	10	12	11	10	10	9	11	10	9	10
Babahoyo	5	25	26	26	26	25	24	23	23	24	24	24	26
Cuenca	2527	15	15	15	15	14	13	13	12	14	15	14	15
Esmeraldas	7	26	26	26	26	26	26	25	25	25	26	26	26
Guaranda	2668	14	14	14	14	14	13	13	13	13	14	15	14
Guayaquil	9	27	27	27	27	27	25	25	25	25	25	26	27
Ibarra	2228	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
Latacunga	2785	13	13	13	13	13	12	12	12	12	13	13	13
Loja	2040	15	15	16	16	16	15	14	15	15	16	16	16
Macas	1050	20	19	20	21	21	20	19	20	20	20	20	20
Machala	4	27	27	27	27	27	25	25	25	25	25	26	27
Nueva Loja	299	28	27	28	24	24	23	22	23	23	28	28	28
Portoviejo	36	26	26	26	26	25	25	24	24	24	24	24	25
Francisco de Orellana	527	25	24	25	23	23	22	21	22	22	25	25	25
Vaquerizo Moreno	6	25	25	25	25	25	23	22	21	21	22	22	23
Puyo	950	21	20	21	21	21	20	19	20	20	21	21	21
Quito	2811	14	14	14	15	14	14	14	14	14	14	14	14
Riobamba	2796	13	13	13	13	13	12	12	12	12	13	14	13
Santa Elena	10	25	25	25	25	23	22	21	20	20	21	21	23
Santo	2178	22	22	23	23	22	22	21	21	21	21	21	21
Tena	527	25	24	25	23	23	22	21	22	22	25	25	25
Tulcán	2960	10	11	11	11	10	10	9	9	10	10	11	11
Zamora	8	25	25	26	25	23	22	21	20	20	21	22	23

#### **2.6.4 Corrección para las localidades que no sean capitales de la provincia [5].**

Para cualquier cantón, parroquia o comunidad la temperatura ambiente diaria media mensual ( $T_{ambY}$ ) se debe obtener a partir de la temperatura ambiente diaria media mensual de la capital de su provincia ( $T_{ambCP}$ ) aplicando la expresión:

$$T_{ambY} = T_{ambCP} - B \cdot \Delta z \quad (2.20)$$

$\Delta z$ : Es la diferencia de altura, expresada en metros, entre la localidad Y y la altura de referencia de la capital de la provincia de dicha localidad, la diferencia de altura será positiva si la localidad Y está a mayor altura que su capital.

B: Es una constante que toma los siguientes valores:

B=0.010 Para los meses de octubre a marzo.

B=0.005 Para los mese de abril a septiembre.

## **2.7 Cálculo de la demanda de de energía térmica [5].**

A continuación se muestra los valores de referencia de consumo de agua caliente sanitaria y temperaturas de diseño necesarias para el cálculo de demanda de energía térmica en las instalaciones de producción de agua caliente sanitaria.

### **2.7.1 Términos y definiciones.**

***Agua fría.-*** Agua potable de consumo público utilizada en las instalaciones, que no ha sido sometida a ningún proceso de calentamiento, y que es suministrada a través de la red de distribución del sistema de abastecimiento.

***Agua Caliente Sanitaria.-*** Agua fría que ha sido sometida a un proceso de calentamiento y que se la usa con fines sanitarios.

***Consumo de agua caliente sanitaria.-*** Cantidad de agua caliente sanitaria gastada en un periodo de tiempo. Siempre está asociada a una temperatura de referencia.

***Demanda de energía térmica.-*** Energía térmica requerida por el consumo de agua caliente sanitaria

***Calor específico a presión constante del agua.-*** Cantidad de energía necesaria para elevar 1°C la temperatura de un kilogramo de agua. Se considerará un valor constante de 4186 J/kg °C.

***Temperatura de agua fría.-*** Temperatura del agua de la red de distribución de los sistemas de abastecimiento de agua fría.

**Temperatura de preparación.-** Temperatura de diseño en el sistema de apoyo de agua caliente sanitaria.

**Temperatura de distribución.-** Temperatura de diseño en el sistema de distribución de agua de agua caliente sanitaria a la que acondiciona el agua caliente sanitaria del sistema de preparación consumo.

**Temperatura de referencia.-** Temperatura a la que se considera o vincula el consumo de agua caliente sanitaria. En la figura 2.13 se representan, de forma esquemática, las diferentes temperaturas de agua, en una de las posibles configuraciones de las instalaciones solares térmicas para su reparto o distribución a los distintos puntos de consumo.

**Temperatura de uso.-** Temperatura del agua caliente sanitaria en los puntos de consumo.

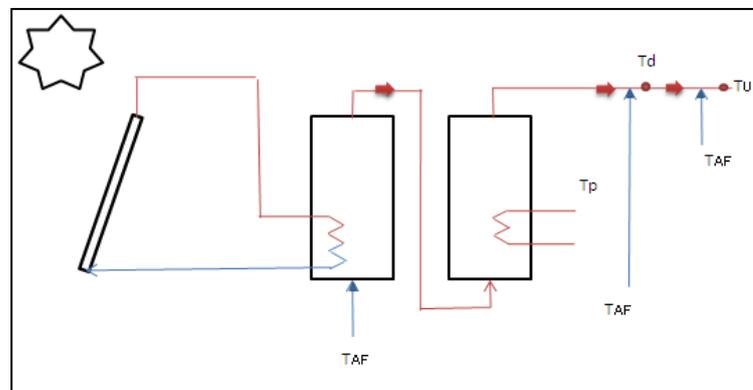


Figura 2. 13 Temperatura de preparación, distribución y uso [5].

### 2.7.2 Símbolos y unidades.

AF Agua fría.

ACS Agua caliente sanitaria

$Q_{ACS}$  Consumo de agua caliente sanitaria.lt/día.

$D_{ACS}$  Demanda de energía térmica para agua caliente sanitaria. J/día.

$C_p$  Calor específico a presión constante del agua. J/kg °C.

$\rho$  Densidad del agua kg/l.

$T_{AF}$  Temperatura de agua fría °C.

$T_p$  Temperatura de preparación °C.

$T_d$  Temperatura de distribución °C.

$T_u$  Temperatura de uso °C.

$T_{ref}$  Temperatura de referencia. °C.

### **2.7.3 Parámetros de cálculo [5].**

#### **2.7.3.1 Demanda de energía térmica.**

La demanda de energía térmica se calcula a partir de la expresión:

$$D_{ACS} = Q_{ACS}(T_{ref}) \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{ref} - T_{AF}) \quad (2.21)$$

Donde

$Q_{ACS}(T_{ref})$ : Es el consumo diario de agua caliente sanitaria a una temperatura de referencia  $T_{ref}$ .

$\rho$ : Es la densidad del agua.

$C_p$ : Es el calor específico del agua a presión constante.

$T_{ref}$ : Es la temperatura de referencia del agua caliente sanitaria (45°C).

$T_{AF}$ : Es la temperatura del agua de la red.

#### **2.7.3.2 Consumo de agua caliente.**

En instalaciones de producción de agua caliente en las que no se disponga de datos, se utilizarán para el diseño los valores expresados en la Tabla 2.10, en la que se muestra el consumo unitario diario medio de agua caliente sanitaria a una temperatura de referencia de 45°C.

Tabla 2. 10 Consumo unitario diario medio [7].

Tipo de instalación.	Consumo [l / (per. Día) ]
Vivienda	40
Hospitales y clínicas	80
Ambulatorio y centro de salud	60
Hotel *****	100
Hotel****	80
Hotel***	60
Hotel/Hostal **	50
Camping	30
Hostal/Pensión*	40
Residencia (ancianos, estudiantes, etc.)	60
Centro penitenciario	40
Albergue	35
Vestuarios / Duchas colectivas.	30
Escuela sin duchas	6
Escuela con duchas	30
Cuarteles	40
Fabricas y talleres	30
Oficinas	3
Gimnasios	30
Restaurantes	12
Caferías	2

### 2.7.3.3 Consumo de agua caliente a otras temperaturas.

El consumo unitario diario medio de agua caliente sanitaria a una temperatura distinta a la de referencia se calcula de acuerdo con:

$$Q_{ACS}(T) = Q_{ACS}(T_{ref}) \frac{T_{ref} - T_{AF}}{T - T_{AF}} \quad (2.22)$$

Donde:

$Q_{ACS}(T)$ : Consumo de agua caliente sanitaria a temperatura T considerada.

$Q_{ACS}(T_{ref})$ : Consumo de agua caliente sanitaria a temperatura de referencia ( $T_{ref} 45^{\circ}C$ ).

T: Temperatura del agua caliente sanitaria diferente a la de referencia (45 °C).

### 2.7.3.4 Consumo total diario medio de agua caliente sanitaria.

Para viviendas se obtiene multiplicando el consumo unitario de la tabla 2.9 por el número de personas totales que ocupan la vivienda. En caso de que el número de usuarios no esté definido, se considerará 1.5 personas por cada dormitorio que se indique en el proyecto de vivienda.

En edificios de viviendas que dispongan de instalaciones centralizadas, el cálculo del consumo total de agua caliente considerará un factor de centralización (FC) que dependerá del número de viviendas (N) alimentadas por la misma instalación solar.

**Tabla 2. 11Tabla 2.11 - Valor del factor de centralización.**

Número de viviendas	N≤3	4≤N≤10	11≤N≤20	21≤N≤50	51≤N≤75	76≤N≤100	101≤N
FC	1	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75	0.70

Fuente: Norma UNE 94002 apartado 6.2.

### 2.7.4 Temperatura del agua fría [8].

La temperatura diaria media mensual de agua fría es generada a partir de los valores máximos y mínimos de temperatura ambiente según la siguiente expresión:

$$T_{AF} = \frac{T_{amb \max} + T_{amb \min}}{2} - \frac{T_{amb \max} - T_{amb \min}}{2} \cdot h \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{n-2}{12}\right) \quad (2.23)$$

Donde:

$T_{amb \max}$ : Temperatura ambiente diaria media mensual máxima registrada.

$T_{amb \min}$ : Temperatura ambiente diaria media mensual mínima registrada.

$h$ : Es igual a 1 en el hemisferio norte y -1 en el hemisferio sur.

$N$ : Es el mes del año siendo enero el mes 1.

De acuerdo a la ecuación 2.23 y según la tabla 2.8 se tienen los siguientes resultados:

**Tabla 2. 12** Altura de referencia (m) y temperatura (°C) diaria media mensual de agua fría para las capitales de provincia.

	Altura referencial	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Ambato	2600	14,9	15	15	15	14	14	13	13	13	14	14	15
Azogues	3076	11,8	12	12	11	11	9,8	9,2	9	9,2	9,8	11	11
Babahoyo	5	25,8	26	26	25	25	24	23	23	23	24	25	25
Cuenca	2527	14,8	15	15	14	14	13	12	12	12	13	14	14
Esmeraldas	7	25,9	26	26	26	26	25	25	25	25	25	26	26
Guaranda	2668	14,9	15	15	15	14	14	13	13	13	14	14	15
Guayaquil	9	26,9	27	27	27	26	26	25	25	25	26	26	27
Ibarra	2228	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
Latacunga	2785	12,9	13	13	13	13	12	12	12	12	12	13	13
Loja	2040	15,9	16	16	16	15	15	14	14	14	15	15	16
Macas	1050	20,9	21	21	21	20	20	19	19	19	20	20	21
Machala	4	26,9	27	27	27	26	26	25	25	25	26	26	27
Nueva Loja	299	27,6	28	28	27	25	24	22	22	22	24	25	27
Portoviejo	36	25,9	26	26	26	25	25	24	24	24	25	25	26
Francisco de Orellana	527	24,7	25	25	24	23	22	21	21	21	22	23	24
Vaquerizo Moreno	6	24,7	25	25	24	23	22	21	21	21	22	23	24
Puyo	950	20,9	21	21	21	20	20	19	19	19	20	20	21
Quito	2811	14,9	15	15	15	15	14	14	14	14	14	15	15
Riobamba	2796	13,9	14	14	14	13	13	12	12	12	13	13	14
Santa Elena	10	24,7	25	25	24	23	21	20	20	20	21	23	24
Santo Domingo	2178	22,9	23	23	23	22	22	21	21	21	22	22	23
Tena	527	24,7	25	25	24	23	22	21	21	21	22	23	24
Tulcán	2960	9,1	9	9,1	9,5	10	11	11	11	11	11	10	9,5
Zamora	8	25,6	26	26	25	23	22	20	20	20	22	23	25

#### **2.7.4.1 Corrección para localidades que no sean capitales de provincia [7].**

Para cualquier localidad Y que no sea capital de provincia la temperatura de agua fría diaria media mensual ( $T_{AFY}$ ) se obtiene a partir de la temperatura de agua fría diaria media mensual de su capital de provincia ( $T_{AFCP}$ ) aplicando la expresión:

$$T_{AFY} = T_{AFCP} - B \cdot \Delta z \quad (2.24)$$

$\Delta z$ : Es la diferencia de altura, expresada en metros, entre la localidad Y y la altura de referencia de la capital de la provincia de dicha localidad, la

diferencia de altura será positiva si la localidad Y está a mayor altura que su capital.

B: Es una constante que toma los valores:

$B = 0.0066$ : Para los meses de octubre a marzo.

$B = 0.0033$ : Para los mese de abril a septiembre.

## **2.8 Dimensionado de la superficie de captadores [7].**

La superficie total de captación solar está en función de la demanda energética o carga de consumo, es decir el área total depende de la masa de agua a ser calentada y de su temperatura final.

Por otra parte el rendimiento del captador solar, es un indicador de las pérdidas que se producen en el mismo, no toda la energía disponible (irradiación) es convertida en calor una parte de ésta energía es reflejada, se pierde en el ambiente o no es transmitida al fluido portador.

Un captador solar real tiene un rendimiento comprendido entre el 60 y el 80 %, en éste caso el área de captación deberá por una parte satisfacer la carga térmica y también considerar las pérdidas que se pueden presentar en el equipo térmico y en el propio captador.

El área necesaria está definida por el cociente entre la demanda energética anual y la energía anual neta disponible.

La demanda energética anual es la sumatoria de las demandas energéticas mensuales.

$$D_{ACS \text{ año}} = \sum Q_{ACS}(T_{ref}) \cdot N_{dias} \rho \cdot c_p \cdot (T_{ref} - T_{AF}) \quad (2.25)$$

$Q_{ACS}(T_{ref})$ : Es el consumo diario de agua caliente sanitaria a una temperatura de referencia  $T_{ref}$ .

- $N_{días}$ : Es el número de días del mes que se esté evaluando.
- $c_p$ : Calor específico del agua a presión constante.
- $T_{AF}$ : Temperatura diaria media mensual del agua de la red para el lugar en donde se va a instalar el equipo.

La energía anual neta disponible, está dada por la sumatoria del producto entre la irradiación global mensual sobre superficie inclinada, el rendimiento térmico del captador y un factor por pérdidas en el acumulador.

$$E_{neta\ anual} = \sum G_{dm\beta} \cdot N_{días} \cdot \eta \cdot k \quad (2.26)$$

Donde

- $G_{dm\beta}$ : Es la irradiación diaria media mensual sobre superficie inclinada.
- $N_{días}$ : Es el número de días del mes que se esté evaluando.
- $\eta$ : Rendimiento térmico del captador solar expresado en tanto por uno, se obtiene de una ecuación característica del equipo térmico solar.
- $k$ : factor de pérdidas producidas en el acumulador, si no se dispone de un dato diferente se asume un valor igual a 0.85.

El área de captación se expresa en la siguiente relación.

$$A_{cap} = \frac{D_{ACS\ año}}{E_{neta\ anual}} = \frac{\sum Q_{ACS}(T_{ref}) \cdot N_{días} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{ref} - T_{AF})}{\sum G_{dm\beta} \cdot N_{días} \cdot \eta \cdot k} \quad (2.27)$$

Donde

- $D_{ACS\ año}$ : Es la demanda de agua caliente sanitaria anual.
- $G_{dm\beta}$ : Irradiación diaria media mensual sobre superficie inclinada.
- $N_{días}$ : Es el número de días del mes que se esté evaluando.
- $\eta$ : Rendimiento térmico medio mensual del captador solar expresado en tanto por uno.

K: Factor de pérdidas producidas en el acumulador, si no se dispone de un dato diferente se asume un valor igual a 0.85.

Para determinar la eficiencia del colector solar se emplea la siguiente ecuación característica, los valores de  $a_1$  y  $a_2$  son valores intrínsecos del colector seleccionado

$$\eta = b - a_1 X + a_2 \cdot \frac{G_{dm\beta}}{H_{sol}} X^2 \quad (2.28)$$

Donde:

$$X = \frac{(T_{ref} - T_{amb})}{G_{dm\beta}/H_{sol}} \quad (2.29)$$

b: Es una constante igual a 0.717.

$a_1$ : Coeficiente de pérdidas primarias.

$a_2$ : Coeficiente de pérdidas secundarias.

$H_{sol}$ : Horas de sol diarias para el día central de cada mes en la localidad de interés.

El número de captadores necesarios se calcula con la siguiente ecuación:

$$N_{cap} = \frac{A_{cap}}{A_{abs.}} \quad (2.30)$$

Donde:

$N_{cap}$ : Es el número de captadores necesarios.

$A_{cap}$ : Es el área de captación solar necesaria para satisfacer la demanda energética.

$A_{abs.}$ : Es el área de absorción del captador solar seleccionado.

El área de captación disponible se calcula con la siguiente expresión:

$$A_{cap} = A_{abs} \times N_{cap} \quad (2.31)$$

Donde:

$N_{cap}$ : Es el número de captadores necesarios, aproximado al inmediato superior.

$A_{cap}$ : Es el área de captación disponible en la instalación.

$A_{abs.}$ : Es el área de absorción de cada captador solar seleccionado.

El porcentaje de sustitución, representa la fracción de consumo energético que es satisfecha por la energía solar. Para determinar el déficit energético en porcentaje frente a la demanda anual se usa la siguiente relación:

$$\text{Déficit de energía} = \frac{\Sigma \text{Déficit energético}}{\Sigma \text{Demanda energética}} * 100 \quad (2.32)$$

Donde:

Déficit energético: Es la diferencia entre demanda mensual de agua caliente sanitaria y la energía captada mensualmente, en el caso de resultar negativa se considerará igual a cero.

Demanda energética: Es la demanda mensual de agua caliente sanitaria.

El ahorro energético se determina con la siguiente expresión:

$$\text{Aporte solar}(\%) = 100 - \text{Déficit de energía}(\%) \quad (2.33)$$

## **2.9 Inclinación y orientación de los captadores solares [4].**

Por regla general los captadores solares ubicados en el hemisferio norte deben estar orientados hacia el sur y los captadores solares ubicados en el hemisferio sur deben estar orientados hacia el norte, en cuanto a la inclinación de los equipos se recomienda que los colectores formen un ángulo con respecto al suelo igual a la latitud del lugar donde serán instalados.

Para las condiciones geográficas de Ecuador los colectores solares deberían estar orientados hacia el norte los primeros seis meses del año y hacia el sur los siguientes seis meses, sin embargo esto no es posible ya que son colectores solares fijos por éste motivo se recomienda que se orienten la mitad de los colectores al norte y la otra mitad al sur, el acumulador esté situado a una distancia tal del captador que no produzca sombras sobre el mismo, sin embargo ésta distancia no deberá exceder los 30 cm.

Por otra parte según la teoría la inclinación óptima para nuestra latitud sería de cero grados, es decir el colector debería estar totalmente horizontal sin embargo esto no es aplicable para sistemas termosifónicos, ya que éstos equipos requieren una inclinación mínima de cinco grados para garantizar la circulación del fluido portador únicamente por diferencia de densidades.

## **2.10 Diseño del tanque de acumulación.**

### **2.10.1 Dimensionado del volumen del tanque acumulador [9].**

El volumen del tanque acumulador deberá ser mayor o igual al volumen de agua requerida diariamente y además deberá cumplir con las siguientes especificaciones:

1.- El cociente entre la carga de consumo y el área total de captadores estará comprendido entre los siguientes valores.

$$60 \leq \frac{M}{A_{cap}} \leq 100 \quad (2.34)$$

Donde:

M: Demanda energética total en litros/ (día. sistema).

La demanda energética o carga de consumo M se refiere al valor medio diario anual cuando el consumo sea constante a lo largo del año o a los valores medios diarios estivales cuando sea variable a lo largo del año.

2.- El volumen del acumulador cumplirá la siguiente condición.

$$0.8 \leq \frac{V}{M} \leq 1.2 \quad (2.35)$$

#### **2.10.1.1 Expansión térmica del fluido portador.**

El agua que ingresa al tanque acumulador ésta inicialmente a temperatura ambiente, al atravesar los captadores solares gana temperatura progresivamente hasta alcanzar su temperatura final, en éste proceso el fluido se expande, para evitar que el

agua desborde por la expansión térmica del fluido el tanque deberá ser llenado parcialmente por agua a temperatura ambiente, según la siguiente expresión:

$$V_{T\ amb} = \frac{\rho_{T\ final}}{\rho_{T\ amb}} V_{T\ final} \quad (2.36)$$

Donde:

$V_{T\ amb}$ : Es el volumen de agua a temperatura ambiente, con el que deberá ser llenado el tanque acumulador inicialmente.

$V_{T\ final}$ : Es el volumen del tanque acumulador o volumen del agua a temperatura de utilización.

$\rho_{T\ amb}$ : Es la densidad del agua a temperatura del agua de la red.

$\rho_{T\ final}$ : Es la densidad del agua a temperatura de utilización.

### **2.10.2Diseño mecánico del tanque acumulador [28].**

Para el diseño del tanque se requiere conocer al detalle algunos parámetros como las propiedades mecánicas del material a emplearse, la corrosión producida a lo largo de su vida útil, la presión de diseño y la eficiencia de la junta soldada, esto con el fin de calcular un factor óptimo de longitud el que determinará el diámetro y altura más adecuados para el cilindro que conformara el tanque de almacenamiento de agua caliente.

La siguiente ecuación permite determinar el factor óptimo de longitud según Pressurevesselhandbook[28].

$$F = \frac{P_{dis}}{C.A.S.E} \quad (2.37)$$

Donde:

F: Factor óptimo de longitud (1/in)

$P_{dis}$ : Presión de diseño (psi)

CA: Corrosión admisible (in)

S: Esfuerzo máximo permisible (psi)

E: Eficiencia de la junta (tanto por uno)

Con el factor óptimo y el volumen del tanque se determina el diámetro que deberá tener el tanque acumulador utilizando la siguiente figura:

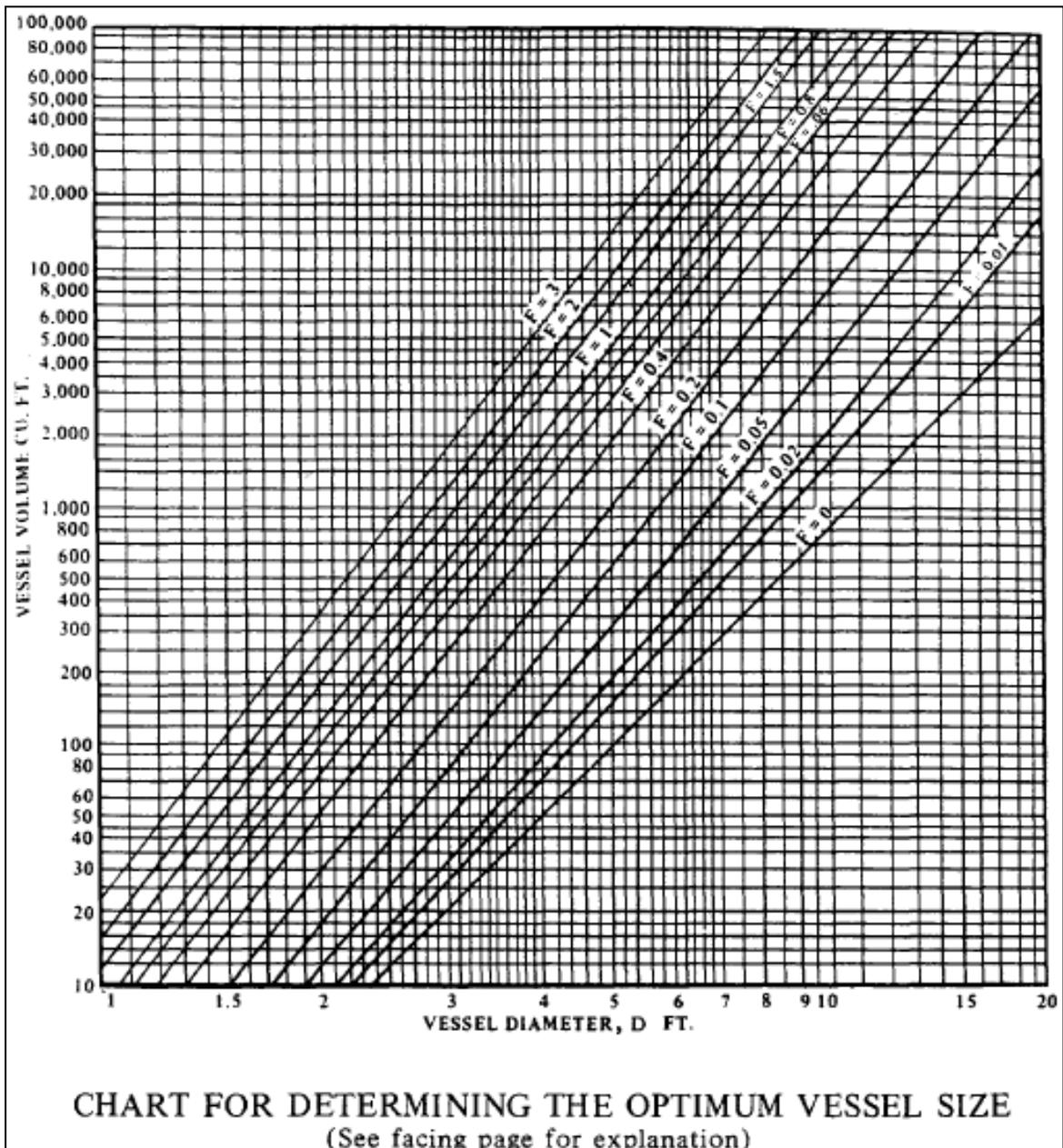


Figura 2. 14 Cuadro para determinar la dimensión óptima del tanque sometido a presión interna (Acero inoxidable) [28].

Una vez establecidas las dimensiones del tanque se determinará el espesor tanto de las paredes laterales como de las cabezas planas.

La presión de diseño del tanque acumulador está dada por la siguiente relación:

$$P_{\text{dis}} = P_{\text{operación}} + 30 \quad (2.38)$$

Para determinar el espesor de la lámina a ser utilizada en el cuerpo del tanque se utiliza la siguiente ecuación[27].

$$t_{\text{tanque}} = \frac{P_{\text{dis}} \cdot (R + CA)}{S \cdot E - 0.6 \cdot P_{\text{dis}}} + CA \quad (2.37)$$

Mientras que para determinar el espesor de las cabezas del tanque se usa la siguiente relación [27].

$$t_{\text{cabeza}} = \frac{P_{\text{dis}} \cdot [D + 2 \cdot CA]}{2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P_{\text{dis}}} + CA \quad (2.38)$$

Donde:

$t_{\text{tanque}}$ : Espesor de la pared del tanque (in).

$t_{\text{cabeza}}$ : Espesor de las cabezas del tanque (in).

$P_{\text{dis}}$ : Presión de diseño (psi)

CA: Corrosión admisible (in)

S: Esfuerzo máximo permisible (psi)

E: Eficiencia de la junta (tanto por uno)

R: Radio interno del tanque (in)

$P_{\text{operación}}$ : Presión de operación.

### **2.10.3 Determinación del espesor mínimo del aislante térmico del tanque .**

El aislamiento de los acumuladores cuya capacidad es inferior a los 300 litros, deberá tener un espesor mínimo de 30mm, para volúmenes superiores al mínimo será de 50 mm. Para acumuladores en el exterior con capacidad superior a los 2m<sup>3</sup>, el espesor mínimo será de 100 mm.

### **2.10.3.1 Determinación del calor máximo permisible perdido desde el tanque hacia el ambiente.**

La energía desprendida hacia el exterior será de:

$$E_{per} = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (2.40)$$

Donde:

$E_{per}$ : Energía cedida al ambiente exterior durante el transcurso de tiempo  $t$  (J).

$m$ : Masa del agua almacenada en el tanque (kg)

$C_p$ : Calor específico del agua a 60°C (J/kg.°C)

$\Delta T$ : Variación máxima admisible en la temperatura del agua (°C)

Esa cantidad de energía, será disipada en un transcurso de tiempo  $t$ , igual a la diferencia entre la hora del día en la que se alcanza la máxima temperatura y la hora del día siguiente en la que se usa el agua.

$$Q_{mad} = \frac{E_{per}}{t} \quad (2.41)$$

Donde:

$Q_{mad}$ : Es el calor máximo admisible desprendido desde el interior del tanque de almacenamiento aislado térmicamente (W)

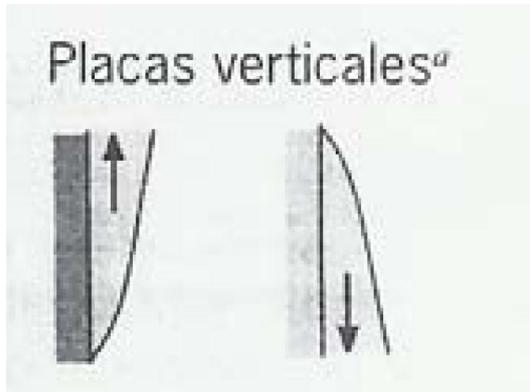
$E_{per}$ : Energía cedida al ambiente exterior durante el transcurso de tiempo  $t$  (J).

$t$ : Es el tiempo en el cual varía en 5°C la temperatura del agua almacenada.

### **2.10.3.2 Cálculo del calor perdido desde el tanque aislado térmicamente hacia el ambiente.**

El tanque acumulador pierde calor en dos direcciones la radial y la axial el calor total será igual a la sumatoria de éstas dos componentes, para determinar éstos valores parciales es necesario analizar cada pared por separado, teniendo en cuenta las condiciones del entorno, del fluido almacenado y los materiales del tanque, en condiciones de convección natural se usan las siguientes relaciones para determinar el coeficiente convectivo de cada pared, según corresponda.

**Correlaciones útiles para flujos de convección libre [15].**

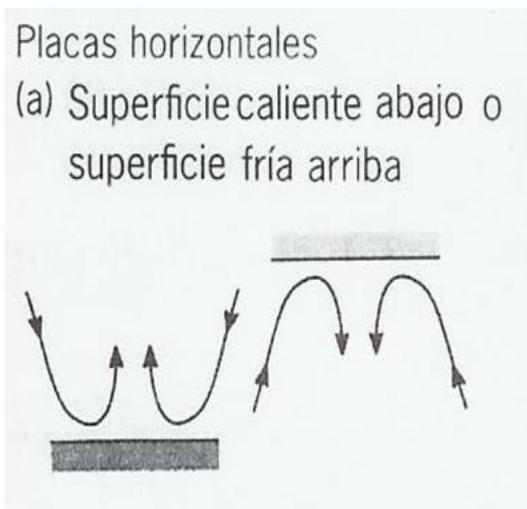


**Figura 2. 15** Convección natural en placas verticales

$$Nu^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{2/7}} \quad (2.42)$$

La correlación se puede aplicar a un

cilindro vertical sí:  $\frac{D}{L} \geq \frac{35}{Gr_x^{0.25}} \quad (2.43)$



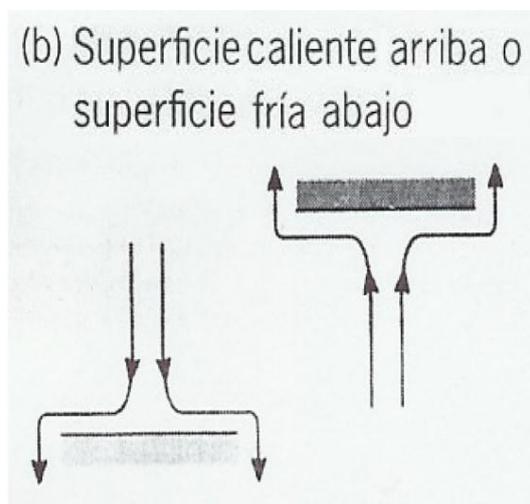
**Figura 2. 16** Convección natural en placas horizontales.

$$Nu = 0,54(Ra^{\frac{1}{4}}) \quad (2.44)$$

Válida para:  $10^4 < Ra < 10^7$

$$Nu = 0,15(Ra^{\frac{1}{3}}) \quad (2.45)$$

Válida para:  $10^7 < Ra < 10^{11}$



**Figura 2. 17** Convección natural en placas horizontales.

$$Nu = 0,27(Ra^{\frac{1}{4}}) \quad (2.46)$$

Válida para:  $10^5 < Ra < 10^{10}$

Donde:

$Nu$ : Es el número de Nusselt.

$Pr$ : Es el número de Prandtl

$Ra$ : Es el número de Rayleigh.

El número de Prandtl se calcula con la siguiente expresión:

$$Pr = \frac{\mu_{agua} \cdot C_{p\ agua}}{K_{agua}} \quad (2.47)$$

Donde:

$\mu_{agua}$ : Es la viscosidad dinámica del agua a temperatura de utilización.

$C_{p\ agua}$ : Calor específico del agua a temperatura de utilización.

$K_{agua}$ : Conductividad térmica del fluido.

El número de Rayleigh se define como:

$$Ra_x = Gr_x Pr \quad (2.48)$$

Donde:

$Gr_x$ : Es el número de Grashof asociado a un cierto punto  $x$  de la superficie sometida a estudio.

El número de Grashof se calcula con la siguiente expresión:

$$Gr_x = \frac{g\beta(T_{\infty}-T_s)L^3}{\nu^2} \quad (2.49)$$

Donde:

$g$ : Es la aceleración de la gravedad.

$\beta$ : Es el coeficiente de expansión térmica.

$T_s$ : Es la temperatura de la superficie (fría).

$T_{\infty}$ : Es la temperatura del agua (caliente) almacenada.

$L$ : Es una longitud característica.

$\nu$ : Es la viscosidad cinemática.

Para determinar el coeficiente de convección (h) se usa la siguiente relación [15]:

$$Nu = \frac{hL}{K} \quad (2.50)$$

Donde:

K: Conductividad térmica del fluido.

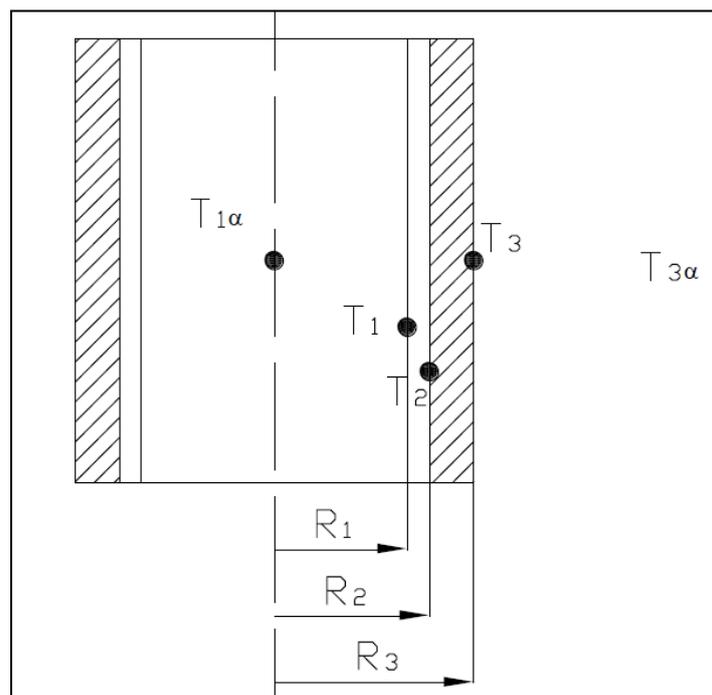
L: Es una longitud característica.

### *Cálculo del calor perdido hacia el exterior del tanque.*

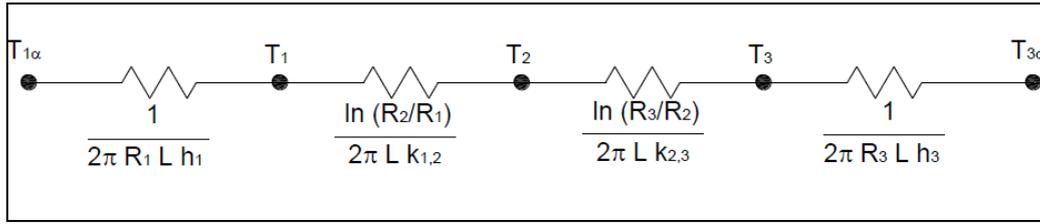
Para calcular la cantidad de calor que el agua almacenada se da hacia el ambiente consideraremos dos flujos de energía uno en la dirección radial y otro en la dirección axial respecto al cilindro el calor total será la sumatoria de éstos valores parciales.

### *Cálculo del calor en la dirección radial.*

Se considerará cuatro resistencias para el flujo de calor, en el siguiente diagrama se puede observar el rango de temperaturas según las posiciones de los puntos de referencia, a continuación se muestra una analogía eléctrica a la transferencia de calor.



**Figura 2. 18** Corte longitudinal de tanque de almacenamiento aislado térmicamente.



**Figura 2. 19** Analogía eléctrica de la transferencia de calor en la dirección radial del tanque.

El calor que fluye desde el interior del tanque (dirección radial) hacia el ambiente está definido por [14]:

$$Q = \frac{T_{1\infty} - T_{3\infty}}{Res_0 + Res_1 + Res_2 + Res_3} \quad (2.51)$$

Donde:

$T_{1\infty}$ : Temperatura del agua caliente sanitaria.

$T_{3\infty}$ : Temperatura ambiente.

$$Res_0 = \frac{1}{2\pi R_1 L h_1}: \text{Resistencia a la convección en el interior del tanque.} \quad (2.52)$$

$$Res_1 = \frac{\ln \frac{R_2}{R_1}}{2\pi k_{1,2} L}: \text{Resistencia térmica de conducción del cuerpo del tanque} \quad (2.53)$$

$$Res_2 = \frac{\ln \frac{R_3}{R_2}}{2\pi k_{2,3} L}: \text{Resistencia térmica de conducción del aislante.} \quad (2.54)$$

$$Res_3 = \frac{1}{2\pi R_3 L h_2}: \text{Resistencia térmica a la convección en el exterior del tanque.} \quad (2.55)$$

Reemplazando las ecuaciones de la 2.52 a la 2.55 en la ecuación 2.51 se obtiene:

$$Q = \frac{T_{1\infty} - T_{3\infty}}{\frac{1}{2\pi R_1 L h_1} + \frac{\ln \frac{R_2}{R_1}}{2\pi k_{1,2} L} + \frac{\ln \frac{R_3}{R_2}}{2\pi k_{2,3} L} + \frac{1}{2\pi R_3 L h_2}} \quad (2.56)$$

### ***Cálculo del calor en la dirección axial.***

El calor disipado en la dirección axial se subdivide en dos componentes la primera corresponde al calor que se pierde por la cabeza superior mientras que la segunda corresponde al calor disipado por la parte inferior. A continuación se muestra el

esquema tanto para la cabeza superior como para la inferior, las correlaciones usadas son las mismas en ambos casos.

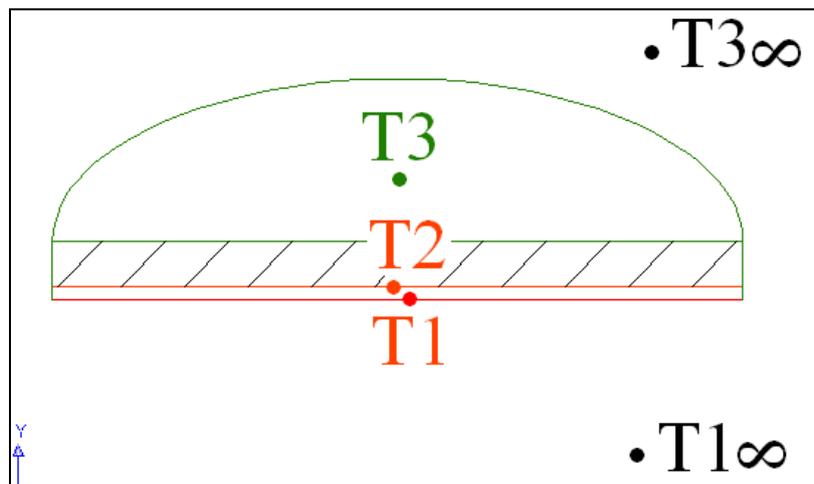


Figura 2. 20 Corte longitudinal de tanque de almacenamiento (cabeza superior) aislado térmicamente.

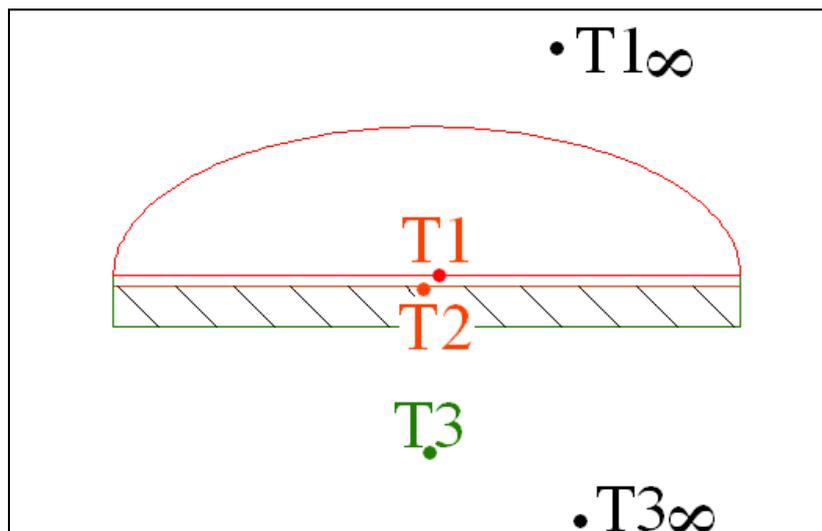


Figura 2. 21 Corte longitudinal de tanque de almacenamiento (cabeza inferior) aislado térmicamente.

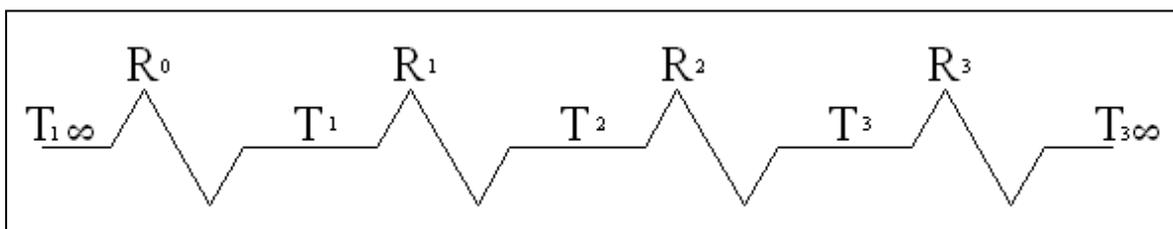


Figura 2. 22 Analogía eléctrica de la transferencia de calor en la dirección axial (cabeza superior) del tanque.

$$Q = \frac{T_{1\infty} - T_{3\infty}}{R_{es0} + R_{es1} + R_{es2} + R_{es3}} \quad (2.57)$$

Donde:

$T_{1\infty}$ : Temperatura del agua caliente sanitaria.

$T_{3\infty}$ : Temperatura ambiente.

$$R_{es0} = \frac{1}{h_1 \pi R_1^2} : \text{Resistencia a la convección en el interior del tanque} \quad (2.58)$$

$$R_{es1} = \frac{L_1}{k_{1,2} \pi R_1^2} : \text{Resistencia térmica de conducción para del acero inoxidable.} \quad (2.59)$$

$$R_{es2} = \frac{L_2}{k_{2,3} \pi R_1^2} : \text{Resistencia térmica de conducción del aislante.} \quad (2.60)$$

$$R_{es3} = \frac{1}{h_2 \pi R_1^2} : \text{Resistencia térmica a la convección en el exterior del tanque} \quad (2.61)$$

Reemplazando las ecuaciones de la 2.58 a la 2.61 en la ecuación 2.57:

$$Q = \frac{T_{1\infty} - T_{3\infty}}{\frac{1}{h_1 \pi R_1^2} + \frac{L_1}{k_{1,2} \pi R_1^2} + \frac{L_2}{k_{2,3} \pi R_1^2} + \frac{1}{h_2 \pi R_1^2}} \quad (2.62)$$

### ***Cálculo del calor total disipado hacia el ambiente.***

El calor total es la sumatoria de todos los calores parciales es decir:

$$Q_{total} = Q_{radial} + Q_{axial superior} + Q_{axial inferior} \quad (2.63)$$

### ***Cálculo de la temperatura de las paredes del tanque.***

La temperatura entre los límites de una pared está determinada por la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{T_1 - T_2}{R_{es0}} \quad (2.64)$$

$$T_2 = T_1 - R_{es0} * Q \quad (2.65)$$

Donde:

$T_1$  y  $T_2$ : Son las temperaturas de los límites de una pared.

Q: Es el calor que fluye a través de la pared.

$Res_0$ : Es la resistencia al flujo de calor a través de la pared.

### **2.11 Selección de la configuración básica [9].**

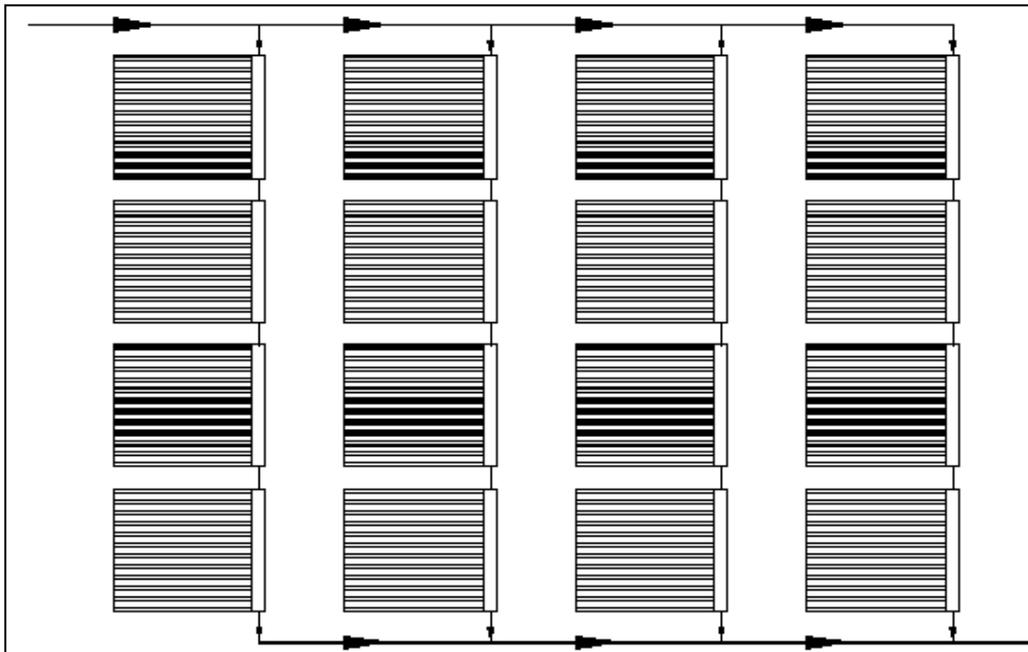
El tipo de instalación seleccionada estará en función de varios factores como por ejemplo:

- 1.- Disponibilidad de espacio.
- 2.- Factores climáticos como la presencia de heladas o temperaturas bajo cero.
- 3.- Dureza del agua.
- 4.-Requerimiento de caudal y temperatura del agua caliente.
- 5.-Infraestructura existente en el lugar de instalación.
- 6.-Tipo de configuración de las viviendas en donde se instalará el equipo térmico solar.

#### **2.11.1Diseño del sistema de captación.**

Para la interconexión entre los colectores se tienen tres opciones, éstos pueden estar conectados en serie, en paralelo o en una instalación mixta sin embargo la conexión en serie tiene algunos inconvenientes como el hecho de que el agua atraviesa todos los colectores para realizar un ciclo, venciendo una resistencia mayor para atravesar los circuitos, también en cada colector la temperatura del agua iría en aumento hasta llegar al último colector donde se producirían muchas pérdidas de calor, mientras que en una conexión en paralelo la resistencia generada por el paso del agua a través de los colectores solares es mucho menor, también se reducen las pérdidas de calor , sin embargo éstos efectos no son apreciables hasta en un número mayor de cuatro colectores solares conectados en serie [9], por ésta razón en general se recomienda realizar conexiones mixtas con bloques de cuatro colectores conectados en serie y cada

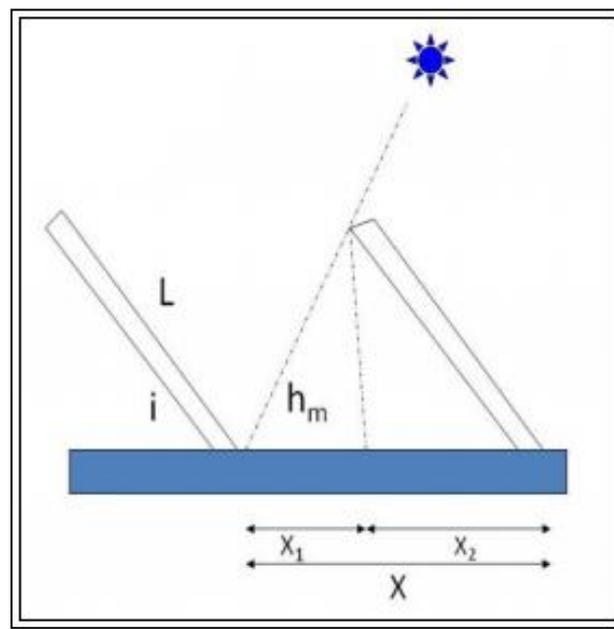
bloque puesto en paralelo con respecto a la configuración total, como se muestra en el siguiente esquema:



**Figura 2. 23** Conexión en circuito mixto con retorno invertido.

Se recomienda una conexión con retorno invertido para que todos los recorridos de tubería tengan una pérdida de carga idéntica

La separación mínima entre cada fila de colectores solares conectados en serie será:



**Figura 2. 24** Espaciamiento entre captadores.

$$X = L \left( \frac{\sin i}{\tan h_m} + \cos i \right) \quad (2.66)$$

Donde:

X: Espaciamiento mínimo entre captadores.

L: Es la longitud del captador solar.

i: Ángulo de inclinación de los captadores.

$h_m$ : Ángulo formado entre los rayos solares y el plano horizontal para los días en los cuales el sol está más bajo.

## **2.12 Diseño del circuito hidráulico [9].**

Los materiales empleados en las tuberías de interconexión deberán soportar las máximas temperaturas que se puedan presentar (temperatura de estancamiento).

El diseño del circuito hidráulico comprende el siguiente algoritmo:

**Esquema de línea de la instalación.-** Se especificará sobre los planos a escala del lugar, la ubicación de los captadores solares, el depósito, de acumulación, el grupo de bombeo y trazado de tuberías, éste esquema tendrá la información suficiente para realizar cálculos de dimensionado del equipo y mostrara secciones de tuberías.

**Determinación del caudal de diseño.-** Es función del área total de captadores solares instalados, su valor estará comprendido entre 0,7 y 1 l/min por  $m^2$  de colector solar, para sistemas interconectados en paralelo y para interconexiones en serie será ese mismo valor dividido para el número de captadores [9], es decir:

$$Q_{diseño} = \frac{1 * A_{abs}}{N_{cap}} \quad (2.67)$$

Donde:

$Q_{diseño}$ : Caudal que circula por los captadores solares puestos en serie  $\left(\frac{lt}{min}\right)$

$A_{abs}$ : Área de captación solar ( $m^2$ )

$N_{cap}$ : Número de captadores.

**Dimensionado de tuberías de conducción de agua caliente.**- La selección del diámetro de tubería a utilizar será tal que[9]:

- La velocidad de circulación del fluido será inferior a 2 m/s cuando la tubería pase por locales habitados y hasta 3m/s cuando el trazado sea por el exterior o por locales no habitados.
- Las pérdidas de carga unitaria en las tuberías nunca será superior a 40mm de columna de agua por metro lineal.

Para determinar el diámetro de tubería tal que la velocidad del fluido en su interior sea la que se imponga, el procedimiento es el siguiente:

$$V \cdot A = Q_{diseño} \quad (2.68)$$

Dónde:

V: Velocidad del fluido que circula por el interior de la tubería.

A: Área transversal de la tubería.

$Q_{diseño}$ : Caudal de diseño..

El área de una sección circular es:

$$A = \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} \quad (2.69)$$

Dónde:

$\phi$ : Es el diámetro interior de la tubería seleccionada.

Reemplazando la ecuación 2.69 en la ecuación 2.68 se tiene:

$$V \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} = Q \quad (2.70)$$

$$\phi = 2 \cdot \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot V}} \quad (2.71)$$

Los diámetros de tuberías comerciales tanto para acero galvanizado como para PVC y polipropileno siguen las siguientes especificaciones:

**Tabla 2. 13** Características para tubería de polipropileno según norma IRAM 13479 [12].

Medida	Esp. Pared (mm).	Ø Exterior (mm).	Ø Interior (mm).	Presión Nominal (kg/cm <sup>2</sup> )	Nº Filetes (NPT)
1/2"	3,4	21,3	14,5	10	máx.=10 min=8
3/4"	3,9	26,9	19,1	10	máx.=10 min=9
1"	4,9	33,7	23,9	10	Max=8 min=6
1 1/4"	5,7	42,2	30,8	10	Max=9 min=7
1 1/2"	6,3	48,2	35,6	10	Max=9 min=7
2"	7,5	60,3	45,3	10	Max=11 min=9
2 1/2"	9	76,1	58,1	10	Max=10 min=8
3"	10,3	88,9	68,3	10	Max=11 min=9
4"	12,7	114,3	88,9	10	Max=12 min=10

Para determinar las pérdidas de carga generadas en el interior de la tubería debido el rozamiento, se usará la ecuación de DarcyWeisbach[11]:

$$H_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (2.72)$$

Dónde:

$H_f$ : Pérdidas de presión producidas por longitud de tubería.

$f$ : Factor de fricción.

$L$ : Longitud de tubería.

$D$ : Diámetro interior de la tubería.

$V$ : Velocidad media del fluido.

El factor de fricción es función la rugosidad relativa y del número de Reynolds[11]:

$$f = f\left(\frac{\varepsilon}{D}; Re\right) \quad (2.73)$$

Dónde:

$\frac{\varepsilon}{D}$ : Es la rugosidad relativa.

$Re$ : Es el número de Reynolds.

El número de Reynolds se define como[11]:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (2.74)$$

Donde:

$\rho$ : Es la densidad del fluido.

$\mu$ : Es la viscosidad dinámica (absoluta) del fluido.

$\nu$ : Es la viscosidad cinemática del líquido.

Para determinar el factor de fricción  $f$  se emplea el diagrama de Moody, en el eje horizontal se ubica el número de Reynolds y en el eje vertical derecho la rugosidad relativa  $\frac{\epsilon}{D}$ , éste punto se traslada al eje vertical izquierdo en donde se lee el factor de fricción.

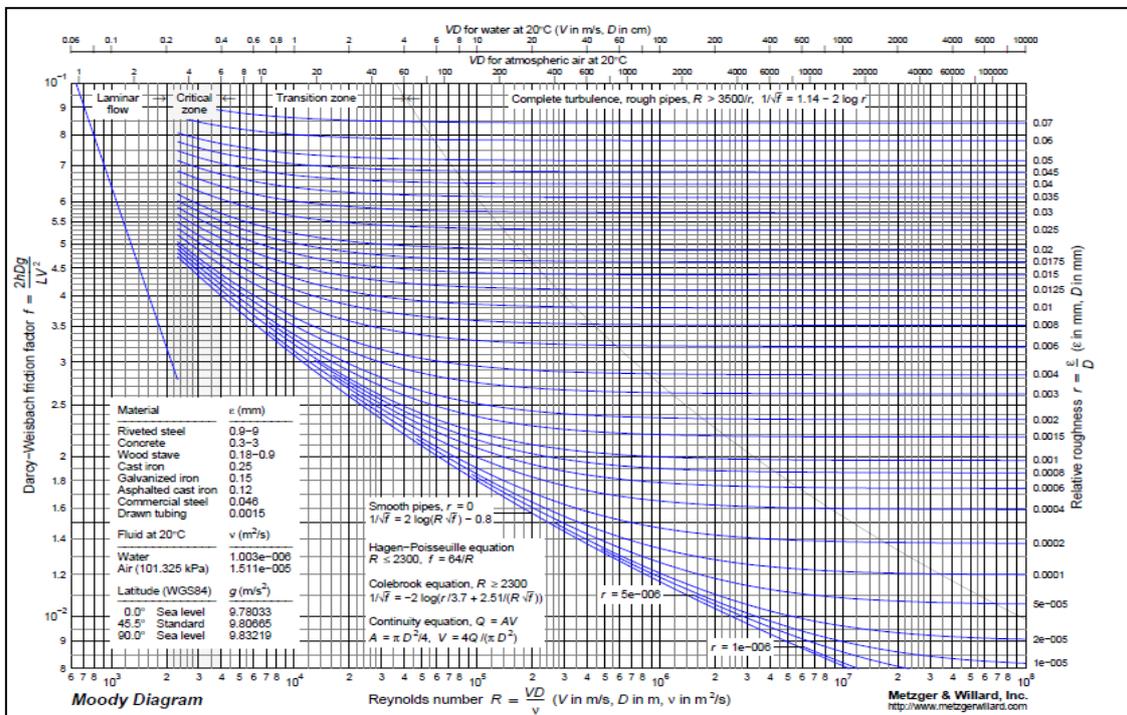


Figura 2. 25 Diagrama de Moody para determinar el factor de fricción producido por el flujo en tubos de sección circular [13].

El diagrama de Moody está elaborado en base a algunas ecuaciones según el régimen del fluido sea éste laminar o turbulento, para  $Re \geq 2300$  se usa la expresión de Colebrook [10]

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (2.75)$$

### **2.12.1 Diseño del circuito hidráulico con circulación forzada [9].**

Para un circuito con circulación forzada se deberá tener en cuenta las siguientes recomendaciones generales:

- 1.- Considerar la dilatación térmica de las tuberías instalando juntas de expansión.
- 2.-Las conexiones de las tuberías pueden hacerse roscadas para sistemas de baja presión, es aconsejable la utilización uniones universales que permitan el montaje y desmontaje de cada uno de los componentes del equipo térmico.
- 3.- Tener especial cuidado en la selección de materiales para las tuberías teniendo presente la compatibilidad de los mismos, es decir evitar la corrosión galvánica por mala selección de materiales.

La bomba se seleccionará de tal modo que el punto de funcionamiento determinado por el caudal y pérdida de carga de diseño se encuentre dentro de la zona de rendimiento óptimo especificado por el fabricante.

El proceso de selección de la bomba comprende el siguiente algoritmo:

1. Estimación de la potencia mínima que deberá tener la bomba para tener un parámetro que permita seleccionar grupo más reducido de entre las bombas existentes en el mercado.
2. Determinación de la curva-carga caudal del sistema.
3. Determinación de la curva carga-caudal de la bomba.
4. Sobreposición de las dos curvas anteriores, y determinación del punto de funcionamiento de la bomba el que deberá estar en la zona de mayor eficiencia.

Las pérdidas de carga en válvulas y accesorios se dan generalmente en función del coeficiente de resistencia  $K$  que indica la pérdida de altura de presión estática en una válvula, en función de la altura de velocidad o en longitud equivalente en diámetro de tubería  $L/D$ , que cause la misma pérdida de presión que la válvula[29].

De la fórmula de DarcyWeisbach, la pérdida de presión por una tubería es:

$$H_f = f \frac{L V^2}{D 2g}$$

Y la pérdida de presión por una válvula es:

$$H_f = K \frac{V^2}{2g} \quad (2.76)$$

Donde:

K: Es el coeficiente de resistencia para válvulas y accesorios.

$H_f$ : Pérdidas de presión producidas por longitud de tubería.

V: Velocidad media del fluido.

Por ello:

$$K = f \frac{L}{D} \quad (2.77)$$

Generalmente se expresa el valor de K como una función de  $f$  por ejemplo para un codo estándar de 90° se suele expresar  $K = 30f$ , si se hace una analogía de ésta expresión con la ecuación 3.53, se nota que el valor de 30 corresponde a  $\frac{L}{D}$

**Tabla 2. 14** Coeficientes de resistencia K y longitud equivalente por diámetro de tubería L/D, para algunos accesorios y válvulas. [29]

Accesorio	Factor K	$\frac{L}{D}$
Curva 90 r/d=1.5°	14f	14
Codo estándar 90	30f	30
Tee 90° flujo desviado	60f	60
Tee 90° flujo directo	20f	20
Unión universal	30f	30
Válvula de compuerta 100% abierta	8f	8
Válvula esférica 100% abierta	18f	18
Válvula de retención de disco oscilante (V. Check)	50f	50
Entradas de tubería con resalte al interior	0,78	19.5
Salidas de tubería con resalte	1	25

Para determinar la carga total que deberá vencer la bomba para hacer circular el agua en el circuito se emplea la ecuación de Bernoulli que se expresa con la siguiente relación:

$$\frac{v_2^2}{2g} + Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \sum hf = \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + H_B \quad (2.77)$$

$$H_B = \frac{1}{2g}(v_2^2 - v_1^2) + (Z_2 - Z_1) + \frac{1}{\gamma}(P_2 - P_1) + \sum hf \quad (2.78)$$

Donde:

$H_B$ : Altura de carga del sistema, o carga que deberá vencer la bomba

$Z_1$ : Altura estática de succión

$Z_2$ : Altura estática de descarga

$P_1$ : Presión de succión.

$P_2$ : Presión de descarga.

$v_1$ : Velocidad en la succión.

$v_2$ : Velocidad en la descarga.

$hf$ : Pérdida de energía en tubería y accesorios.

$g$ : Gravedad.

La potencia mínima de la bomba está dada por la siguiente expresión.

$$N_e = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_B}{\eta} \quad (2.79)$$

Donde:

$N_e$ : Potencia mínima de la bomba ( w)

$\gamma$ : Peso específico del agua en  $(\frac{kg}{m^3})$

$Q$ : Caudal de diseño  $(\frac{m^3}{s})$

$H_B$ : Carga que deberá vencer la bomba (m)

$\eta$ : Rendimiento de la bomba, ( $\eta \approx 0.25$  para bombas de baja potencia)

### **2.12.2 Diseño del circuito por termosifón [9].**

Para los sistemas de circulación natural se deberán tener en cuenta las siguientes recomendaciones generales:

- 1.- Los diámetros de la tubería deben ser mayores que en los sistemas de circulación forzada. Como regla general puede utilizarse el criterio de utilizar tubería de diámetros normalizados superior a las correspondientes de circulación forzada pero debe considerarse necesario un cálculo específico y detallado. En las tuberías de interconexión (flujo entre el captador y el acumulador) debe evitarse la instalación de filtros, válvulas antiretorno u otros accesorios que pudieren ser un obstáculo en el recorrido del fluido portador.
- 2.- Deben evitarse las tuberías horizontales y en todo caso colocarlas con una ligera inclinación, de al menos 3 %, y siempre en dirección hacia el acumulador.
- 3.- En el colector el flujo debe ser orientado en forma tal que favorezca el funcionamiento por termosifón, evitándose captadores con conductos horizontales o cambios complejos de dirección del flujo interno.

### **2.12.3 Selección de válvulas y accesorios [9].**

La selección de válvulas se realizará de acuerdo con la función que desempeñan y las condiciones extremas de funcionamiento tanto de presión como de temperatura de acuerdo a los siguientes criterios:

- 1.- Para la regulación del caudal de entrada al equipo se deberá usar válvula de compuerta.
- 2.- Para el vaciado, llenado y purga de aire se deberá usar válvula de esfera.
- 4.- Para seguridad se deberá usar válvula de resorte.

La presión nominal mínima de cualquier tipo de válvula y accesorio deberá ser igual o superior a 4kg/cm<sup>2</sup>.

### 2.13. Aislamiento térmico [9].

#### 2.13.1 Determinación del espesor mínimo del aislamiento térmico para tuberías [9].

Los materiales aislantes utilizados en las instalaciones deberán tener valores de conductividad térmica igual o inferiores a  $0.040 \frac{W}{m^{\circ}C}$  a los 20 °C y ser resistentes a temperaturas superiores a los 80° C.

**Tabla 2. 15** Espesor mínimo para aislante térmico con conductividad de  $0.040 \text{ W}/(\text{m}^{\circ}\text{C})$  a los 20°C, determinado en función del diámetro interior de la tubería [9].

	$\varnothing_{int}$ (mm)	e (mm)
Tuberías Interiores	$D \leq 50$	10
	$50 \leq D$	20
Tuberías Exteriores	$D \leq 50$	20
	$50 \leq D$	30

Cuando se seleccionen materiales aislantes con un valor diferente de conductividad térmica se utilizará la siguiente expresión para determinar el espesor mínimo del aislante para tuberías de sección circular [9].

$$\varnothing_e \cdot \ln \frac{\varnothing_e}{K} = \varnothing'_e \cdot \ln \frac{\varnothing'_e}{K'} \quad (2.80)$$

Donde:

$\varnothing_i$ : Es el diámetro interior del aislamiento o diámetro exterior de la tubería

$\varnothing_e$ : Es el diámetro exterior del aislante térmico, determinado según la tabla 2.13.

K: Es la conductividad térmica del referencia igual a  $0.040 \frac{W}{m^{\circ}C}$ .

$\varnothing'_e$ : Es el diámetro exterior del aislante térmico con conductividad diferente a la de referencia.

$k'$ : Es la conductividad térmica del aislante que se quiere determinar su espesor.

Es una ecuación cuya solución se determinará por prueba y error.

### **2.13.2 Consideraciones generales a cerca del aislante térmico [9].**

- 1.- Los materiales aislantes por lo general no son resistentes a la intemperie por lo tanto deben protegerse.
- 2.-La protección del aislamiento con placa de aluminio es satisfactoria pero su costo repercute notoriamente en el costo de la instalación.
- 3.-El aislamiento de la tubería en interiores puede realizarse con medias cañas de fibra de vidrio.
- 4.-Es siempre ventajoso diseñar el menor recorrido de tubería especialmente en el exterior.

### **2.13.3 Selección del aislamiento [9].**

Los materiales seleccionados deberán tener las siguientes especificaciones:

- 1.- Baja conductividad térmica.
- 2.- Resistencia al deterioro mecánico.
- 3.- Resistencia a la absorción de humedad.
- 4.-Baja inflamabilidad.
- 5.- No emisión de gases tóxicos a temperaturas de servicio.
- 6.- No toxicidad.
- 7.- resistencia a las máximas temperaturas de servicio.
- 8.-Bajo costo.

### **2.13.4 Determinación del calor perdido a través de la tubería aislada térmicamente.**

El calor cedido hacia el ambiente desde el fluido que circula por el interior de una tubería aislada térmicamente será en dirección radial y se determina según la ecuación 2.56, correspondiente a los datos mostrados en la figura 2.18 , para lo cual los coeficientes convectivos se determinarán como se detalla a continuación.

#### ***Convección en el interior de la tubería [15].***

La correlación a utilizar para determinar el número de Nusselt, depende del régimen del fluido interior el que se evalúa según el número de Reynolds:

$Re < 2400$  → Convección forzada en régimen laminar

$Re > 4000$  y  $Pr > 0.5$  → Convección forzada en régimen turbulento

Para convección forzada en régimen laminar se emplea la relación de Test [15]

$$Nu = 1,4 * (Re Pr D/L)^{1/3} \quad (2.81)$$

Donde:

Re: Es el número de Reynolds.

L: Es la longitud suficiente para que los efectos de entrada sean despreciables.

D: Diámetro interno del tanque.

Los valores calculados para el número de Nusselt mediante la fórmula de Test convergen en:  $Nu \approx 4$ .

Para convección forzada en régimen turbulento se usa la relación de Dittus&Boelter[15]:

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^n \quad (2.82)$$

$Nu$ : Es el número de Nusselt considerando como longitud característica el diámetro o diámetro hidráulico en secciones no circulares.

$Re$ : Es el número de Reynolds.

$Pr$ : Es el número de Prandtl

### ***Convección en el exterior de la tubería [15].***

El coeficiente convectivo exterior está en función del número Reynolds el que permite determinar los valores para las constantes C y m empleadas en la ecuación de cilindros con flujo cruzado exterior según la siguiente tabla:

**Tabla 2. 16 Constantes de la ecuación para cilindro en flujo cruzado [30].**

Re	C	m
0,4-4	0,989	0,330
4-40	0,911	0,385
40-4000	0,683	0,466
4000-40000	0,193	0,618
40000-400000	0,027	0,805

**Fuente:** Incropera

$$N_u = C \cdot Re^m \cdot Pr^{0.333} \quad (2.83)$$

### **2.13.5 Determinación del calor máximo admisible cedido al ambiente.**

Las tuberías de conducción de agua caliente en todo su trayecto deberán perder una potencia menor al 10% de la energía neta captada diariamente, por la instalación térmica solar [9].

$$Q_{mad} = 0,1 * \frac{E_{neta/dia}}{H_{sol}} \quad (2.84)$$

Donde:

$\frac{E_{neta}}{dia}$ : Energía neta media diaria captada por el área total de colectores.

$H_{sol}$ : Horas de sol útiles durante las cuales se capta la energía neta.

## 2.14 Diseño del sistema de distribución del agua caliente sanitaria

Como alternativa para la distribución del agua caliente sanitaria se recomienda usar un sistema hidroneumático.

Se empezará describiendo un sistema de bombeo con tanque hidroneumático para lo cual se realiza el siguiente esquema.

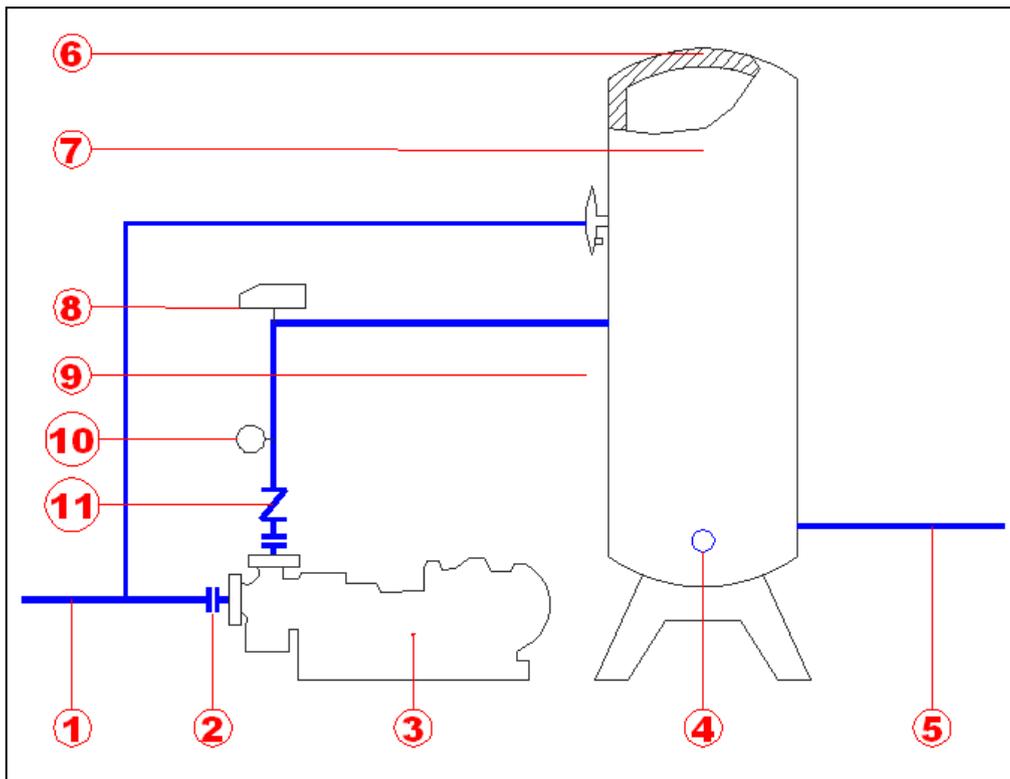


Figura 2. 26 Esquema de un sistema de bombeo con tanque hidroneumático.

1. **Tubería de abastecimiento de agua.-** Procede de la salida del o de los tanques acumuladores.
2. **Unión universal.-**Facilita el montaje y desmontaje de la bomba, y del tanque hidroneumático, en el ensamblado del sistema, mantenimiento y eventual sustitución de partes.
3. **Bomba centrífuga.**
4. **Ramal de purga para el tanque hidroneumático:-** Permite evacuar lodos acumulados en el fondo del tanque, permanecerá normalmente cerrado, para

abrirlo se deberá parar el sistema y retirar el tapón colocado en la tubería roscada que comunica al exterior.

5. **Tubería de descarga.**- Se dirige a los distintos usos del agua.
6. **Aislante térmico.**-Al ser un sistema de bombeo para agua caliente se requiere minimizar las pérdidas por ésta razón se deberá aislar térmicamente el tanque.
7. **Tanque hidroneumático.**- Su función es la de almacenar agua dentro de un rango de presiones definido entre dos puntos la presión mínima y la presión máxima, el volumen deberá ser tal que respete un tiempo mínimo entre cada arranque de la bomba.
8. **Presóstato.**- Es un interruptor eléctrico accionado mediante presión (del fluido almacenado en el tanque), cuando la presión es mínima permite el paso de corriente, mientras que cuando la presión es máxima abre el circuito eléctrico de alimentación y apaga la bomba.
9. **Válvula de aire.**- Su función es la de mantener una cantidad constante de aire dentro del tanque hidroneumático, con el fin de formar un colchón de aire que será el responsable de bombear el agua cuando la bomba esté apagada.
10. **Manómetro.**- Permite visualizar la presión de encendido (presión mínima) y la presión de apagado (presión máxima), de éste modo se puede calibrar el presóstato según las exigencias del sistema.
11. **Válvula antiretorno o de retención.**- Evita el flujo del agua en dirección invertida una vez que la bomba esté apagada.

#### **2.14.1 Determinación de la presión de encendido y apagado del sistema.**

La presión de encendido o presión mínima, deberá ser capaz de vencer las variaciones de carga debidas a pérdidas primarias y secundarias, diferencial de altura, y

variación de velocidad del fluido, haciendo el balance de presiones entre el tanque hidroneumático 1 y el punto más alejado del circuito de distribución 2 se tiene, según la ecuación 2.77:

$$\frac{v_1^2}{2g} + Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} = \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \sum hf$$

El punto 2 corresponde al punto más alejado del circuito de distribución de agua para el presente análisis serán las duchas, la ecuación anterior queda como:

$$\frac{P_1}{\gamma} > \frac{1}{2g}(v_2^2 - v_1^2) + (Z_2 - Z_1) + \frac{P_2}{\gamma} + \sum hf \quad (2.85)$$

Ésta ecuación establece la presión mínima requerida en el tanque hidroneumático para que sea posible el flujo del agua, sin embargo esto es bajo la hipótesis de no existir usos simultáneos, el valor real de la presión mínima deberá ser mayor al calculado mediante la ecuación 2.86.

La presión de apagado o presión máxima, será tal que no pudiere dañar los elementos acoplados al circuito de distribución tales como accesorios y válvulas, paralelamente deberá permitir un volumen de agua aceptable entre los rangos de presión máxima y mínima pues, si más alta es la presión de apagado menor será el volumen del tanque ocupado por el aire, de lo que se deduce que será mayor el volumen del tanque utilizado en almacenar agua, desde otro punto de vista el funcionamiento de la bomba a ésta presión máxima deberá estar dentro del área de mayor eficiencia de la misma.

#### **2.14.2 Dimensionamiento del volumen del tanque hidroneumático.**

Éste volumen deberá ser tal que a caudal crítico (todos los usos simultáneos), respete el tiempo mínimo entre encendidos sucesivos para la bomba

El tiempo que permanecerá apagada la bomba será mientras se vacía el tanque hidroneumático desde una presión máxima cuando está parcialmente lleno hasta una presión mínima cuando está parcialmente vacío, durante éste tiempo será consumida el agua a un caudal según el uso que se le esté dando.

A continuación se muestra los caudales instantáneos mínimos requeridos en los diferentes usos del agua.

**Tabla 2. 17Caudales instantáneos en apartados [26].**

Tipo de aparato	Caudal instantáneo mínimo (l/s)	
	AFCH	ACS
Urinario con cisterna (c/u)	0,04	–
Lavamanos	0,05	0,03
Lavabo, Bidé	0,10	0,065
Inodoro con cisterna	0,10	–
Urinario con grifo temporizado	0,15	–
Grifo aislado	0,15	0,10
Lavavajillas doméstico	0,15	0,10
Fregadero doméstico	0,20	0,10
Ducha	0,20	0,10
Bañera de menos de 1,40 m	0,20	0,15
Lavadero	0,20	0,10
Lavadora doméstica	0,20	0,15
Grifo garaje	0,20	–
Vertedero	0,20	–
Lavavajillas industrial (20 servicios)	0,25	0,20
Bañera de 1,40 m o más	0,30	0,20
Fregadero NO doméstico	0,30	0,20
Lavadora industrial (8 kg)	0,60	0,40
Inodoro con fluxor	1,25	–
<b>(Tabla 2.1 HS4)</b>		

$$Q_{consumido} = N \times Q_{Uso} \quad (2.87)$$

Donde:

$Q_{consumido}$ : Caudal crítico requerido.

N: Es el número de usos simultáneos..

$Q_{uso}$ : Es el caudal requerido en cada uso.

El volumen del tanque está determinado por la siguiente ecuación:

$$V_{THN} = \frac{Q_{consumido} \times T_{APG}}{n} \quad (2.88)$$

Donde:

$V_{THN}$ : Es el volumen del tanque hidroneumático.

$Q_{consumido}$ : Es el caudal crítico requerido.

$T_{APG}$ : Es el tiempo mínimo que deberá permanecer apagada la bomba antes de volverse a encender.

$n$ : Es el la fracción del tanque que realmente se usa para almacenar agua, pues una parte del volumen del tanque estará ocupada por aire en el punto de presión máxima y otra parte estará ocupada por agua inutilizada en el punto de presión mínima.

### **2.14.3 Selección de la bomba.**

La bomba trabajará en un rango de caudales definidos por el intervalo de presiones, para la selección de la bomba el caudal a presión mínima deberá estar en torno al caudal crítico exigido, como se mencionó anteriormente la bomba deberá estar trabajando en condiciones de máxima eficiencia o muy cerca de su máxima eficiencia.

La presión de trabajo es el parámetro que determina el caudal de funcionamiento, es decir el caudal es función de la presión a vencer, entonces:

Con la finalidad de garantizar que cuando la demanda de agua caliente sanitaria es crítica la bomba entregue el caudal requerido, se deberá cumplir la siguiente condición.

$$Q_{p \min} \approx Q_{consumido} \quad (2.89)$$

Donde:

$Q_{p \min}$ : Es el caudal entregado por la bomba a presión de encendido o presión mínima.

$Q_{consumido}$ : Es el caudal crítico requerido

La presión de trabajo, será menor a la presión de encendido de la bomba pues dependerá únicamente de las resistencias que el fluido encuentre a su paso y de la diferencia de alturas por ésta razón, el caudal a presión mínima deberá estar en torno al caudal crítico requerido.

## **2.15 Índices de mérito para la selección de un sistema solar térmico [7].**

### **2.15.1 Calidad desde el punto de vista de durabilidad y eficiencia.**

Los sistemas solares térmicos para ser considerados de buena calidad deberán tener el certificado con la norma técnica para calentadores solares de agua del país de origen emitido por un organismo acreditado para tal efecto o cumplir con por lo menos alguna de las normas publicadas por la Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR) o similares.

- UNE-EN 12975-1:2006. Sistemas solares térmicos y componentes. Captadores solares. Parte1: Requisitos generales, año 2001
- UNE-EN 12975-2:2006. Sistemas solares térmicos y componentes. Captadores solares. Parte2: Métodos de ensayo, año 2003
- UNE-EN 12976-1:2006. Sistemas solares térmicos y sus componentes. Sistemas prefabricados. Parte1: Requisitos generales, año 2006
- UNE-EN 12976-2:2006. Sistemas solares térmicos y sus componentes. Sistemas prefabricados. Parte2: Métodos de ensayo, año 2003
- También se deberá considerar como factor de mérito el hecho de tener certificados Solar Key Mark o SRCC o CSA o CE o DIN, cumplimiento de normas tales como: ISO 900, ISO 14001 o similares.

### **2.15.2 Costo del equipo térmico solar.**

El costo del equipo térmico solar deberá estar en función de la capacidad de agua caliente producida por el mismo, el tipo de colector solar y materiales empleados para la construcción del equipo, sin embargo bajo ningún criterio es conveniente sacrificar la calidad del equipo por un menor precio.

### **2.15.3 Condiciones climatológicas locales.**

El tipo de sistema seleccionado deberá garantizar un funcionamiento adecuado ante eventuales heladas, sobrepresiones producidas por evaporación del agua, deberá presentar una inclinación y orientación del colector que permita su máxima eficiencia.

### **2.15.4 Criterios de aceptación [7].**

El equipo seleccionado no deberá presentar ningún fallo grave como los mencionados a continuación:

- Fugas en el absorbedor o deformaciones de forma tal que se establezca contacto permanente entre el absorbedor y la cubierta.
- Rotura o deformación permanente de la cubierta, de las fijaciones de la cubierta, de los puntos de fijación del captador o de su carcasa.
- Pérdida de vacío, de tal modo que los captadores de vacío no puedan clasificarse más como tales.
- Acumulación de humedad en forma de condensado en el interior de la cubierta transparente del captador que exceda el 10% de su superficie de apertura.

## CAPÍTULO III

### 2. DISEÑO DE DOS SISTEMAS TÉRMICOS SOLARES

#### 3.1 Diseño del primer sistema solar térmico

El primer sistema térmico solar se diseñará, con el fin de satisfacer la necesidad de agua caliente sanitaria en una planta procesadora de lácteos, ubicada en la comunidad de Cuatro Esquinas parroquia San Andrés, se seleccionó ésta comunidad por estar en un sector estratégico para el acopio de leche, éste proyecto busca el crecimiento económico local en forma sostenida y racional aportando al desarrollo de la región, generando beneficios para sus empleados y la comunidad a través de la eficiencia en la utilización de recursos energéticos renovables.

La planta procesadora de lácteos tendrá tres usos fundamentales para el agua caliente sanitaria, el primero se refiere al proceso de producción, el segundo tiene que ver con elaseo de implementos y lavado de la ropa de trabajo, y el tercero será para el aseo personal de los empleados. Se hará el diseño individual de cada uno de los tres subsistemas, no se considero un solo sistema porque tanto la temperatura como los horarios de utilización del agua son diferentes, como se lo puede apreciar en la siguiente tabla.

**Tabla 3. 1 Distribución, horarios y temperatura de utilización del agua caliente sanitaria en la planta de producción.**

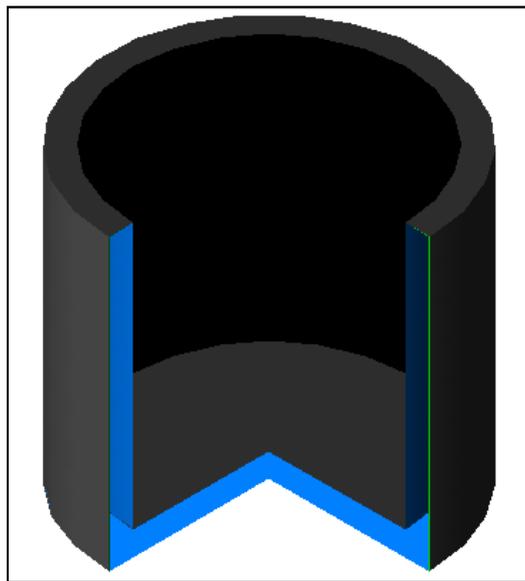
Uso del ACS	Temperatura de consumo (°C)	Horario de consumo
<b>Proceso de producción.</b>	60	10H00-10H10
<b>Aseo de implementos y lavado de la ropa de trabajo</b>	60	19H00-19H30
<b>Aseo personal de los empleados de la planta</b>	45	18H00-18H30

### 3.1.1 Diseño del subsistema para el proceso de producción.

#### 3.1.1 .1 Determinación del consumo diario de agua caliente sanitaria.

La quesería cuenta con un pasteurizador, el que eleva la temperatura de la leche hasta aproximadamente 65 °C para éste proceso la fuente energética tradicional es GLP, el que se combustiona en un quemador ubicado en el fondo de una olla de doble pared en cuyo interior ingresa agua a temperatura ambiente, se plantea ingresar agua precalentada a 60°C mediante un equipo térmico solar, de tal suerte que se reduzca el consumo de GLP.

A continuación se muestra el esquema de un pasteurizador con capacidad de 1000 lt. Se muestran la olla exterior e interior, así como la cavidad intermedia donde se alojará el agua caliente.



**Figura 3. 1 Esquema de un pasteurizador de 1000lt de capacidad.**

Entonces el volumen que ocupa el agua es:

$$V_{pasteurizador} = V_{ext} - V_{int} \quad (3.1)$$

Donde:

$V_{ext}$ : Es el volumen del cilindro exterior.

$V_{int}$ : Es el volumen del cilindro interior.

Entonces:

$$V_{pasteurizador} = \frac{\pi \phi_1^2 h_1}{4} - \frac{\pi \phi_2^2 h_2}{4}$$

$$V_{pasteurizador} = \frac{\pi}{4} * (1,32^2 * 1,20 - 1,12^2 * 1,10)$$

$$V_{pasteurizador} = 558 \text{ lt}$$

En conclusión se requiere diariamente de **558lt** de agua caliente sanitaria para satisfacer la demanda energética del pasteurizador.

### **3.1.1. 2Cálculo de la demanda de energía térmica.**

Se determinará la demanda energética para cada conjunto de usos simultáneos del agua caliente sanitaria, teniendo en consideración la temperatura y el volumen requeridos.

La temperatura del agua se calcula en función de la temperatura del agua en la capital de la provincia corregida por la diferencia de altura entre la ciudad de Riobamba (2796 m.s.n.m) y la comunidad de Cuatro Esquinas (3373 m.s.n.m) según la ecuación 2.24.

**Tabla 3. 2Temperatura (°C) diaria media mensual de agua fría para la comunidad de Cuatro Esquinas.**

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$T_{AFCP}$	13,9	14	14	14	13	13	12	12	12	13	13	14
$T_{AFY}$	10,1	10,2	10,2	12,1	11,1	11,1	10,1	10,1	10,1	9	9	10

A partir de los datos anteriores según la ecuación 2.25, se calcula la necesidad energética mensual, generada por este proceso.

Datos de partida:

- Temperatura de consumo = 60°C.
- Gasto diario = 558 lt/día

**Tabla 3. 3Demanda de energía térmica para el proceso de producción (MJ).**

MES	OCU (%)	CONSUMO ( $m^3$ )	$T_{AFY}$ (°C)	SALTO TÉRMICO	DEMANDA (MJ)
ENERO	100	17,298	10,1	49,9	3613,23
FEBRERO	100	15,624	10,2	49,8	3257,02
MARZO	100	17,298	10,2	49,8	3605,99
ABRIL	100	16,74	12,1	47,9	3356,53
MAYO	100	17,298	11,1	48,9	3540,82
JUNIO	100	16,74	11,1	48,9	3426,6
JULIO	100	17,298	10,1	49,9	3613,23
AGOSTO	100	17,298	10,1	49,9	3613,23
SEPTIEMBRE	100	16,74	10,1	49,9	3496,67
OCTUBRE	100	17,298	9	51	3692,88
NOVIEMBRE	100	16,74	9	51	3573,76
DICIEMBRE	100	17,298	10	50	3620,47
TOTAL AÑO		203,67			42410,43

Donde:

En la primera columna se muestra el consumo respecto al consumo mensual estimado.

En la segunda columna se hace referencia al consumo mensual.

La tercera columna representa la temperatura media diaria mensual del agua fría.

La cuarta columna expresa la diferencia entre la temperatura de consumo y la temperatura del agua fría.

### **3.1.1.3 Selección de la configuración básica.**

La instalación tendrá las siguientes características:

- 1.- Debido a la capacidad del sistema se seleccionó una instalación con circulación forzada, con almacenamiento separado.
- 2.- Instalación de circuito abierto, para permitir la expansión térmica del fluido y el intercambio de aire con la atmósfera en el llenado y vaciado del tanque acumulador.

3.-En la comunidad no existe el riesgo de heladas o congelamiento del agua que circula por el equipo térmico solar, por lo cual se seleccionó una instalación con circuito directo.

#### **3.1.1.4 Selección del colector solar.**

Se seleccionó captadores solares de tubos al vacío por que presentan una mayor eficiencia que los equipos de placa plana, en el país se pueden encontrar equipos Ritter Solar que son productos de fabricación industrial en grandes series; pueden ser desarrollados y producidos siguiendo las preferencias del cliente en cuanto a diseño, coloración y tamaño del colector, o también son disponibles en su versión estándar:

Las series que cumplen con el perfil de la instalación son la CPC OEM, CPC INOX y CPC XL INOX (ver marco teórico), la diferencia entre éstas series es el material empleado para los tubos metálicos que están situados en el interior de los tubos al vacío, siendo la primera serie tubos de cobre y la segunda de acero inoxidable se selecciona la de cobre por su menor precio. En conclusión para la instalación se escoge colectores solares de la serie **CPC OEM** (ver características técnicas en el Anexo A) según se ajuste al área de captación necesaria bajo el criterio de tener el menor excedente posible.

#### **3.1.1.5 Dimensionado de la superficie de captadores.**

El colector solar seleccionado es fácil de manejar lo cual facilita enormemente su montaje a una inclinación óptima, 5° para el intervalo de latitud del Ecuador [4]. La irradiación global diaria media mensual sobre superficie inclinada a 5°, en la Ciudad de Riobamba se toma de la tabla 2.6.

**Tabla 3. 4Irradiación global diaria media mensual sobre superficie inclinada a 5° para la ciudad de Riobamba (MJ/m<sup>2</sup>).**

Ene	Feb	Mar	Abr	Mayo	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	$\beta$ [°]
25,5	23,2	27,4	26,7	25,3	21,1	23,7	24,8	23,4	26,3	16,9	26,4	5

**Tabla 3. 5Número medio de horas diarias de sol útiles para latitudes comprendidas entre 45 grados de latitud norte y 45 grados de latitud sur.**

Mes	Latitud geográfica ( $\phi$ )		
	-45 °< $\phi$ <-25°	-25 °< $\phi$ <25°	25 °< $\phi$ <45°
ENERO	9,5	8,75	8
FEBRERO	9,5	9,25	9
MARZO	9	9,5	9
ABRIL	9	9,25	9,5
MAYO	8	8,75	9,5
JUNIO	7,5	8,5	9,5
JULIO	8	8,75	9,5
AGOSTO	9	9,25	9,5
SEPTIEMBRE	9	9,5	9
OCTUBRE	9,5	9,25	9
NOVIEMBRE	9,5	8,75	8
DICIEMBRE	9,5	8,5	7,5

Fuente: CENSOL versión 5.0.

La temperatura ambiente diaria media mensual de las capitales de provincia se toma de la tabla 2.8, para corregir ésta temperatura para localidades dentro de la provincia se utiliza la ecuación 2.20.

**Tabla 3. 6Temperatura ambiente (°C) diaria media mensual para la comunidad Cuatro Esquinas**

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$T_{ambCP}$	13	13	13	13	13	12	12	12	12	13	14	13
$T_{ambY}$	7,23	7,23	7,23	10,12	10,12	9,115	9,115	9,115	9,115	7,23	8,23	7,23

A continuación se determinará el rendimiento diario medio mensual del colector solar seleccionado, según la ecuación 2.28 con:

- $a_1 = 0.89 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ ;  $a_2 = 0.001 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C^2}$  (ver anexo A).

Temperatura de consumo = 60°C.

Para determinar la eficiencia del colector solar se utiliza la ecuación 2.28 y los

datos mostrados en las tablas 3.3, 3.4 y 3.5

**Tabla 3. 7Rendimiento térmico diario medio mensual para el equipo seleccionado para el proceso de producción según ecuación 2.28.**

Mes	$T_{ref}$	$T_{ambY}$	$H_{sol}$	$G_{dm\beta}$ (MJ/m <sup>2</sup> )	$G_{dm\beta}$ (Wh/m <sup>2</sup> )	$\frac{G_{dm\beta}}{H_{sol}}$ (W/m <sup>2</sup> )	X	$\eta$
ENERO	60	7,23	8,75	25,49	7080,56	809,21	0,07	0,66
FEBRERO	60	7,23	9,25	23,2	6444,44	696,7	0,08	0,65
MARZO	60	7,23	9,5	27,38	7605,56	800,59	0,07	0,66
ABRIL	60	10,115	9,25	26,66	7405,56	800,6	0,06	0,67
MAYO	60	10,115	8,75	25,34	7038,89	804,44	0,06	0,67
JUNIO	60	9,115	8,5	21,11	5863,89	689,87	0,07	0,66
JULIO	60	9,115	8,75	23,68	6577,78	751,75	0,07	0,66
AGOSTO	60	9,115	9,25	24,75	6875	743,24	0,07	0,66
SEPTIEMBRE	60	9,115	9,5	23,37	6491,67	683,33	0,07	0,66
OCTUBRE	60	7,23	9,25	26,3	7305,56	789,79	0,07	0,66
NOVIEMBRE	60	8,23	8,75	16,91	4697,22	536,83	0,1	0,63
DICIEMBRE	60	7,23	8,5	26,38	7327,78	862,09	0,06	0,67

Para determinar la energía neta captada por metro cuadrado de colector, se debe considerar su rendimiento y un coeficiente por pérdidas térmicas k (ver anexo A).

Temperatura de consumo = 60°C

**Tabla 3. 8Variables que intervienen en la determinación del área de captación solar necesaria el suministro de agua caliente empleada en el proceso de producción**

	$D_{ACSmes}$ (MJ)	n	k	$G_{dm\beta} \cdot N_{días}$ (MJ/m <sup>2</sup> )	$E_{netames}$ (MJ/m <sup>2</sup> )
ENERO	3613,2	0,66	0,9	790,19	469,4
FEBRERO	3257	0,65	0,9	649,6	380
MARZO	3606	0,66	0,9	848,78	504,2
ABRIL	3356,5	0,67	0,9	799,8	482,3
MAYO	3540,8	0,67	0,9	785,54	473,7
JUNIO	3426,6	0,66	0,9	633,3	376,2
JULIO	3613,2	0,66	0,9	734,08	436
AGOSTO	3613,2	0,66	0,9	767,25	455,7
SEPTIEMBRE	3496,7	0,66	0,9	701,1	416,5
OCTUBRE	3692,9	0,66	0,9	815,3	484,3
NOVIEMBRE	3573,8	0,63	0,9	507,3	287,6
DICIEMBRE	3620,5	0,67	0,9	817,78	493,1
TOTAL	42410				5259

El área de captación necesaria se calcula según la ecuación 2.27, se consideró un factor  $k=0.9$  (ver anexo A), a partir de la tabla 3.8 se obtienen los valores anuales para demanda energética y energía neta disponible, el área de captación necesaria es:

$$A_{cap} = \frac{D_{ACS} \text{ año}}{E_{neta \text{ anual}}}$$

$$A_{cap} = \frac{42410}{5259} = 8.0m^2$$

La serie seleccionada es la CPC OEM, con las siguientes áreas de captación:

$$A_{abs} = 1.0 m^2 \text{ CPC } 6 \text{ OEM}$$

$$A_{abs} = 2.0 m^2 \text{ CPC } 12 \text{ OEM}$$

$$A_{abs} = 3.0 m^2 \text{ CPC } 18 \text{ OEM}$$

El número de captadores necesario se calcula con la ecuación 2.30:

$$N_{cap} = \frac{A_{cap}}{A_{abs.}}$$

$$N_{cap} = \frac{8.00}{2.0} = 4$$

El requerimiento es de 4 colectores solares CPC 12 OEM, la energía captada por éstos colectores solares se obtiene por el producto entre la energía neta disponible y el área de captación total:

**Tabla 3. 9Energía captada mensualmente por el equipo térmico seleccionado para el abastecimiento del agua caliente empleada en el proceso de producción (MJ/m<sup>2</sup>).**

MES	$E_{netames}$ (MJ/m <sup>2</sup> )	$A_{cap}$ (m <sup>2</sup> )	$E_{cap}$ (MJ/m <sup>2</sup> )
ENERO	469,4	8	3754,98
FEBRERO	380	8	3040,13
MARZO	504,2	8	4033,4
ABRIL	482,3	8	3858,24
MAYO	473,7	8	3789,44
JUNIO	376,2	8	3009,44
JULIO	436	8	3488,35
AGOSTO	455,7	8	3645,97
SEPTIEMBRE	416,5	8	3331,63
OCTUBRE	484,3	8	3874,31
NOVIEMBRE	287,6	8	2301,11
DICIEMBRE	493,1	8	3944,97
TOTAL	5259		42828,99

A partir de la tabla 3.10, se obtienen los siguientes valores para déficit y demanda energética anual:

1.  $\Sigma$  Déficit energético = 2197 MJ.
2.  $\Sigma$  Demanda energética = 42410 MJ.

El porcentaje anual de déficit energético se calcula a partir de la ecuación 2.32:

$$\text{Déficit de energía} = \frac{2197}{42828.99} * 100 = 5.18 \%$$

Y por lo tanto el ahorro de energía según la ecuación 2.33 debido al aporte solar será:

$$\text{Aporte solar (\%)} = 100 - \text{Déficit de energía(\%)}$$

$$\text{Aporte solar} = 100.00 - 5.18 = 94.82\%$$

**Tabla 3. 10** Porcentaje de sustitución para la demanda energética generada en el abastecimiento del agua caliente empleada en el proceso de producción.

MES	D <sub>ACSmes</sub> (MJ)	E <sub>Cap</sub> (MJ)	%Sustitución.	Déficit (MJ)
ENERO	3613,2	3754,98	100	0
FEBRERO	3257	3040,13	93,3408	216,9
MARZO	3606	4033,4	100	0
ABRIL	3356,5	3858,24	100	0
MAYO	3540,8	3789,44	100	0
JUNIO	3426,6	3009,44	87,8258	417,2
JULIO	3613,2	3488,35	96,5438	124,9
AGOSTO	3613,2	3645,97	100	0
SEPTIEMBRE	3496,7	3331,63	95,2801	165
OCTUBRE	3692,9	3874,31	100	0
NOVIEMBRE	3573,8	2301,11	64,389	1273
DICIEMBRE	3620,5	3944,97	100	0
TOTAL	42410	42071,97		2197

### **3.1.1.6 Diseño del tanque de almacenamiento**

El volumen necesario de agua precalentada que ingresa al pasteurizador es de 558 lt a 60°C, el volumen del tanque acumulador deberá ser mayor, pues deberá permanecer con la cantidad de agua suficiente para que la bomba de recirculación entre los captadores y el tanque continúe funcionando cuando se encuentre parcialmente vacío, esto a fin de evitar cavitación en la bomba de recirculación y eventuales evaporaciones por sobrecalentamiento en los captadores solares.

La salida de la tubería de interconexión que hace circular el agua desde el tanque acumulador hasta los captadores solares mediante una bomba, está ubicada en la parte inferior del tanque, mientras que su retorno es por la parte superior, el volumen del tanque deberá garantizar que la tubería ubicada en la parte inferior siempre esté bajo el nivel del agua, aún cuando se haya consumido toda el agua requerida en el pasteurizador, para éste margen de seguridad se tomará un valor de 10cm de altura, para evitar el efecto remolino que se pudiere presentar en la succión.

Para la construcción del tanque se seleccionó el acero AISI 304, debido a que es un acero inoxidable de calidad alimentaria, es decir no produce efectos nocivos para la salud, por otra parte es un material blando que ofrece gran resistencia a la corrosión y ampliamente comercializado en Ecuador. Las propiedades de éste material son las siguientes

**Tabla 3. 11Propiedades del acero inoxidable AISI 304 en planchas [28].**

Tipo de estructura	Tipo de composición	Descripción de acuerdo a AISI	Límite de fluencia $S_y$ (psi)	Máximo esfuerzo permisible $S$ (psi)45°C(113°F)	Máximo esfuerzo permisible $S$ (psi)60°C(140°F)
Austenita	18Cr – 8Ni	304	75000	18670	18400

Nota. Los valores de esfuerzos máximos permisibles se obtuvieron por interpolación de los datos mostrados en la tabla: Properties of materialsstainlesssteel, del pressurevesselhandbook. Anexo 3

Se define una vida útil para el tanque de 20 años,*no es necesario adicionar un espesor por efectos de corrosión cuando experiencias previas en servicios similares han demostrado que la corrosión no ocurre o es solamente de naturaleza superficial, [ref. 27 codeUG-25 d]*, como es el caso del acero austenítico AISI 304 al estar en contacto con agua únicamente. La presión de diseño debe ser mayor a la presión de operación en un 10% o más 30 (psi), siendo mandatario el valor más alto que resulte [27].

La presión de operación será igual a la presión atmosférica del lugar, al ser tanques abiertos a la atmósfera a través de un respiradero colocado en su parte superior.

La presión atmosférica en la comunidad Cuatro Esquinas es de 685.7 hPa o su equivalente 10 psi, entonces la presión de diseño es de 40 psi, a éste valor deberá añadirse la presión ejercida por el líquido, al no conocerse aún la altura del tanque no se considerará éste valor para el primer dimensionamiento, la eficiencia de la junta soldada es de 0,8 (para juntas sin un análisis posterior por radiografía) [27].

El tanque de almacenamiento destinado al abastecimiento de agua para el pasteurizador presenta los siguientes datos de partida:

$$V_{tanque} = 560 \text{ lt} = 19.78 \text{ ft}^3$$

$$P_{dis}: 40 \text{ (psi)}$$

CA: No se considera un espesor adicional[UG-25 d].

$$S: 18400 \text{ (psi)}$$

$$E: 0.8 \text{ (tanto por uno)}$$

Con la finalidad de optimizar el uso del material, se toma un diámetro de 2.2 ft (0.67m), el volumen es de 19.78  $\text{ft}^3$  (560lt), entonces la altura del tanque será:

$$h = \frac{4.V}{\pi * D^2} \quad (3.2)$$

Donde:

h: Altura del tanque.

V: Volumen del tanque.

D: Diámetro interior del tanque.

$$h = \frac{4 * 0.560 \text{ m}^3}{\pi * (0.67 \text{ m})^2}$$

$$h = 1.588 \text{ m}$$

Es necesario considerar la facilidad de construcción, la disponibilidad de materiales en el mercado y una altura adicional para generar un volumen de reserva que permita el funcionamiento de la bomba de recirculación, entonces las medidas reales son:

$$D = 0.67 \text{ m}$$

$$h = 1,588 + 0,10 \text{ m}$$

$$h = 1,69 \text{ m}$$

Para éste diámetro interior y altura se tiene el siguiente volumen.

$$V = 0.5958 \text{ m}^3$$

$$V = 21,04 \text{ ft}^3$$

El volumen total del tanque se descompone en dos partes la primera es su capacidad de almacenamiento, mientras que la segunda parte se refiere a la cantidad de agua necesaria para que el circuito de recirculación siempre este lleno.

$$V_{tanque} = V_{\acute{u}til} + V_{reserva} \quad (3.3)$$

Donde:

$V_{tanque}$ : Volumen total del tanque.

$V_{\acute{u}til}$ : Capacidad de almacenamiento

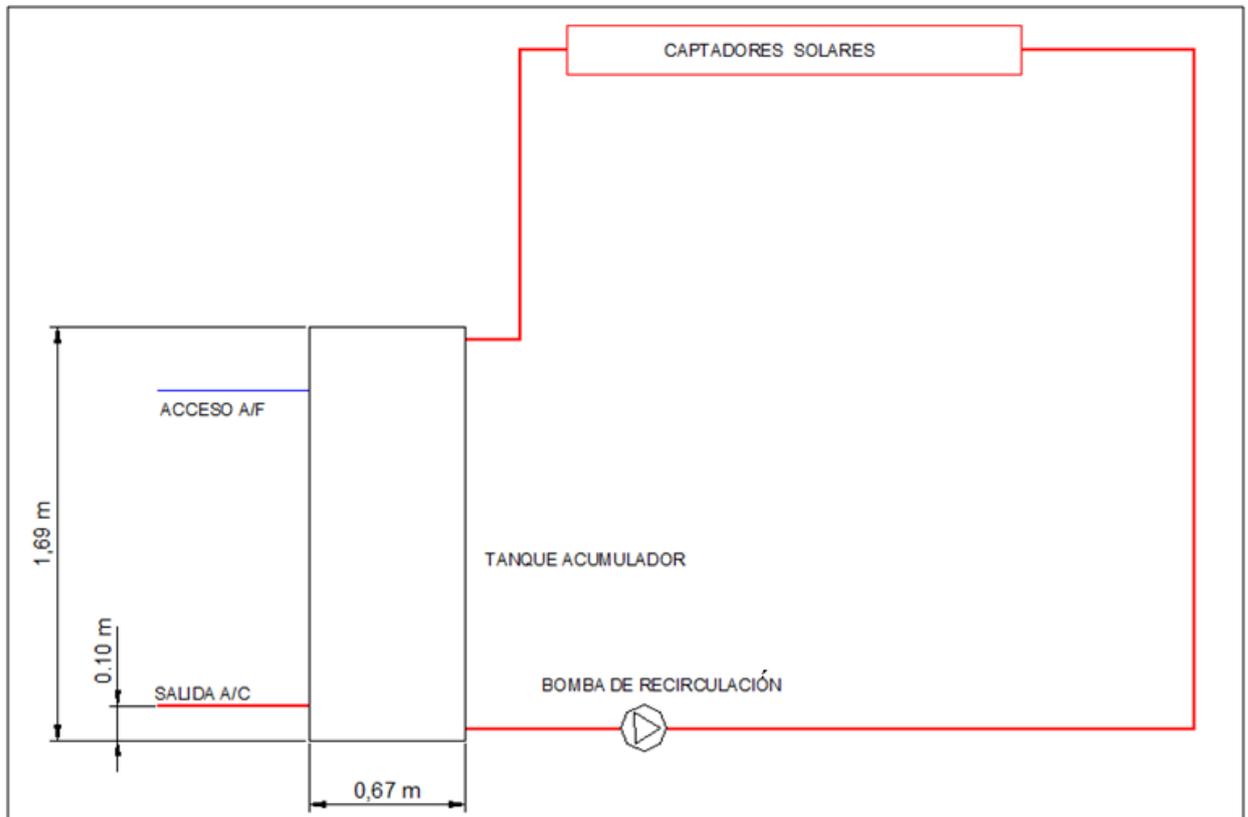
$V_{reserva}$ : Cantidad de agua necesaria para que el circuito de recirculación siempre este lleno.

$$V_{reserva} = V_{tanque} - V_{\acute{u}til}$$

$$V_{reserva} = 596 \text{ lt} - 560 \text{ lt}$$

$$V_{reserva} = 36 \text{ lt}$$

El volumen de reserva es suficiente para mantener lleno el circuito de recirculación que incluye tuberías y captadores solares.



**Figura 3. 2 Esquema del tanque acumulador con sus respectivos accesos y salidas de agua, se observa la altura de seguridad que permitirá el funcionamiento continuo de la bomba de recirculación.**

A continuación se hará el cálculo de la presión de diseño, el espesor de la pared del tanque y el espesor de las cabezas del mismo según las ecuaciones 2.37, 2.38 y 2.39 respectivamente:

$$P_{\text{dis}} = P_{\text{operación}} + 30 + \left( \frac{h}{0.3048} \right) \cdot 0.433$$

$$P_{\text{dis}} = 42.26 \text{ psi}$$

$$R = \frac{D}{2} \cdot \frac{12}{0.30482}$$

$$R = \frac{0,67 \text{ m}}{2} \cdot \frac{12}{0.30482}$$

$$R = 13.2 \text{ in}$$

$$t_{\text{tanque}} = \frac{P_{\text{dis}} \cdot (R + CA)}{S \cdot E - 0,6 \cdot P_{\text{dis}}} + CA$$

$$t_{\text{tanque}} = \frac{42,26 \text{ (psi)} * (13,2 \text{ (in)} + 0,00 \text{ (in)})}{18400 \text{ (psi)} * 0,8 - 0,6 * 42,26 \text{ (psi)}} + 0,00 \text{ (in)}$$

$$t_{\text{tanque}} = 0.04 \text{ (in)}$$

$$t_{\text{tanque}} = 1 \text{ mm}$$

$$t_{\text{comercial}} = 1/25'' = 1.02 \text{ mm}$$

$$t_{\text{cabeza}} = \frac{P_{\text{dis}} \cdot [D + 2 \cdot CA]}{2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P_{\text{dis}}} + CA$$

$$t_{\text{cabeza}} = 0.02 \text{ (in)}$$

$$t_{\text{cabeza}} = 0,48 \text{ mm}$$

$$t_{\text{comercial}} = 3/128'' = 0.6 \text{ mm}$$

Estos espesores satisfacen el diseño del tanque desde el punto de vista de resistencia del material, sin embargo no son suficientes para darle rigidez. Por tal motivo se toma un espesor de 3mm tanto para el cuerpo como para las cabezas.

El volumen inicial de llenado del tanque se determina a partir de la ecuación 2.36, los datos de partida son los siguientes:

$$V_{T \text{ final}} = 595,83 \text{ lt.}$$

$$\rho_{T \text{ amb}} = 999,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}, \text{ A temperatura de la red } 9^{\circ}\text{C} \text{ [10]}$$

$$\rho_{T \text{ final}} = 983,13 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}, \text{ A temperatura de consumo } 60^{\circ}\text{C.}$$

Entonces:

$$V_{T \text{ amb}} = \frac{\rho_{T \text{ final}}}{\rho_{T \text{ amb}}} V_{T \text{ final}}$$

$$V_{T \text{ amb}} = \frac{983,13}{999,8} 595,83 \text{ lt}$$

$$V_{T \text{ amb}} = 585.89$$

Es decir para permitir que el fluido se expanda libremente y no se produzcan desbordamientos el tanque acumulador deberá ser llenado 10 litros menos de su capacidad total.

A continuación se determinará si el volumen del tanque cumple con las condiciones establecidas en el texto refundido de las especificaciones técnicas de diseño y montaje de instalaciones solares térmicas para producción de agua, SODEAN [9]. Según las ecuaciones 2.34 y 2.35 se verificarán las siguientes condiciones.

$$60 \leq \frac{M}{A_{\text{cap}}} \leq 100$$

$$\frac{M}{A_{\text{cap}}} = \frac{558}{8} = 69.75$$

Cumple con la especificación.

$$0.8 \leq \frac{V}{M} \leq 1.2$$

$$\frac{V}{M} = \frac{595,83}{558} = 1.07$$

Cumple con la especificación.

#### **3.1.1.6.1 Selección del aislamiento térmico para el tanque.**

**Consideraciones generales.-** Se seleccionará un espesor de aislamiento según las recomendaciones editadas en el texto de la SODEAN [9], también se harán los cálculos respectivos para determinar la variación de temperatura producida desde cuando el agua alcanza su temperatura máxima al final de la jornada hasta el día siguiente (10H00 hora en la que se usará el agua caliente almacenada para alimentar al pasteurizador) ésta variación deberá ser menor 5°C, en el caso de exceder éste valor se seleccionará un aislamiento térmico de mayor espesor.

Para tanques acumuladores de capacidad mayor a 300 litros el espesor mínimo recomendado para el aislante térmico es 50 mm [9]. Entonces se selecciona el aislante térmico en lámina tipo PI/R50 (ver anexo B).

### **3.1.1.6.2 Determinación del calor máximo permisible perdido desde el tanque hacia el ambiente.**

La máxima temperatura del agua (60°C) se alcanzará transcurridas las horas de sol útiles (16H00), ésta agua se reservará para la mañana siguiente (10H00), en éste transcurso de tiempo, se admitirá un máximo de 5°C para la variación de temperatura, es decir, la energía desprendida hacia el exterior según la ecuación 2.40 será de:

$$E_{\text{per}} = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$E_{\text{per}} = 596(\text{kg}) \cdot 4186 \left( \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right) \cdot 5(^{\circ}\text{C})$$

$$E_{\text{per}} = 11720800 \text{ J.}$$

Esa cantidad de energía, será disipada en un transcurso de tiempo igual a la diferencia entre la hora de la tarde en la que se alcanza la máxima temperatura (16H00) y la hora del día siguiente en la que se usa el agua (10H00) es decir: 18 horas.

$$\text{Tiempo} = 18 \text{ horas} \cdot \frac{3600 \text{ segundos}}{1 \text{ hora}} = 64800 \text{ segundos.}$$

El calor disipado será entonces igual al cociente entre la energía pérdida y el tiempo en el que se pierde dicha energía, según la ecuación 2.41 se tiene:

$$Q_{\text{mad}} = \frac{E_{\text{per}}}{t}$$

$$Q_{\text{mad}} = \frac{11720800(\text{J})}{64800(\text{s})}$$

$$Q_{\text{mad}} = 180.88 \text{ (W)}$$

### 3.1.1.6.3 Cálculo del calor perdido desde el tanque aislado térmicamente hacia el ambiente.

#### *Cálculo del coeficiente convectivo h.*

El agua almacenada en el tanque de acumulación permanecerá en reposo durante la noche, el único movimiento será el producido por la convección natural del fluido.

Para calcular el coeficiente convectivo  $h$  se necesita previamente conocer el campo de temperaturas de las paredes del tanque sin embargo esto no será posible hasta determinar el calor para las condiciones de contorno impuestas y el propio valor de  $h$ , es por eso que para una primera aproximación se asumirá el valor de la temperatura de las paredes del tanque, con éste valor será posible calcular  $h$ , el calor disipado y posteriormente la temperatura de las paredes del tanque, con éste dato se podrá hacer una nueva aproximación y así sucesivamente hasta tener una convergencia.

#### *Cálculo de coeficientes convectivos interiores.*

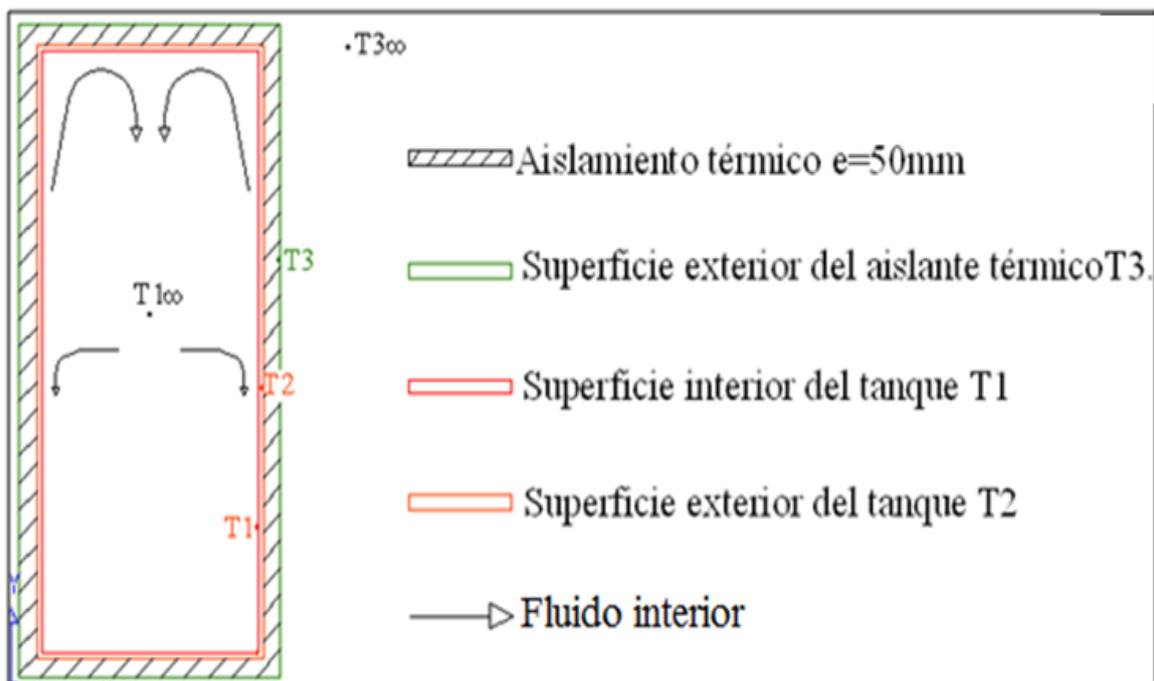


Figura 3. 3Flujo interno del agua almacenada en el tanque, convección libre.

***Paredes laterales interiores del tanque.***

El fluido interno es agua a 60°C, sus propiedades son [11]:

- Calor específico:  $C_p = 4185 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$
- Coeficiente de conductividad térmica :  $K = 653,6 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$
- Densidad :  $\rho = 983,13 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Viscosidad dinámica :  $\mu = 4,63 \times 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
- Viscosidad cinemática:  $\nu = 4,75 \times 10^{-7} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)$
- Coeficiente de expansión térmica :  $\beta = 2,1 \times 10^{-4} \frac{1}{^\circ\text{C}}$

En cuanto a las propiedades del tanque acumulador se tiene:

- Temperatura de la superficie interior:  $T_s = 59 \text{ }^\circ\text{C}$  (Se asume un valor para una primera aproximación)
- Longitud característica:  $L = 0,845 \text{ m}$  (se toma el valor medio de la altura del tanque)

Según la ecuación 2.47 se calcula el número de Prandtl:

$$\text{Pr} = \frac{\mu_{\text{agua}} \cdot C_{p\text{agua}}}{K_{\text{agua}}}$$

$$\text{Pr} = \frac{4,63 \times 10^{-4} (\text{Pa}\cdot\text{s}) \cdot 4185 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot^\circ\text{K}}\right)}{653,6 \times 10^{-3} \left(\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot^\circ\text{K}}\right)} = 2,99$$

Según la ecuación 2.49 se calcula el número de Grashof:

$$G_{\text{rx}} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2}$$

$$G_{\text{rx}} = \frac{9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 2,1 \times 10^{-4} \frac{1}{^\circ\text{C}} (60 \text{ }^\circ\text{C} - 59,9^\circ\text{C})(0,845 \text{ m})^3}{(4,75 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}})^2}$$

$$G_{\text{rx}} = 4,58 \times 10^8$$

Según la ecuación 2.48 se calcula el número de deRayleigh.

$$Ra_x = Gr_x P = 4.58 \times 10^8 * 2.99 = 1.37 \times 10^9$$

Con respecto al agua acumulada en el tanque las paredes laterales interiores serán placas verticales frías, por lo tanto para determinar el número de Nusselt se usará la ecuación 2.42.

$$Nu^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{6/27}}$$

$$Nu = \left[0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{6/27}}\right]^2 = \left[0,825 + \frac{0,3874 * (1.37 \times 10^9)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{2.99}\right)^{9/16}\right]^{6/27}}\right]^2 = 165.54$$

Entonces según la ecuación 2.50 el coeficiente convectivo es:

$$h = \frac{kNu}{L} = \frac{653,6 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot ^\circ K} * 165.54}{0,845 \text{ m}} = 136.09 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

Finalmente se comprobará si cumple con la condición de la ecuación: 2.43

$$\frac{D}{L} \geq \frac{35}{Gr_x^{0.25}}$$

$$\frac{D}{L} = \frac{D_{int}}{h/2} = \frac{0.67 \text{ m}}{0,845 \frac{\text{m}}{2}} = 0,84$$

$$\frac{35}{Gr_x^{0.25}} = \frac{35}{(4,58 \times 10^8)^{0.25}} = 0,23$$

Como  $0,84 > 0,23$  el procedimiento seguido se sustenta satisfactoriamente.

**Cabeza interior superior del tanque.**

Para determinar el coeficiente h, en condiciones de convección natural por debajo de una placa fría se usarán las relaciones 2.44 o 2.45, según sea el caso:

Entonces:

$$Pr = 2,99$$

$$Gr = \frac{g\beta(T_{\infty} - T_s)(D_{int})^3}{\nu^2}$$

$$Gr = \frac{9,8 \frac{m}{s^2} \cdot 2,1 \cdot 10^{-4} \frac{1}{^{\circ}C} (60^{\circ}C - 59^{\circ}C)(0,67 m)^3}{(4,75 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s})^2}$$

$$Gr = 4,35 \cdot 10^{10}$$

$$Ra = 4,35 \cdot 10^{10} \cdot 2,99$$

$$Ra = 1,3 \cdot 10^{11}$$

$$Nu = 0,15(Ra^{\frac{1}{3}})$$

$$Nu = 0,15(1,3 \cdot 10^{11})^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 753,55$$

$$h = \frac{kNu}{L} = \frac{653,6 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot ^{\circ}K} \cdot 753,55}{0,67 m} = 735,1 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}K}$$

**Cabeza interior inferior del tanque.**

Para determinar el coeficiente convectivo h se empleará la ecuación 2.17.

$$Nu = 0,27(Ra^{\frac{1}{4}})$$

$$Pr = 2,99$$

$$Gr = \frac{g\beta(T_{\infty} - T_s)(D_{int})^3}{\nu^2}$$

$$G_r = \frac{9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 2,1 \cdot 10^{-4} \frac{1}{\text{°C}} (60 \text{ °C} - 59 \text{ °C})(0,67 \text{ m})^3}{(4,75 \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}})^2}$$

$$G_r = 4,3 \cdot 10^{10}$$

$$Ra = 4,3 \cdot 10^{10} \cdot 2,99$$

$$Ra = 1,3 \cdot 10^{11}$$

$$Nu = 0,27(1,3 \cdot 10^{11})^{\frac{1}{4}}$$

$$Nu = 162,14$$

$$h = \frac{kNu}{L} = \frac{653,6 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{°K}} \cdot 162,14}{0,67 \text{ m}} = 158,17 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{°K}}$$

### Cálculo de coeficientes convectivos exteriores

El tanque de almacenamiento permanecerá en el interior del cuarto de máquinas lo que supone únicamente convección natural, el movimiento del aire será el provocado por efecto de cambio de densidad.

A continuación se muestra un diagrama del tanque acumulador y la dirección del flujo de aire alrededor del mismo

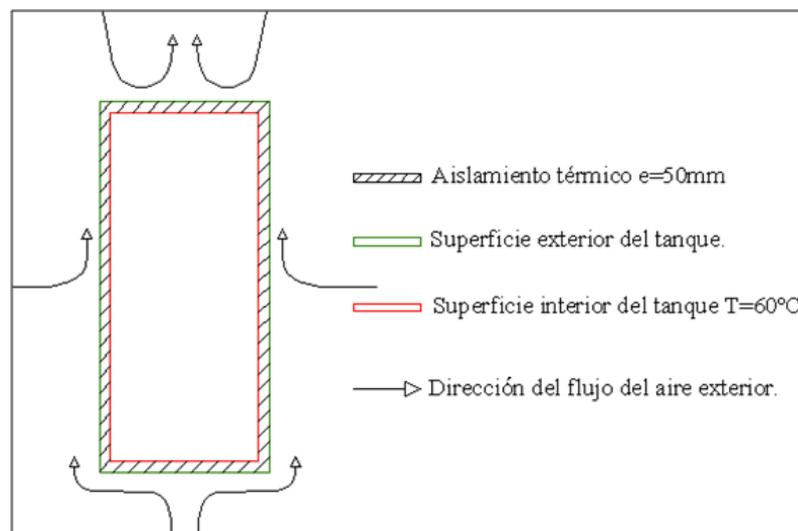


Figura 3. 4Flujo externo del aire circundante al tanque de almacenamiento en convección libre.

***Paredes laterales exteriores del tanque.***

El fluido externo es aire a temperatura ambiente 7,23°C sus propiedades son [11]:

- Calor específico:  $C_p = 1007 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ :
- Coeficiente de conductividad térmica :  $K = 0.026 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$
- Densidad :  $\rho = 1.1614 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Viscosidad dinámica :  $\mu = 1,846 \times 10^{-5} \text{Pa} \cdot \text{s}$
- Viscosidad cinemática:  $\nu = 1.58 \times 10^{-5} \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right)$
- Coeficiente de expansión térmica :  $\beta = 3.33 \times 10^{-3} \frac{1}{^\circ\text{C}}$

Las propiedades del tanque acumulador son:

- Temperatura de la superficie exterior:  $T_s = 16^\circ\text{C}$  (Se asume éste valor para una primera aproximación)
- Longitud característica:  $L = 0.845 \text{ m}$  (se toma el valor medio de la altura del tanque)

Según la ecuación 2.47 se calcula el número de Prandtl:

$$\text{Pr} = \frac{\mu_{\text{agua}} \cdot C_{p\text{agua}}}{K_{\text{agua}}}$$

$$\text{Pr} = \frac{1,846 \times 10^{-5} (\text{Pa} \cdot \text{s}) \cdot 1007 \left(\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right)}{0.026 \left(\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right)} = 0.7149$$

Según la ecuación 2.49 se calcula el número de Grashof:

$$G_{\text{rx}} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2}$$

$$G_{\text{rx}} = \frac{9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 3.33 \times 10^{-3} \frac{1}{^\circ\text{C}} (16^\circ\text{C} - 7.23^\circ\text{C})(0.845 \text{ m})^3}{(1.58 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}})^2}$$

$$G_{\text{rx}} = 5,6 \times 10^8$$

Según la ecuación 2.48 se calcula el número de deRayleigh.

$$Ra_x = Gr_x P = 5,6 \times 10^8 * 0.7149 = 4,6 \times 10^8$$

Con respecto al aire circundante las paredes laterales exteriores son placas verticales calientes, por lo tanto para determinar el número de Nusselt se usará la ecuación 2.42.

$$Nu^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{1/4}}$$

$$Nu = \left[0,825 + \frac{0,387Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{1/4}}\right]^2 = \left[0,825 + \frac{0,3874 * (4,6 \times 10^8)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{0,7149}\right)^{9/16}\right]^{1/4}}\right]^2 = 101.164$$

Entonces según la ecuación 2.50 el coeficiente convectivo es:

$$h = \frac{kNu}{L} = \frac{0,026 \frac{W}{m \cdot ^\circ K} * 101.164}{0,845 m} = 3,3 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

Finalmente se comprobará si cumple con la condición de la ecuación: 2.43

$$\frac{D}{L} \geq \frac{35}{Gr_x^{0.25}}$$

$$\frac{D}{L} = \frac{D_{int} + 2 \cdot t_{tanque} + 2e_{aislamiento}}{h/2} = \frac{0,778m}{0,845m} = 0.98$$

$$\frac{35}{Gr_x^{0.25}} = \frac{35}{(5,6 \times 10^8)^{0.25}} = 0.22$$

Como  $0.98 > 0.22$  el procedimiento seguido se sustenta satisfactoriamente.

**Cabeza superior exterior del tanque.**

Con respecto al aire circundante la cabeza superior exterior del tanque es una superficie caliente, la ecuación que se usará para calcular el número de Nusselt es la 2.44 o 2.45, dependiendo del rango para el número de Rayleigh.

$$Pr = 0.7149$$

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)(D_{ext})^3}{\nu^2}$$

$$Gr = \frac{9.8 \frac{m}{s^2} \cdot 3.33 \cdot 10^{-3} \frac{1}{^\circ C} (16 + ^\circ C - 7.23^\circ C)(0.778 m)^3}{(1.58 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s})^2}$$

$$Gr = 5,4 \cdot 10^8$$

$$Ra = 5,4 \cdot 10^8 \cdot 0.7149$$

$$Ra = 3.8 \cdot 10^8$$

$$Nu = 0,15(3,8 \cdot 10^8)^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 108,61$$

$$h = \frac{k Nu}{D} = \frac{0,026 \frac{W}{m \cdot ^\circ K} \cdot 108,61}{0,778 m} = 3,61 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

**Cabeza inferior del tanque.**

Existirá un espacio entre el suelo y el tanque que descansará sobre una estructura de soporte para evitar el humedecimiento del aislante térmico. Para determinar el coeficiente convectivo, en condiciones de convección natural exterior por debajo de una placa caliente se usa la ecuación 2.46:

$$Pr = 0.7149$$

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)(D_{ext})^3}{\nu^2}$$

$$G_r = \frac{9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 3.33 \cdot 10^{-3} \frac{1}{^\circ\text{C}} (16 + ^\circ\text{C} - 7.23^\circ\text{C})(0.778 \text{ m})^3}{(1.58 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}})^2}$$

$$G_r = 5,4 \times 10^8$$

$$Ra = 5,4 \times 10^8 \cdot 0.7149$$

$$Ra = 3.8 \times 10^8$$

$$Nu = 0,27(3,8 \times 10^8)^{\frac{1}{4}}$$

$$Nu = 37,87$$

$$h = \frac{kNu}{D} = \frac{0,026 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{K}} \cdot 37,87}{0,778 \text{ m}} = 1,25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

### Cálculo del calor perdido en la dirección radial.

Según la figura 2.18, los datos de partida para determinar el calor cedido en dirección radial son:

$$T_{1\infty} = 60^\circ\text{C}$$

$$L = 1,69 \text{ m}$$

$$T_{3\infty} = 7.23^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 158.17 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

$$R_1 = 0,335 \text{ m}$$

$$h_2 = 3,3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

$$R_2 = 0,338 \text{ m}$$

$$k_{1,2} = 0,15 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{K}}$$

$$R_3 = 0,388 \text{ m}$$

$$k_{2,3} = 0,037 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{K}}$$

Reemplazando éstos datos en la ecuación 2.56:

$$Q = \frac{60 - 7,23}{\frac{1}{2\pi \cdot 0,335 \cdot 1,69 \cdot 158,17} + \frac{\ln \frac{0,338}{0,335}}{2\pi \cdot 0,15 \cdot 1,69} + \frac{\ln \frac{0,388}{0,338}}{2\pi \cdot 0,037 \cdot 1,69} + \frac{1}{2\pi \cdot 0,388 \cdot 1,69 \cdot 3,3}}$$

$$Q = 114,35 \text{ W.}$$

Establecido éste calor es posible calcular la temperatura de la pared interior del tanque ( $T_1$ ), y la temperatura de la pared exterior del aislante térmico ( $T_3$ ), con éstas

temperaturas se determina los coeficientes convectivos  $h_1$  y  $h_2$ , con los que se calculará nuevamente el calor y las temperaturas  $T_1$  y  $T_3$ , éste procedimiento será sucesivo hasta obtener una convergencia.

Entonces, según la ecuación 2.64, la temperatura de la pared interior del tanque es:

$$T_1 = T_{1\infty} - \frac{1}{2\pi R_1 L h_1} * Q$$

$$T_1 = 60(^{\circ}\text{C}) - \frac{1}{2\pi * 0,335(\text{m}) * 1,69(\text{m}) 158.17 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}} * 114,35 \text{ W}$$

$$T_1 = 59.7^{\circ}\text{C}$$

Análogamente se determina  $T_2$  y  $T_3$ , entonces:

$$T_2 = 58.42^{\circ}\text{C}$$

$$T_3 = 16.10^{\circ}\text{C}$$

Se observa que las temperaturas obtenidas mediante cálculo son ligeramente diferentes a las temperaturas asumidas inicialmente, para una segunda iteración se tiene:

$$\text{Para } T_1 = 59.7^{\circ}\text{C} \quad h = 192.097 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\text{Para } T_3 = 16.10^{\circ}\text{C} \quad h = 3.32 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$Q = \frac{60 - 7,23}{\frac{1}{2\pi 0,335 * 1,69 * 192,097} + \frac{\ln \frac{0,338}{0,335}}{2\pi 0,15 * 1,69} + \frac{\ln \frac{0,388}{0,338}}{2\pi 0,037 * 1,69} + \frac{1}{2\pi 0,388 * 1,69 * 3,32}}$$

$$Q = 114,55 \text{ W.}$$

$$T_1 = 60(^{\circ}\text{C}) - \frac{1}{2\pi * 0,335(\text{m}) * 1,69(\text{m}) 192.097 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}} * 114,55 \text{ W}$$

$$T_1 = 59.82^{\circ}\text{C}$$

$$T_2 = 58.46^{\circ}\text{C}$$

$$T_3 = 16.06^{\circ}\text{C}$$

Se observa convergencia, entonces:

$$Q = 114,55W.$$

***Cálculo del calor perdido en dirección axial al tanque.***

Según la figura 2.20, los datos de partida para determinar el calor cedido en dirección axial al tanque por la parte superior son:

$$T_{1\infty} = 60^{\circ}C \qquad h_1 = 735,1 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$T_{3\infty} = 7,23^{\circ}C \qquad h_2 = 3,61 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$R_1 = 0,335 \text{ m} \qquad k_{1,2} = 0,15 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$L_1 = 0,003 \text{ m} \qquad k_{2,3} = 0,037 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$L_2 = 0,050 \text{ m}$$

Según la ecuación 2.62, el calor perdido es:

$$Q = \frac{60 - 7,23}{\frac{1}{735,1\pi(0,335)^2} + \frac{0,03}{0,15\pi(0,335)^2} + \frac{0,050}{0,037\pi(0,335)^2} + \frac{1}{3,61\pi(0,335)^2}}$$

$$Q = 11,41 \text{ W.}$$

$$T_1 = T_{1\infty} - \frac{1}{h_1\pi R_1^2} * Q$$

$$T_1 = 60(^{\circ}C) - \frac{1}{3,61 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C} \pi * (0,335m)^2} * 11,41 \text{ W}$$

$$T_1 = 59,95^{\circ}C$$

$$T_2 = 59,94^{\circ}C$$

$$T_3 = 16,19^{\circ}C$$

No existe convergencia se hará una segunda iteración.

$$\text{Para } T_1 = 59,95^\circ\text{C} \quad h = 271,085 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

$$\text{Para } T_3 = 16,19^\circ\text{C} \quad h = 3,63 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

$$Q = \frac{60 - 7,23}{\frac{1}{271,085\pi(0,335)^2} + \frac{0,003}{0,15\pi(0,335)^2} + \frac{0,050}{0,037\pi(0,335)^2} + \frac{1}{3,63\pi(0,335)^2}}$$

$$Q = 11,4075 \text{ W}$$

$$T_1 = 60(^\circ\text{C}) - \frac{1}{271,085 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \pi * (0,335\text{m})^2} * 11,4075 \text{ W}$$

$$T_1 = 59,9^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 59,86^\circ\text{C}$$

$$T_3 = 16,1^\circ\text{C}$$

Se observa convergencia entonces:

$$Q = 11,4075 \text{ W}.$$

Según la figura 2.21, los datos de partida para determinar el calor cedido en dirección axial al tanque por la parte inferior son:

:

$$T_{1\infty} = 60^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 158,17 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

$$T_{3\infty} = 7,23^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 3,61 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

$$R_1 = 0,335 \text{ m}$$

$$k_{1,2} = 0,15 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{K}}$$

$$L_1 = 0,003 \text{ m}$$

$$k_{2,3} = 0,037 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{K}}$$

$$L_2 = 0,050 \text{ m}$$

Según la ecuación 2.62, el calor perdido es:

$$Q = \frac{60 - 7,23}{\frac{1}{158,17\pi(0,335)^2} + \frac{0,003}{0,15\pi(0,335)^2} + \frac{0,050}{0,037\pi(0,335)^2} + \frac{1}{1,25\pi(0,335)^2}}$$

$$Q = 8,62 \text{ W.}$$

$$T_1 = T_{1\infty} - \frac{1}{h_1\pi R_1^2} * Q$$

$$T_1 = 60(^{\circ}\text{C}) - \frac{1}{158,17 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}} \pi * (0,335\text{m})^2} * 11,41 \text{ W}$$

$$T_1 = 59,84^{\circ}\text{C}$$

$$T_2 = 59,83^{\circ}\text{C}$$

$$T_3 = 26,79^{\circ}\text{C}$$

No existe convergencia, se hará una segunda iteración:

$$\text{Para } T_1 = 59,83^{\circ}\text{C} \quad h = 101,56 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\text{Para } T_3 = 26,79^{\circ}\text{C} \quad h = 1,53 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$Q = \frac{60 - 7,23}{\frac{1}{101,56\pi(0,335)^2} + \frac{0,003}{0,15\pi(0,335)^2} + \frac{0,050}{0,037\pi(0,335)^2} + \frac{1}{1,53\pi(0,335)^2}}$$

$$Q = 9,23 \text{ W}$$

$$T_1 = 60(^{\circ}\text{C}) - \frac{1}{101,56 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}} \pi * (0,335\text{m})^2} * 9,23 \text{ W}$$

$$T_1 = 59,74^{\circ}\text{C}$$

$$T_2 = 59,73^{\circ}\text{C}$$

$$T_3 = 24,34^{\circ}\text{C}$$

No existe convergencia, se hace una tercera iteración:

$$\text{Para } T_1 = 59,74^{\circ}\text{C} \quad h = 112,95 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$\text{Para } T_3 = 24,34^\circ\text{C} \quad h = 1,488 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

$$Q = \frac{60 - 7,23}{\frac{1}{112,95\pi(0,335)^2} + \frac{L}{0,15\pi(0,335)^2} + \frac{L}{0,037\pi(0,335)^2} + \frac{1}{1,488\pi(0,335)^2}}$$

$$Q = 9,153 \text{ W}$$

$$T_1 = 60(^\circ\text{C}) - \frac{1}{112,95 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \pi * (0,335\text{m})^2} * 9,153 \text{ W}$$

$$T_1 = 59,77^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 59,75^\circ\text{C}$$

$$T_3 = 24,67^\circ\text{C}$$

Se observa convergencia entonces:

$$Q = 9,153 \text{ W.}$$

### *Determinación del calor total transferido hacia el ambiente*

A continuación se muestra una tabla de resumen en la que se detallan los coeficientes convectivos interiores exteriores para cada pared del tanque de almacenamiento y el flujo de calor que circula por las mismas:

**Tabla 3. 12 Coeficientes convectivos interiores y exteriores para el tanque de almacenamiento de agua caliente empleada en el proceso de producción.**

Flujo	Coeficiente convectivo $h \left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \right)$		
	Paredes laterales	Cabeza superior	Cabeza Inferior
<b>Interior</b> (agua a	192,097	271,085	112,95
<b>Exterior</b> (aire	3,32	3,63	1,488
<b>Q(W)</b>	114,55	11,40	9,153

El calor total es la sumatoria de todos los calores parciales es decir:

$$Q_{total} = Q_{radial} + Q_{axial superior} + Q_{axial inferior}$$

$$Q_{total} = (114.55 + 11,40 + 9,153)W$$

$$Q_{total} = 135,10 W$$

Como se había determinado el calor máximo permisible a ser transferido es de  $Q_{mad}=180.88 W$ , se compara ésta cantidad con el calor total disipado:

$Q_{total} = 135,10 W$ , entonces:

$$Q_{total} < Q_{mad}$$

Por lo tanto se acepta la selección propuesta inicialmente para el aislante térmico.

**Tabla 3. 13 Datos técnicos del tanque acumulador diseñado para almacenamiento de agua caliente sanitaria necesaria en el proceso de pasteurización de leche.**

<b>Datos técnicos.</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>
Capacidad	lt	596
Diámetro con aislamiento	mm	770
Diámetro sin aislamiento	mm	670
Altura con aislamiento	mm	1790
Altura sin aislamiento	mm	1690
Peso vacío	kg	129,5
Peso con agua	kg	689,5
Presión de servicio	psi	10
Presión de diseño	psi	42.26
Temperatura de servicio	°C	60
Espesor del aislante	mm	50
Espesor de las paredes laterales	mm	3
Espesor de las cabezas inf -sup	mm	3
Tiempo estimado de vida útil	Años	20

El aislante térmico seleccionado es K-FLEX ST-ROLLOS AUTOADHESIVOS, y el material del tanque metálico es ACERO INOXIDABLE AISI 304.

### 3.1.1.7 Selección de la configuración básica.

La producción de agua caliente, referida en éste diseño es para uso industrial, para éste propósito se requiere un área de captación solar de  $8 \text{ m}^2$ ; conectada a un tanque acumulador de 596 lt de capacidad.

La combinación de lo expuesto anteriormente proporciona un criterio para la selección de la configuración básica del sistema, se seleccionó una instalación de circulación forzada sin intercambiador de calor, cuyo esquema se muestra a continuación:

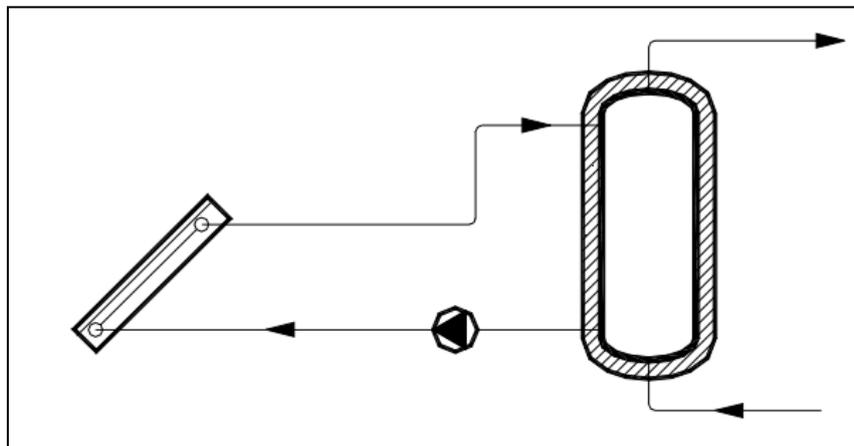


Figura 3. 5Esquema de circuito por circulación forzada sin intercambiador de calor [9]

### 3.1.1.8 Diseño del sistema de captación.

El área de captación necesaria para proporcionar la potencia requerida en la generación de agua caliente empleada como fuente auxiliar en el pasteurizador, es de  $8 \text{ m}^2$ , distribuidos en 4 colectores solares de  $2 \text{ m}^2 \text{ c/u}$ , los mismos que tendrán una inclinación de  $5^\circ$ , y estarán orientados hacia el norte. Los colectores solares se conectarán en serie según el siguiente esquema:

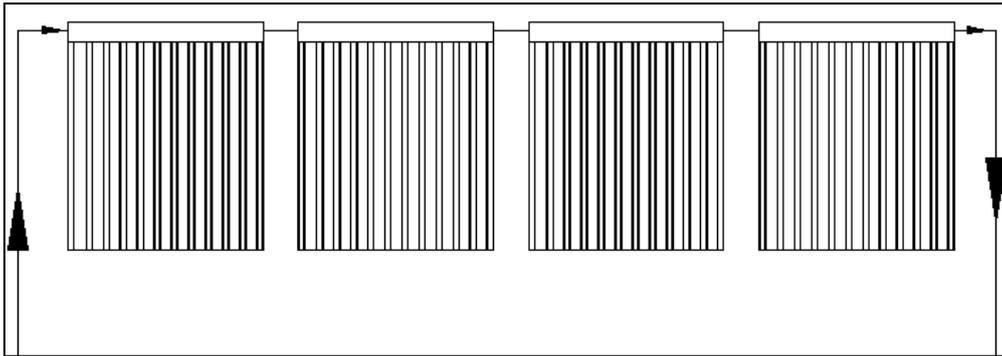


Figura 3. 6Esquema de conexión en serie para los cuatro captadores CPC 12 OEM, necesarios en el sistema de precalentado de agua a ser utilizada en el pasteurizador.

### 3.1.1.9 Diseño del circuito hidráulico.

#### *Determinación del caudal de diseño.*

El caudal de diseño se determina en función del tipo de instalación y del área de captación solar, con los siguientes datos de partida:

$$A_{\text{abs}} = 8,00 \text{ m}^2.$$

$$N_{\text{cap}} = 4.$$

Según la ecuación 2.67 se tiene

$$Q_{\text{diseño}} = \frac{1 * A_{\text{abs}}}{N_{\text{cap}}}$$

$$Q_{\text{diseño}} = \frac{1,0 * 8 \text{ lt}}{4 \text{ min}}$$

$$Q_{\text{diseño}} = 2,0 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

Sin embargo para éstos colectores solares se recomienda un caudal de diseño de 2,4 lt/min, siendo mandatorio éste valor pues de éste parámetro depende el óptimo desempeño del equipo, por otra parte éste valor está dentro de un rango favorable.

$$Q_{\text{diseño}} = 2,4 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

### Selección del diámetro de tubería empleada en la interconexión entre el tanque acumulador y los captadores solares

El diámetro mínimo de tubería seleccionada para la interconexión entre el tanque acumulador y los captadores solares deberá ser tal que cumpla con las siguientes condiciones:

$$Q_{\text{diseño}} = 2,4 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

$$V = 3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Según la ecuación 2.71 el diámetro de tubería es:

$$\phi = 2 \cdot \sqrt{\frac{4 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 3 \frac{\text{m}}{\text{s}}}}$$

$$\phi = 4,12 \text{ mm}$$

El diámetro comercial superior al requerido es de ½", esto según la tabla 2.12, se determinará la pérdida de carga generada por metro lineal de tubería mediante la ecuación 2.72:

La tubería de polipropileno de diámetro comercial de ½", tiene las siguientes características:

$$\phi_{\text{int}} = 0.0145 \text{ m}$$

$$\varepsilon = 0.0015 \text{ mm}$$

El fluido es agua a 60°C la que presenta las siguientes propiedades [11].

$$\mu = 4,63 \times 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$\rho = 983,13 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

La velocidad interior del fluido se calcula mediante la ecuación 2.70

$$V = \frac{4Q}{\pi \cdot \phi^2}$$

$$V = \frac{4 \times (4 \times 10^{-5}) \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot (0.0145 \text{m})^2}$$

$$V = 0.24 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El número de Reynolds se calcula según la ecuación 2.74

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu}$$

$$\text{Re} = \frac{983,13 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,24 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0.0145 \text{ m}}{4,63 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}}$$

$$\text{Re} = 7458,17$$

La rugosidad relativa se es:

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,0015 \text{ mm}}{14,5 \text{ mm}}$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = 1,03 \times 10^{-4}$$

Reemplazando los valores para el número de Reynolds y rugosidad relativa en la ecuación 2.75

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3,7} + \frac{2,51}{\text{Re} \cdot \sqrt{f}} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{1,03 \times 10^{-4}}{3,7} + \frac{2,51}{7458,17 \sqrt{f}} \right)$$

$$f = 0,03356$$

La pérdida de carga por metro de tubería se determina mediante la ecuación 2.72:

$$H_f = f \frac{L V^2}{D 2g}$$

$$H_f = 0,03356 \frac{1,0 \text{ m}}{0.0145 \text{ m}} \times \frac{(0,24 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \left( 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)}$$

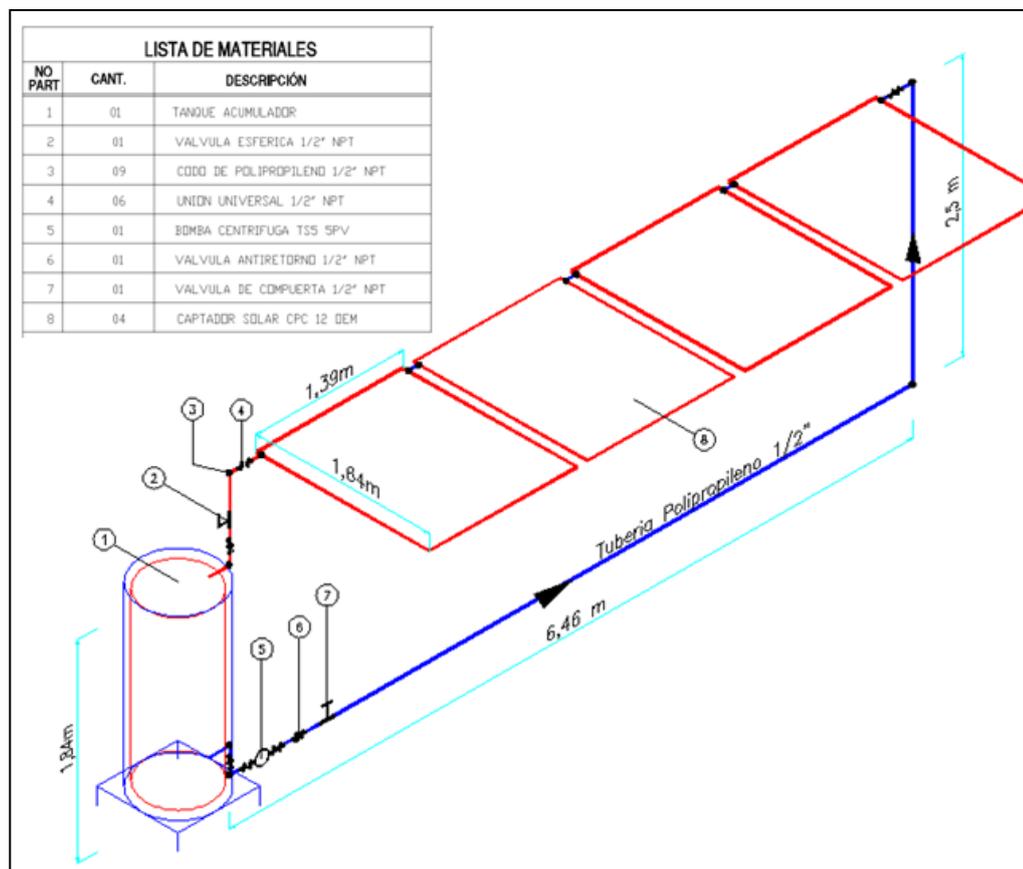
$$H_f = 0.00693 \text{ m. c. a}$$

$$H_f = 6,93 \frac{\text{mm. c. a}}{\text{m lineal de tubería}}$$

La tubería de diámetro comercial 1/2" cumple con las condiciones definidas en el apartado 2.12, por lo tanto se acepta su selección.

### *Selección de la bomba de circulación.*

Primero es necesario determinar la pérdida de carga total originada por el paso del agua a través del circuito de recirculación del sistema se hace indispensable conocer con exactitud, su configuración, a continuación se muestra el diagrama de línea de la instalación que detalla la ubicación del grupo de bombeo, tanque acumulador y captadores solares, accesorios y trazado de tubería.



**Figura 3. 7** Circuito primario del sistema térmico solar usado como fuente auxiliar en el proceso de pasteurización.

Las pérdidas de carga originadas en los captadores solares, son función del caudal para determinar su valor se usa la siguiente gráfica.

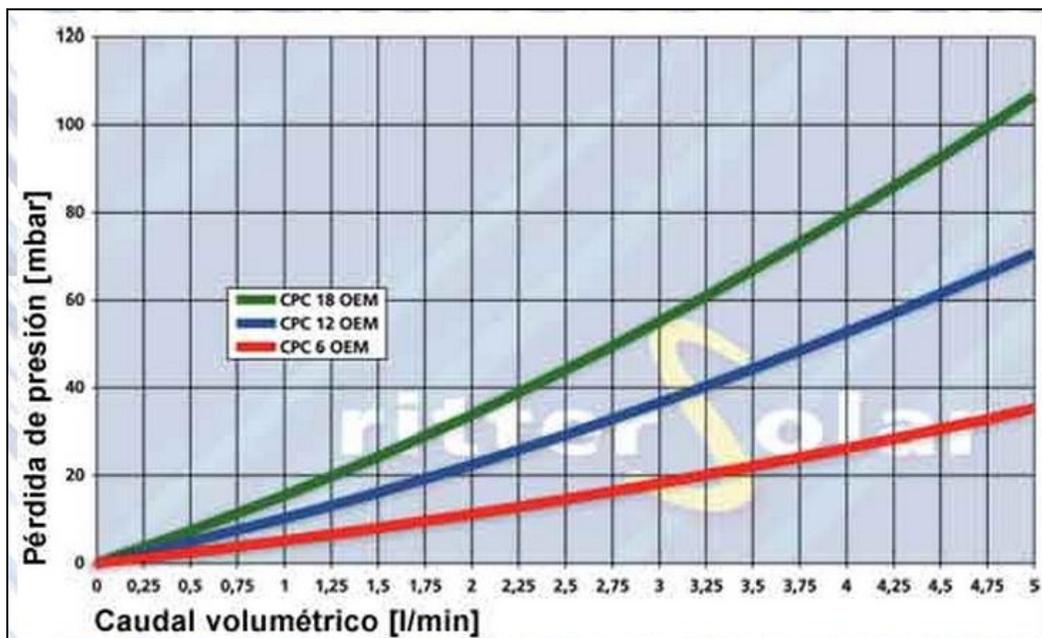


Figura 3. 8Pérdida de carga producida por el paso del agua a través del captador solar seleccionado [mbar].

La curva del colector seleccionado es la de color azul, para un caudal volumétrico de 2,4 lt/min se lee 28 mbar (0,2855 m.c.a) de pérdida de presión, por cada captador solar.

Para el cálculo de las pérdidas producidas en los accesorios, se determinará el valor de pérdida unitaria, éste valor se multiplicará por el número total de accesorios similares encontrados en el trayecto del circuito.

Por ejemplo para codo estándar de 90°, la pérdida de carga estará determinada por la ecuación 2.72:

Datos:

$$\frac{L}{D} = 30 \text{ Valor obtenido de la tabla 2.14.}$$

$$V = 0.24 \frac{m}{s}$$

$$f = 0.03356$$

Reemplazando éstos datos en la ecuación 2.72:

$$H_f = f \frac{L V^2}{D 2g}$$

$$H_f = 0,03356 \times 30 \times \frac{0,24^2}{2 \times 9,8} \text{ m. c. a}$$

$$H_f = 0.003 \text{ m. c. a}$$

La pérdida de carga total producida por los codos del circuito será:

$$H_{fT} = 9 \text{ codos} \times 0.003 \frac{\text{m. c. a}}{\text{codo}}$$

$$H_{fT} = 0.027 \text{ m. c. a}$$

Para los demás accesorios incluidos los captadores solares y los metros de tubería se sigue el mismo procedimiento, en la siguiente tabla se detalla el número de accesorios que intervienen en el recorrido, los metros de tubería, el número de captadores, la caída de presión unitaria y total

**Tabla 3. 14 Pérdida de cargas originadas por el paso del agua a través del circuito entre los captadores y el tanque de acumulación.**

Cantidad	Denominación	Velocidad del fluido (m/s)	Factor de fricción	L/D	Pérdida de carga unitaria (m.c.a)	Pérdida de carga total (m.c.a)
4,00	Captador solar CPC 12 OEM	0,24223	0,03356	2841,65939	0,28550	1,14200
1,00	Válvula de compuerta 100% abierta	0,24223	0,03356	8,00000	0,00080	0,00080
1,00	Válvula esférica 100% abierta	0,24223	0,03356	18,00000	0,00181	0,00181
1,00	Válvula de retención de disco oscilante (V. Check)	0,24223	0,03356	50,00000	0,00502	0,00502
1,00	Entradas de tubería con resalte al interior	0,24223	0,03356	19,50000	0,00196	0,00196
1,00	Salidas de tubería con resalte	0,24223	0,03356	25,00000	0,00251	0,00251
6,00	Unión universal	0,24223	0,03356	30,00000	0,00301	0,01808
9,00	Codo estándar 90°	0,24223	0,03356	30,00000	0,00301	0,02713
16,68	Metros de tubería de 1/2"	0,24223	0,03356	68,96552	0,00693	0,11557
Pérdidas de carga por longitud de tubería (m.c.a)						0,11557
Pérdidas de carga por accesorios (m.c.a)						1,19932
<b>Pérdida de carga total (m.c.a)</b>						<b>1,31489</b>

Para el circuito de circulación entre el tanque y los captadores se tiene las siguientes particularidades:

- $v_1 = v_2$ , al ser la tubería de succión del mismo diámetro que la tubería de descarga y al no existir una derivación de caudal.
- $Z_1 = Z_2$ , el fluido regresa al mismo punto de donde partió es decir la descarga está a la misma altura que la succión.
- $P_1 = P_2$ , tanto la descarga como la succión están a presión atmosférica pues el tanque contará con un respiradero.

La carga que deberá vencer la bomba de recirculación se calcula mediante la ecuación 2.78:

$$H_B = \frac{1}{2g}(v_2^2 - v_1^2) + (Z_2 - Z_1) + \frac{1}{\gamma}(P_2 - P_1) + \sum hf$$

$$H_B = \sum hf$$

$$H_B = 1,31 \text{ m. c. a (Ver tabla 3.14)}$$

La potencia mínima de la bomba seleccionada se calcula según la ecuación 2.79:

$$N_e = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_B}{\eta}$$

$$N_e = \frac{9800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3 \cdot \text{s}^2} \cdot 4,0 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1,31 \text{ m.}}{0,25}$$

$$N_e = 2,05 \text{ W}$$

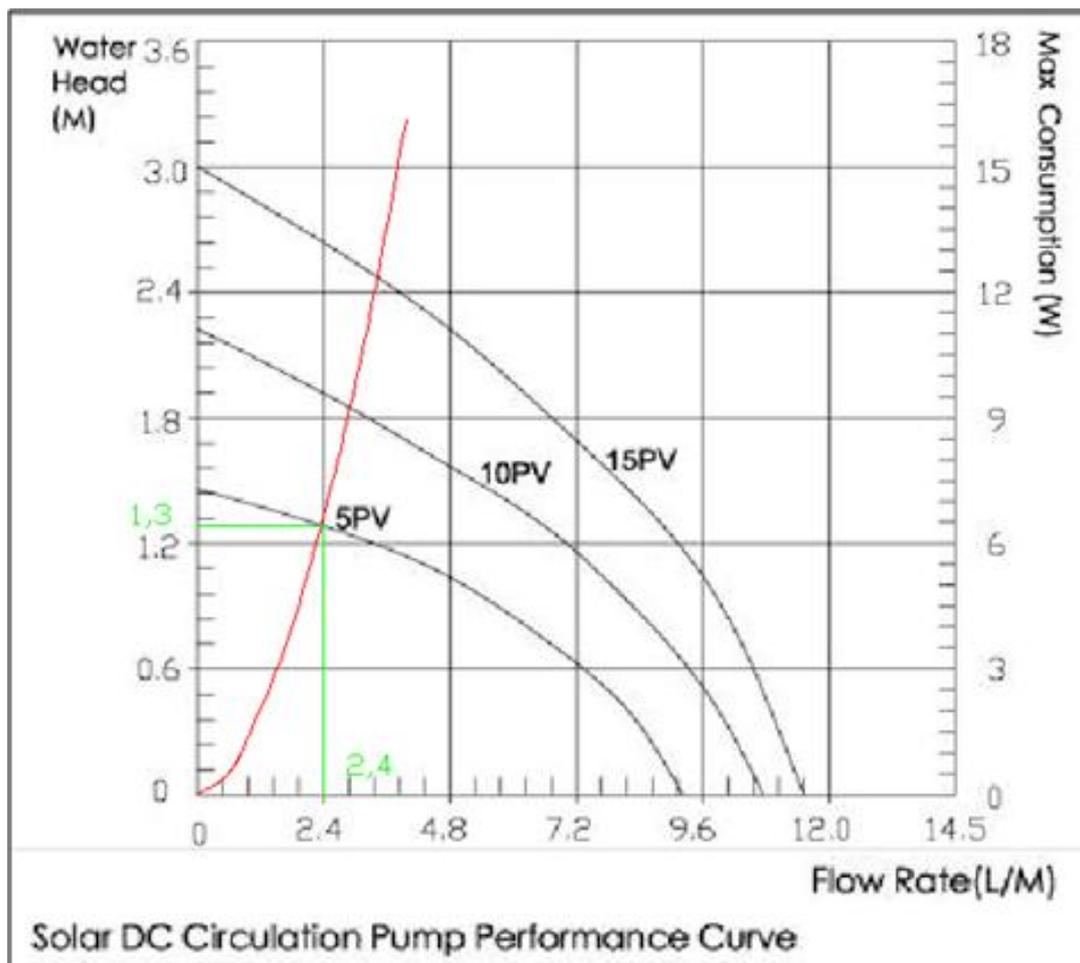
Como se ve se requiere una bomba de muy baja potencia, sin embargo esto es usual en éste tipo de instalaciones.

Análogamente al procedimiento seguido para determinar la carga o presión que deberá vencer la bomba para un caudal de diseño, se calcula ésta carga para diferentes caudales, con el fin de graficar la curva del sistema:

**Tabla 3. 15Caudal frente a pérdida de carga total en el sistema de circulación de agua entre el tanque acumulador y los captadores solares.**

Q (lt/min)	D (mm)	V (m/s)	Re	$\Sigma \frac{L}{D}$	$\frac{\epsilon}{D}$	f	$H_B$ (m.c.a)
1,4	14,5	0,1413028	4350,6	13087,48	0,0001034	0,0390	0,5205024
1,5	14,5	0,1513959	4661,35	13087,48	0,0001034	0,0383	0,5857155
1,6	14,5	0,161489	4972,11	13087,48	0,0001034	0,0376	0,6541951
1,7	14,5	0,171582	5282,87	13087,48	0,0001034	0,0369	0,7258985
1,8	14,5	0,1816751	5593,62	13087,48	0,0001034	0,0363	0,8007850
1,9	14,5	0,1917681	5904,38	13087,48	0,0001034	0,0358	0,8788154
2	14,5	0,2018612	6215,14	13087,48	0,0001034	0,0353	0,9599526
2,4	14,5	0,2422334	7458,17	13087,48	0,0001034	0,0336	1,3148924

En base a ésta tabla se puede elaborar una gráfica o curva característica del sistema, la que se sobrepone a la curva característica de la bomba seleccionada (Ver anexo D) para determinar el punto de funcionamiento.



**Figura 3. 9Curva característica de la bomba seleccionada, curva característica del sistema y punto de funcionamiento.**

Características de la bomba seleccionada:

- Modelo: TS5 5PV.
- Voltaje: 8V- 24V DC
- Conexiones: 1/2" NPT
- Máxima presión del sistema: 10 Bar
- Máxima temperatura de trabajo: 110°C.
- Potencia mínima de arranque: 2Watt.
- Ruido producido: < 45 dB a un metro de distancia.

### **3.1.1.9 1 Definición del sistema eléctrico y de control.**

La bomba seleccionada puede ser acoplada directamente a un panel fotovoltaico para su funcionamiento esto facilita muchísimo la labor de automatización pues se encenderá únicamente en las horas de sol, funcionando a mayor potencia cuando hay más sol cuando el sistema necesita más circulación y bajando el flujo cuando el sol decae con esto se elimina todos los controladores, termóstatos y sensores.

La bomba será acoplada directamente a un panel solar de 5 W de potencia (ver anexo D), independizando su funcionamiento de la energía de la red esto es ideal para el sector rural pues en aquellos lugares el suministro de energía no es muy fiable.

El panel fotovoltaico seleccionado para accionar a la bomba es el SPM005P (ver anexo D), sus características se enumeran a continuación, a 25°C de temperatura e irradiación de  $1000 \frac{W}{m^2}$ .

Modelo: Solartech SPM005P

- Potencia nominal: 5 Watts.
- Máximo Voltaje a potencia nominal: 17,1 V DC
- Máxima intensidad a potencia nominal: 0,29 A DC
- Voltaje de apertura del circuito: 21,7 V DC
- Intensidad de apertura del circuito: 0.31<sup>a</sup> DC<sup>a</sup>
- Eficiencia 6,4%

El circuito no requiere protecciones de sobre voltaje o por cortocircuito pues el panel fotovoltaico ya cuenta con dichas protecciones, lo único que se le acoplará es un

interruptor que forzará la apertura del circuito en caso de requerir la parada de la bomba, a continuación se muestra el diagrama eléctrico de la instalación.

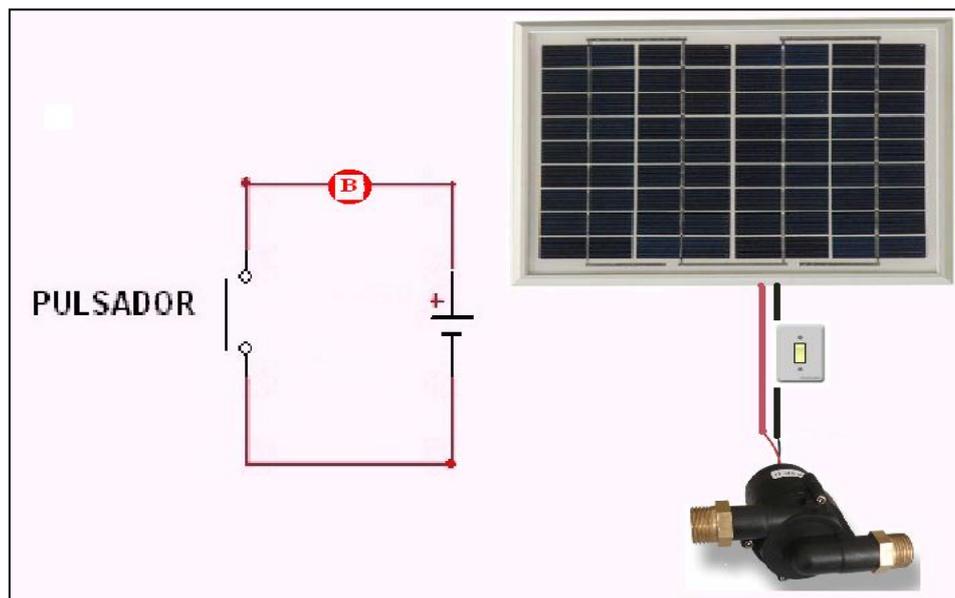


Figura 3. 10 Diagrama de la conexión entre el panel fotovoltaico y la bomba de recirculación de agua.

### 3.1.1.9.2 Selección de accesorios hidráulicos.

La instalación es de circuito ventilado es decir tiene una tubería que comunica al acumulador con la atmósfera, a través de una salida horizontal por éste motivo no se requiere válvula de seguridad, éste venteo se coloca para permitir el vaciado del tanque sin necesidad de que ingrese agua a sustituir el agua que se consume.

Antes y después de la bomba, el grupo de captadores solares y el tanque acumulador se colocarán uniones universales que faciliten el montaje y desmontaje de éstos elementos.

Antes del grupo de captadores solares se colocará una válvula de compuerta para regular el caudal que circula a través de ellos, a la salida de éste grupo se colocará una válvula esférica en el caso de querer parar el sistema para sustituir alguna parte.

A continuación de la bomba se colocará una válvula antiretorno para evitar el flujo en dirección contraria.

Al ser una instalación de flujo directo, es decir el agua acumulada en el tanque es la que circula a través de los captadores, la instalación no requiere de un vaso de expansión que absorba la dilatación del fluido, puesto que ésta dilatación será absorbida directamente en el tanque el que posee un venteo.

### **3.1.1.9.3 Selección del aislamiento térmico para la tubería de conducción.**

Para tubería de 1/2", según la tabla 2.15 se selecciona el aislante térmico tipo coquilla K FLEX ST 9 X 22 (ver anexo B), las especificaciones de éste aislante térmico se muestran a continuación:

- Temperatura límite  $T_{lim} = 116 \text{ }^\circ\text{C}$
- No vulnerable a la corrosión.
- Absorción agua (% volumen ) después de 28 días  $< 1,1$
- Flexibilidad excelente.
- Resistencia a U.V. y a la intemperie buena.
- Resistencia al aceite y agua buena.
- Comportamiento ante el fuego: auto extinguido.
- Resistencia mecánica media.
- Peso específico  $\rho = 65 \pm 10 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ .
- Coeficiente de conductividad  $k = 0.037 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$  a los  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ .
- Espesor del aislante = 10 mm.

### **Pérdidas de calor producidas en tuberías de interconexión.**

El fluido exterior es aire a  $7.23 \text{ }^\circ\text{C}$  el que presenta las siguientes propiedades [11].

- Calor específico:  $C_p = 1007 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$ .

- Coeficiente de conductividad térmica:  $K_{\text{aire}} = 0.026 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$ :
- Densidad:  $\rho = 1,161 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Viscosidad dinámica:  $\mu = 1,846 \times 10^{-5} \text{Pa} \cdot \text{s}$ :
- $Pr = 0.7149$

El fluido interior es agua a 60°C la que presenta las siguientes propiedades [11].

- Calor específico:  $C_p = 4185 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{C}}$
- Coeficiente de conductividad térmica:  $K = 653,6 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{C}}$
- Densidad:  $\rho = 983,13 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Viscosidad dinámica:  $\mu = 4,63 \times 10^{-4} \text{Pa} \cdot \text{s}$
- $Pr = 2.99$

Como se determinó anteriormente, para el fluido interior:

$$Re = 7458,17$$

$n=0,3$  Ya que el fluido se enfría al ir desde el tanque acumulador hasta los captadores solares.

El fluido está en régimen turbulento, por lo tanto para determinar el número de Nusselt se usará la ecuación 2.82

$$Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^n$$

$$Nu = 0.023 \times (7458,17)^{4/5} (2,99)^{0,3}$$

$$Nu = 40.04$$

$$h = Nu \cdot \frac{K}{Di}$$

$$h = 40,04 \cdot \frac{653,6 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{C}}}{0.0145 \text{ m}}$$

$$h_1 = 1805 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Para el fluido exterior el número de Reynolds se calcula según la ecuación 2.74:

$$V_{\text{Viento}} = 0.7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$D = 0.0413$  m. Para tuberías exteriores de diámetro nominal ½”, cubiertas con aislante térmico de tipo K FLEX ST 9 X 22.

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu}$$

$$\text{Re} = \frac{1,161 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,7 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0.0413 \text{ m}}{1,846 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}}$$

$$\text{Re} = 1818,22$$

Los valores de C y m se toman de la tabla 2.16, el número de Nusselt se calcula mediante la ecuación 2.83

$$N_u = C \cdot \text{Re}^m \cdot \text{Pr}^{0.333}$$

$$N_u = 0,683 \times (1818,22)^{0.466} \times (0,7149)^{0.333}$$

$$N_u = 20.17$$

$$h = N_u \cdot \frac{\text{K}}{\text{D}}$$

$$h = 20,17 \cdot \frac{0.026 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}}{0.0413 \text{ m}}$$

$$h_2 = 12,70 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

El calor perdido a través de las tuberías de interconexión, se evalúa según la ecuación 2.56, para los valores mostrados en la figura 2.18 se tiene:

$$T_{1\infty} = 7,23 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$R_3 = 0.02065 \text{ m}$$

$$T_{3\infty} = 60^\circ\text{C}$$

$$k_{1,2} = 0.22 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$R_1 = 0.00725 \text{ m}$$

$$k_{2,3} = 0.037 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$R_2 = 0.01065 \text{ m}$$

$$h_1 = 1805 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}; h_2 = 12,70 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$L = 16,68 \text{ m}$  : Es la longitud total del circuito.

Reemplazando éstos datos en la ecuación 2.56:

$$Q = \frac{60 - 7,23}{\frac{1}{2\pi \cdot 0,00725 \times 16,63 \times 1805} + \frac{\ln \frac{0,01065}{0,00725}}{2\pi \cdot 0,22 \times 16,63} + \frac{\ln \frac{0,02065}{0,01065}}{2\pi \cdot 0,037 \times 16,63} + \frac{1}{2\pi \cdot 0,02065 \times 16,68 \times 12,70}}$$

$$Q = 235,02 \text{ W}$$

El calor máximo admisible que se puede ceder al ambiente desde la tubería está dado por la ecuación 2.84:

$$Q_{\text{mad}} = 0,1 * \frac{E_{\text{neta}} / \text{día}}{H_{\text{sol}}}$$

$$0,1 * \frac{102,67 \text{ MJ}}{9 \text{ hr}}$$

$$Q_{\text{mad}} = 316,88 \text{ W}$$

Como  $Q < Q_{\text{mad}}$  se acepta la selección del aislante térmico.

### **3.1.2 Diseño del subsistema para el aseo de implementos y lavado de la ropa de trabajo.**

#### **3.1.2.1 Determinación del consumo diario de agua caliente sanitaria.**

Éstas dos actividades se han agrupado debido a que se realizan a la misma hora es decir a la 19:00 aproximadamente, para determinar la cantidad de agua caliente necesaria se establecen las siguientes consideraciones:

En la quesería existen dos lavadoras de ropa cada una de ellas emplea 140 lt de agua por lavado [25], es decir se requiere de 280lt, por otra parte la cantidad necesaria de agua para el aseo de implementos se definió en base a un gasto volumétrico mínimo de 0.15 lt/s (ver tabla 2.17), para fregaderos, si se estima que dicho aseo durará 30 minutos, la cantidad de agua consumida será de 270 lt, para el aseo de implementos y lavado de la ropa de los trabajadores se requieren **550lt**diariamente.

### **3.1.2.2 Utilización del agua residual generada en el proceso de pasteurización para suplir la demanda de agua caliente sanitaria.**

Del proceso de pasteurización se puede utilizar el agua residual, la que tiene un volumen de 558 lt y está a una temperatura de 65°C, pues la leche y el agua alcanzarán un equilibrio térmico a ésta temperatura que es la ideal para el proceso. En cuanto al requerimiento de agua caliente para el aseo de implementos y lavado de la ropa de los trabajadores es de 550 lt a una temperatura de 60°C, como se ve ésta demanda se ajusta perfectamente al volumen y temperatura del agua desechada en el proceso anterior. Con la utilización secuencial del agua mejora la eficiencia de la instalación pues en lugar de desechar el agua se la emplea en otro proceso dentro de la misma planta, esto es posible porque el agua después de su primera utilización no presenta ninguna contaminación o cambio en sus propiedades químicas y porque el horario de utilización se ajusta.

#### **3.1.2.4 Cuantificación de la energía residual aprovechada.**

En éste proceso se aprovecha el agua caliente proveniente del proceso de pasteurización, la que presenta las siguientes propiedades:

$$V_{\text{agua}} = 558 \text{ lt}$$

$$T_{\text{agua}} = 65 \text{ °C}$$

La temperatura del agua de la red se obtiene del promedio de los valores diarios medios mensuales, mostrados en la tabla 3.2

$$T_{\text{agua red}} = 10,26 \text{ °C}$$

El agua a 65 °C presenta las siguientes propiedades:

$$\rho_{\text{agua}} = 980,45 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$C_p = 4,187 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{K}}$$

Entonces:

$$m = \rho V$$

$$m_{\text{agua}} = 0.558 \text{ m}^3 \times 980,45 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m_{\text{agua}} = 547 \text{ kg.}$$

Reemplazando éstos datos en la ecuación 2.21 se tiene:

$$E_{\text{aprov}} = m C_p \Delta T$$

$$E_{\text{aprov}} = 547 \text{ kg} \times 4,187 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} \times (65 ^\circ\text{C} - 10,26 ^\circ\text{C})$$

$$E_{\text{aprov}} = 125,37 \text{ MJ}$$

La energía residual aprovechada anualmente es:

$$E_{\text{anual}} = 365 \times 125,37 \text{ MJ}$$

$$E_{\text{anual}} = 45760 \text{ MJ}$$

#### **3.1.2.4 Diseño del tanque de almacenamiento.**

El agua desechada del proceso de pasteurización necesita ser almacenada para su posterior utilización en el aseo de implementos y lavado de la ropa de los trabajadores, esto debido a que existe un intervalo considerable de tiempo entre éstas dos actividades (ver tabla 3.1), para lo cual se empleará un tanque idéntico al diseñado en el proceso anterior, esto debido a que tanto la temperatura de utilización como el volumen de agua almacenada son similares para los dos procesos, en consecuencia el tanque tendrá las similares características, según la tabla 3.13

### **3.1.3Diseño del subsistema para el aseo personal de los empleados de la planta.**

#### **3.1.3.1Determinación del consumo diario de agua caliente sanitaria.**

En la planta existirán 6 duchas y 4 lavabos, para determinar el consumo de agua caliente sanitaria generado en las duchas se establece un consumo de 30 litros por persona (ver tabla 2.10), las duchas serán usadas por diez personas diariamente entonces el consumo será de 300 lt diarios en las duchas, para los lavabos según la referencia [26], se establece un caudal instantáneo mínimo de 0.05 lt/s (ver tabla 2.17) , si se considera que al lavarse las manos se tarda aproximadamente 2 minutos entonces la cantidad de agua consumida por cada uso será de 6 lt, en el día se usarán 3 veces cada lavabo por lo tanto el consumo generado será de 72 lt, en total se requieren 372 lt.

#### **3.1.3 2Cálculo de la demanda de energía térmica.**

Temperatura de consumo = 45°C, gasto diario = 372 lt/día

Se emplean los datos mostrados en la tabla 3.2 para la temperatura del agua de la red, según la ecuación 2.25, se calcula la necesidad energética mensual, para el aseo personal de los empleados de la planta.

**Tabla 3. 16Demanda de energía térmica para el aseo personal de los empleados de la planta. (MJ).**

MES	OCU (%)	CONSUMO ( $m^3$ )	$T_{AFY}$ (°C)	SALTO TÉRMICO (°C)	DEMANDA (MJ)
ENERO	100	11,532	10,1	34,9	1684,73
FEBRERO	100	10,416	10,2	34,8	1517,33
MARZO	100	11,532	10,2	34,8	1679,9
ABRIL	100	11,16	12,1	32,9	1536,95
MAYO	100	11,532	11,1	33,9	1636,45
JUNIO	100	11,16	11,1	33,9	1583,66
JULIO	100	11,532	10,1	34,9	1684,73
AGOSTO	100	11,532	10,1	34,9	1684,73
SEPTIEMBRE	100	11,16	10,1	34,9	1630,38
OCTUBRE	100	11,532	9	36	1737,83
NOVIEMBRE	100	11,16	9	36	1681,77
DICIEMBRE	100	11,532	10	35	1689,55

### 3.1.3.3 Dimensionado de la superficie de captadores.

Para determinar la eficiencia del colector solar se utiliza la ecuación 2.28 y los datos mostrados en las tablas 3.3, 3.4 y 3.5.

**Tabla 3. 17** Eficiencia del colector solar seleccionado para el aseo personal de los empleados de la planta.

Mes	$T_{ref}$	$T_{amb}$	$H_{sol}$	$G_{dm\beta}$ (MJ/m <sup>2</sup> )	$G_{dm\beta}$ (Wh/m <sup>2</sup> )	$\frac{G_{dm\beta}}{H_{sol}}$ (W/m <sup>2</sup> )	X	$\eta$
ENERO	45	7,23	8,75	25,49	7080,56	809,21	0,05	0,67
FEBRERO	45	7,23	9,25	23,2	6444,44	696,7	0,05	0,67
MARZO	45	7,23	9,5	27,38	7605,56	800,59	0,05	0,67
ABRIL	45	10,115	9,25	26,66	7405,56	800,6	0,04	0,68
MAYO	45	10,115	8,75	25,34	7038,89	804,44	0,04	0,68
JUNIO	45	9,115	8,5	21,11	5863,89	689,87	0,05	0,67
JULIO	45	9,115	8,75	23,68	6577,78	751,75	0,05	0,67
AGOSTO	45	9,115	9,25	24,75	6875	743,24	0,05	0,67
SEPTIEMBRE	45	9,115	9,5	23,37	6491,67	683,33	0,05	0,67
OCTUBRE	45	7,23	9,25	26,3	7305,56	789,79	0,05	0,67
NOVIEMBRE	45	8,23	8,75	16,91	4697,22	536,83	0,07	0,66
DICIEMBRE	45	7,23	8,5	26,38	7327,78	862,09	0,04	0,68

Se determinan todos los parámetros que intervienen en el cálculo del área de captación necesaria.

**Tabla 3. 18** Variables que intervienen en la determinación del área de captación solar necesaria para el aseo personal de los empleados de la planta.

	$D_{ACSmes}$ (MJ)	n	k	$G_{dm\beta} \cdot N_{días}$ (MJ/m <sup>2</sup> )	$E_{netames}$ (MJ/m <sup>2</sup> )
ENERO	1684,7	0,67	0,9	790,19	476,5
FEBRERO	1517,3	0,67	0,9	649,6	391,7
MARZO	1679,9	0,67	0,9	848,78	511,8
ABRIL	1537	0,68	0,9	799,8	489,5
MAYO	1636,5	0,68	0,9	785,54	480,8
JUNIO	1583,7	0,67	0,9	633,3	381,9
JULIO	1684,7	0,67	0,9	734,08	442,7
AGOSTO	1684,7	0,67	0,9	767,25	462,7
SEPTIEMBRE	1630,4	0,67	0,9	701,1	422,8
OCTUBRE	1737,8	0,67	0,9	815,3	491,6
NOVIEMBRE	1681,8	0,66	0,9	507,3	301,3
DICIEMBRE	1689,6	0,68	0,9	817,78	500,5
TOTAL	19748				5354

$$A_{cap} = \frac{19748}{5354} = 3.69m^2$$

$$N_{cap} = \frac{3.69}{2,00} = 1.8 \rightarrow 2$$

El requerimiento es de 2 colectores solares CPC 12 OEM, la energía solar neta captada por los éstos captadores se determina en la siguiente tabla.

**Tabla 3. 19Energía captada mensualmente por el equipo térmico, seleccionado para el aseo personal de los empleados de la planta (MJ/m<sup>2</sup>).**

MES	$E_{neta\ mes}$ (MJ/m <sup>2</sup> )	$A_{cap}$ (m <sup>2</sup> )	$E_{cap}$ (MJ/m <sup>2</sup> )
ENERO	476,5	4	1905,94
FEBRERO	391,7	4	1566,84
MARZO	511,8	4	2047,26
ABRIL	489,5	4	1957,91
MAYO	480,8	4	1923
JUNIO	381,9	4	1527,52
JULIO	442,7	4	1770,6
AGOSTO	462,7	4	1850,61
SEPTIEMBRE	422,8	4	1691,05
OCTUBRE	491,6	4	1966,5
NOVIEMBRE	301,3	4	1205,34
DICIEMBRE	500,5	4	2001,93
TOTAL	5354		21414,5

A partir de la tabla 3.21, se obtienen los siguientes valores para déficit y demanda energética anual:

1.  $\Sigma$  Déficit energético = 532,6 MJ.
2.  $\Sigma$  Demanda energética = 1974,8 MJ.

El porcentaje anual de déficit energético se calcula a partir de la ecuación 2.32:

$$\text{Déficit de energía} = \frac{532,6}{1974,8} * 100 = 2,7 \%$$

Y por lo tanto el ahorro de energía según la ecuación 2.33 debido al aporte solar será:

$$\text{Aporte solar}(\%) = 100 - \text{Déficit de energía}(\%)$$

$$\text{Aporte solar} = 100.00 - 2,7 = 97,3\%$$

**Tabla 3. 20** Porcentaje de sustitución para demanda energética necesaria para el aseo personal de los empleados de la planta.

MES	$D_{ACSmes}$ (MJ)	$E_{Cap}$ (MJ)	$\%_{Sust.}$	Déficit (MJ)
ENERO	1684,7	1905,94	100	0
FEBRERO	1517,3	1566,84	100	0
MARZO	1679,9	2047,26	100	0
ABRIL	1537	1957,91	100	0
MAYO	1636,5	1923	100	0
JUNIO	1583,7	1527,52	96,455	56,14
JULIO	1684,7	1770,6	100	0
AGOSTO	1684,7	1850,61	100	0
SEPTIEMBRE	1630,4	1691,05	100	0
OCTUBRE	1737,8	1966,5	100	0
NOVIEMBRE	1681,8	1205,34	71,6709	476,4
DICIEMBRE	1689,6	2001,93	100	0
<b>TOTAL</b>	19748	21414,5		532,6

### 3.1.3.4 Diseño del tanque de almacenamiento

Para el diseño del tanque acumulador empleado en el almacenamiento de agua caliente sanitaria requerida para el aseo personal de los empleados de la planta, el procedimiento es idéntico al seguido en el diseño anterior por lo tanto:

1.- El cociente entre la carga de consumo y el área total de captadores estará comprendido entre los siguientes valores.

$$60 \leq \frac{M}{A_{cap}} \leq 100$$

$$\frac{M}{A_{cap}} = \frac{372}{4} = 93$$

Cumple con la especificación.

2.- El volumen del acumulador cumplirá la siguiente condición.

$$0.8 \leq \frac{V}{M} \leq 1.2$$

$$\frac{V}{M} = \frac{372}{372} = 1$$

Cumple con la especificación.

Para la determinar el tamaño óptimo del tanque acumulador y el diseño mecánico del mismo se emplean los siguientes datos:

$$V_{\text{tanque}} = 372 \text{ lt} = 13,137 \text{ ft}^3$$

$$P_{\text{dis}}: 10 \text{ (psi)}$$

CA: No es necesario adicionar un espesor adicional por corrosión.

$$S: 18670 \text{ (psi)}$$

$$E: 0.8 \text{ (tanto por uno)}$$

El diámetro óptimo para el presente volumen es de 2.15 ft, entonces:

$$h = 1.121 \text{ m}$$

Una vez establecidas las medidas del tanque es necesario considerar la facilidad de construcción y disponibilidad de materiales en el mercado, también se debe considerar una altura que produzca un volumen para la recirculación, entonces las medidas reales serán:

$$V = 0.40 \text{ m}^3$$

$$D = 0.65 \text{ m}$$

$$h = 1,23 \text{ m}$$

#### **Espesor de la pared del tanque:**

$$P_{\text{dis}} = P_{\text{operación}} + 30 + \left( \frac{h}{0.3048} \right) \cdot 0.433$$

$$P_{\text{dis}} = 40.17 \text{ psi}$$

$$R = \frac{D}{2} \cdot \frac{12}{0.30482}$$

$$R = 12,9 \text{ in}$$

$$t_{\text{tanque}} = \frac{P_{\text{dis}} \cdot (R + CA)}{S \cdot E - 0,6 \cdot P_{\text{dis}}} + CA$$

$$t_{\text{tanque}} = \frac{40.17(\text{psi}) * (12,9(\text{in}) + 0,00(\text{in}))}{18670(\text{psi}) * 0,8 - 0,6 * 40,17(\text{psi})} + 0,00(\text{in})$$

$$t_{\text{tanque}} = 0.034 (\text{in})$$

$$t_{\text{tanque}} = 0.88 \text{ mm}$$

$$t_{\text{comercial}} = 1/25" = 1.02 \text{ mm}$$

### **Espesor de la cabeza del tanque.**

$$t_{\text{cabeza}} = \frac{P_{\text{dis}} \cdot [D + 2 \cdot CA]}{2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P_{\text{dis}}} + CA$$

$$t_{\text{cabeza}} = 0.017 (\text{in})$$

$$t_{\text{comercial}} = 3/128" = 0,6\text{mm}$$

Desde el punto de vista de la rigidez el espesor apropiado es de 3mm para el cuerpo y las cabezas del tanque.

### **3.1.3.5 Selección del aislamiento térmico para el tanque.**

La selección del aislante térmico se la hace de manera análoga que para los diseños anteriores, según esto se selecciona el aislante térmico en lámina tipo PI/R50 (ver anexo B).

#### **3.1.3.5.1 Determinación del calor máximo permisible perdido desde el tanque**

##### **hacia el ambiente.**

El calor cedido hacia el ambiente tendrá lugar durante el día, y no deberá superara el 10% de la potencia generada en los captadores solares, entonces: según la ecuación 2.84

$$Q_{\text{mad}} = 0,1 * \frac{E_{\text{neta}} / \text{día}}{H_{\text{sol}}}$$

$$Q_{\text{mad}} = 0,1 \times \frac{58,66 \text{ MJ}}{9 \text{ hr}}$$

$$Q_{\text{mad}} = 181.04 \text{ W}$$

### **3.1.3.5.2 Cálculo del calor perdido desde el tanque aislado térmicamente hacia el ambiente.**

*Cálculo del coeficiente convectivo h.*- El agua almacenada en el tanque de acumulación permanecerá en movimiento continuo durante el día pues estará circulando a través de los captadores solares y de retorno al tanque, esto supone la generación de convección forzada al interior.

Mientras que por el exterior existirá convección natural pues el tanque estará en un cuarto de máquinas.

#### *Cálculo de coeficientes convectivos interiores.*

El tanque será considerado como una tubería, por cuyo interior circula agua en régimen laminar esto debido a que el caudal de circulación a través de los captadores solares es bastante pequeño en relación al volumen del tanque, para lo cual según la ecuación 2.81:

$$N_u = 1,4 * (\text{Re Pr } D/L)^{1/3}$$

$$N_u \approx 4$$

$$h = \frac{k N_u}{D}$$

$$h = \frac{0,6536 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{K}} * 4}{0,76 \text{ m}}$$

$$h = 3,44 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

### ***Cálculo de coeficientes convectivos exteriores***

Análogamente al procedimiento seguido en el cálculo de coeficientes convectivos exteriores del primer diseño, se determinan los siguientes resultados.

#### ***Pared lateral del aislante.***

Para calcular el número de Nusselt en condiciones de convección natural exterior a una placa vertical se utiliza la fórmula de Churchill-Chu[15].

$$Nu^{1/2} = 0,825 + \frac{0,387Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{9/16}\right]^{2/7}}$$

Para:

$$T_3 = 13,054 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$L = 0,615 \text{ m}$$

Se tiene:

$$Gr = 1,35 \times 10^8$$

$$\frac{D}{L} \geq \frac{35}{Gr_x^{0,25}}$$

$$Ra = 9,69 \times 10^7$$

$$\frac{D}{L} = 1,34$$

$$Nu = 65,52$$

$$h = 3,015 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

$$\frac{35}{Gr_x^{0,25}} = 0,32$$

Como  $1,34 > 0,32$  el procedimiento seguido se sustenta satisfactoriamente.

#### **Cabeza superior del tanque.**

Para determinar el coeficiente h, en condiciones de convección natural exterior por encima de una placa caliente se usa la siguiente relación [15]:

$$Nu = 0,15(Ra^{\frac{1}{3}})$$

Para:

$$T_3 = 13,28 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$D_{ext} = 0,756 \text{ m}$$

Se tiene:

$$Gr = 3,4 \times 10^8$$

$$Nu = 93,044$$

$$Ra = 2,4 \times 10^8$$

$$h = 3,19 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

***Cabeza inferior del tanque.***

Existirá un espacio entre el suelo y el tanque pues descansará sobre una estructura de soporte para evitar el humedecimiento del aislante térmico.

Para determinar el coeficiente convectivo, en condiciones de convección natural exterior por debajo de una placa caliente se usa la siguiente relación [15]:

$$Nu = 0,27(Ra^{\frac{1}{4}})$$

Para:

$$T_3 = 18,91 \text{ } ^\circ C$$

$$D_{ext} = 0,756 \text{ m}$$

Se tiene:

$$Gr = 6,57 \times 10^8$$

$$Ra = 4,69 \times 10^8$$

$$Nu = 39,74$$

$$h = 1,36 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

***Cálculo del calor perdido hacia el exterior del tanque.***

***Cálculo del calor en la dirección radial.***

Para:

$$T_{1\infty} = 45^\circ C$$

$$R_2 = 0,328 \text{ m}$$

$$T_{3\infty} = 7,23^\circ C$$

$$R_3 = 0,378 \text{ m}$$

$$R_1 = 0,325 \text{ m}$$

$$L = 1,23 \text{ m}$$

Se tiene:

$$Q = 47,25 \text{ W.}$$

$$k_{1,2} = 0,15 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$T_1 = 39,046^\circ\text{C}$$

$$k_{2,3} = 0,037 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$T_2 = 38,504^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 3,44 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$T_3 = 13,054^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 3,015 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

***Cálculo del calor en la dirección axial.***

***Cálculo del calor disipado hacia el ambiente a través de la cabeza superior del tanque***

Para:

$$T_{1\infty} = 45^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 3,44 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$T_{3\infty} = 7,23^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 1,36 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$R_1 = 0,325 \text{ m}$$

$$k_{1,2} = 0,15 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$L_1 = 0,004 \text{ m}$$

$$k_{2,3} = 0,037 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$L_2 = 0,050 \text{ m}$$

Se tiene:

$$Q = 6,4 \text{ W.}$$

$$T_1 = 39,385^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 39,380^\circ\text{C}$$

$$T_3 = 13,28^\circ\text{C}$$

***Cálculo del calor disipado hacia el ambiente a través de la cabeza inferior del tanque.***

Para:

$$T_{1\infty} = 45^\circ\text{C}$$

$$L_1 = 0,004 \text{ m}$$

$$T_{3\infty} = 7,23^\circ\text{C}$$

$$L_2 = 0,050 \text{ m}$$

$$R_1 = 0,325 \text{ m}$$

$$h_1 = 3,44 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$h_2 = 1,36 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

$$k_{2,3} = 0,037 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}$$

$$k_{1,2} = 0,15 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}$$

Se tiene:

$$Q = 7,27 W.$$

$$T_1 = 40,38^\circ C$$

$$T_2 = 40,37^\circ C$$

$$T_3 = 18,91^\circ C$$

A continuación se muestra una tabla de resumen en la que se detallan los coeficientes convectivos interiores y exteriores para cada pared del tanque de almacenamiento y el flujo de calor que circula por las mismas:

**Tabla 3. 21** Coeficientes convectivos interiores y exteriores para el tanque de almacenamiento de agua caliente necesario para el aseo personal de los empleados de la planta.

Flujo	Coeficiente convectivo $h \left( \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \right)$		
	Paredes laterales	Cabeza superior	Cabeza Inferior
Interior (agua a 45°C)	3,44	3,44	3,44
Exterior (aire a 7,23°C)	3,015	3,19	1,36
Q(W)	47,25	6,4	7,27

### *Determinación del calor total transferido hacia el ambiente*

El calor total es la sumatoria de todos los calores parciales es decir:

$$Q_{total} = Q_{radial} + Q_{axial superior} + Q_{axial inferior}$$

$$Q_{total} = (47,25 + 6,4 + 7,27)W$$

$$Q_{total} = 60,94 W$$

El calor máximo permisible a ser transferido es de  $Q_{\text{mad}}=181,04 \text{ W}$ , si se compara ésta cantidad con el calor total disipado:

$Q_{\text{total}} = 60,94 \text{ W}$ , se nota que:

$$Q_{\text{total}} < Q_{\text{mad}}$$

Por lo tanto se acepta la selección propuesta inicialmente para el aislante térmico.

**Tabla 3. 22 Datos técnicos del tanque acumulador diseñado para almacenar el agua caliente sanitaria necesaria para el aseo personal de los empleados de la planta.**

<b>Datos técnicos.</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>
Capacidad	lt	400
Diámetro con aislamiento	mm	756
Diámetro sin aislamiento	mm	656
Altura con aislamiento	mm	1330
Altura sin aislamiento	mm	1230
Peso vacío	kg	93,29
Peso con agua	kg	468,3
Presión de servicio	psi	10
Presión de diseño	psi	40.17
Temperatura de servicio	°C	45
Espesor del aislante	mm	50
Espesor de las paredes laterales	mm	3
Espesor de las cabezas inf -sup	mm	3

### **3.1.3.6 Selección de la configuración básica.**

La producción de agua caliente, referida en éste diseño se usará en duchas y lavabos para lo cual se requiere un área de captación solar de  $4 \text{ m}^2$ ; conectada a un tanque acumulador de 375 lt de capacidad.

La combinación de lo expuesto anteriormente proporciona un criterio para la selección de la configuración básica del sistema, se seleccionó una instalación de

circulación forzada sin intercambiador de calor, cuyo esquema se muestra a continuación:

### 3.1.3.7 Diseño del sistema de captación.

El área de captación necesaria para proporcionar la potencia requerida en éste proceso, es de  $8 \text{ m}^2$ , distribuidos en 4 colectores solares de  $2 \text{ m}^2 \text{ c/u}$ , los mismos que tendrán una inclinación de  $5^\circ$ , y estarán orientados hacia el norte.

Realizando un análisis similar que para el primer diseño, el área de captación solar tendrá la siguiente configuración:

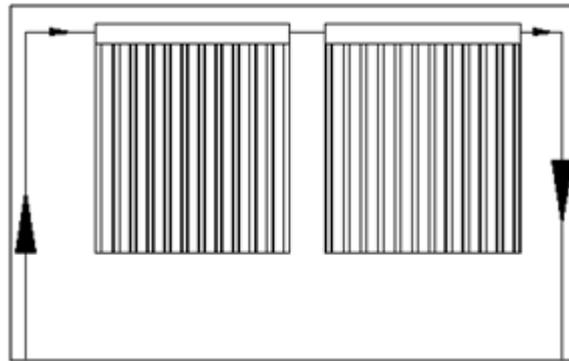


Figura 3. 11 Esquema de conexión en serie para los dos captadores CPC 12 OEM, necesarios en el sistema de precalentado de agua a ser utilizada en duchas y lavabos.

### 3.1.3.8 Diseño del circuito hidráulico.

*Determinación del caudal de diseño.*

$$Q_{\text{diseño}} = 2,4 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

*Selección del diámetro de tubería empleada en la interconexión entre el tanque acumulador y los captadores solares*

La tubería seleccionada deberá cumplir las siguientes condiciones:

- La velocidad del fluido deberá ser inferior a  $2,0 \text{ m/s}$ .

- Las pérdidas de carga por metro lineal de tubería deberán ser inferiores a 40 mm.c.a

Tubería comercial de ½".

$$\varnothing_{\text{int}} = 14,5 \text{ mm}$$

Material: Polipropileno.

$$\varepsilon = 0.0015 \text{ mm}$$

El fluido es agua a 45°C la que presenta las siguientes propiedades [11].

$$\mu = 6,04 \times 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}.$$

$$\rho = 990,22 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Entonces:

$$V = \frac{4Q}{\pi \cdot \varnothing^2}$$

$$Q = 2.4 \frac{\text{lt}}{\text{min}} = 4 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$V = \frac{4 \times (4 \times 10^{-5}) \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot (0.0145 \text{ m})^2}$$

$$V = 0,24 \text{ m/s}$$

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{990,22 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,24 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0.0145 \text{ m}}{6,04 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}} = 5758,33$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,0015 \text{ mm}}{14,5 \text{ mm}} = 1,03 \times 10^{-4}:$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\varepsilon}{D} + \frac{2,51}{\text{Re} \cdot \sqrt{f}} \right)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{1,03 \times 10^{-4}}{3,7} + \frac{2,51}{5758,33 \sqrt{f}} \right)$$

$$f = 0,03604$$

$$H_f = 0,03604 \frac{1,0 \text{ m}}{0,0145 \text{ m}} \times \frac{\left(0,24 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \left(9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)}$$

$$H_f = 0.00744 \text{ m. c. a}$$

$$H_f = 7,44 \frac{\text{mm. c. a}}{\text{m lineal de tubería}}$$

Por lo tanto se selecciona la tubería de 1/2" para la interconexión del tanque acumulador y los captadores solares.

### ***Selección de la bomba de circulación.***

A continuación se realiza una tabla en donde se determina el valor de pérdidas de carga totales originadas en el circuito.

**Tabla 3. 23 Pérdida de cargas originadas por el paso del agua a través del circuito entre los captadores y el tanque de acumulación.**

<b>Cantidad</b>	<b>Denominación</b>	<b>Velocidad del fluido (m/S)</b>	<b>Factor de fricción</b>	<b>L/D</b>	<b>Pérdida de carga unitaria (m.c.a)</b>	<b>Pérdida de carga total (m.c.a)</b>
2,00	Captador solar CPC 12 OEM	0,24223	0,03604	2646,11790	0,28550	0,57100
1,00	Válvula de compuerta 100% abierta	0,24223	0,03604	8,00000	0,00086	0,00086
1,00	Válvula esférica 100% abierta	0,24223	0,03604	18,00000	0,00194	0,00194
1,00	Válvula de retención de disco oscilante (V. Check)	0,24223	0,03604	50,00000	0,00539	0,00539
1,00	Entradas de tubería con resalte al interior	0,24223	0,03604	19,50000	0,00210	0,00210
1,00	Salidas de tubería con resalte	0,24223	0,03604	25,00000	0,00270	0,00270
6,00	Unión universal	0,24223	0,03604	30,00000	0,00324	0,01942
9,00	Codo estándar 90°	0,24223	0,03604	30,00000	0,00324	0,02913
13,70	Metros de tubería de 1/2"	0,24223	0,03604	68,96552	0,00744	0,10194
Pérdidas de carga por longitud de tubería (m.c.a)						0,10194
Pérdidas de carga por accesorios (m.c.a)						0,63255
<b>Pérdida de carga total (m.c.a)</b>						<b>0,73449</b>

A continuación se calcula la potencia necesaria para la bomba.

$$N_e = \frac{9800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}^2} \cdot 4,0 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 0,73 \text{ m.}}{0.25}$$

$$N_e = 1,14 \text{ W}$$

A continuación se determinan los valores de la pérdida de carga que deberá vencer la bomba a distintos caudales con el fin de graficar la curva del sistema más adelante:

**Tabla 3. 24 Caudal frente a pérdida de carga total en el sistema de circulación de agua entre el tanque acumulador y los captadores solares.**

Q (lt/min)	D (mm)	V (m/s)	Re	$\sum \frac{L}{D}$	$\frac{\varepsilon}{D}$	f	H <sub>B</sub> (m.c.a)
1,4	14,5	0,1413028	3359,03	6807,56	0,0001034	0,0421	0,2919574
1,5	14,5	0,1513959	3598,96	6807,56	0,0001034	0,0413	0,3287865
1,6	14,5	0,161489	3838,89	6807,56	0,0001034	0,0405	0,3668397
1,7	14,5	0,171582	4078,82	6807,56	0,0001034	0,0408	0,4171953
1,8	14,5	0,1816751	4318,75	6807,56	0,0001034	0,0391	0,4482323
1,9	14,5	0,1917681	4558,68	6807,56	0,0001034	0,0385	0,4917556
2	14,5	0,2018612	4798,61	6807,56	0,0001034	0,0380	0,5378051
2,4	14,5	0,2422334	5758,33	6807,56	0,0001034	0,0360	0,7344946

El punto de funcionamiento de la bomba quedará definido por la intersección de la curva del sistema con la curva de la bomba.

Antes de esto se debe transformar el caudal y la carga a vencer a las mismas unidades que se usan en la curva de la bomba.

**Tabla 3. 25 Caudal y carga en unidades congruentes con la curva de la bomba.**

Q (GPM)	H(in.c.a)
0,370	11,494
0,423	14,443
0,476	17,647
0,502	19,360
0,634	28,917

Se grafica la curva del sistema, para intersecarla con la curva de la bomba para encontrar el punto de funcionamiento.

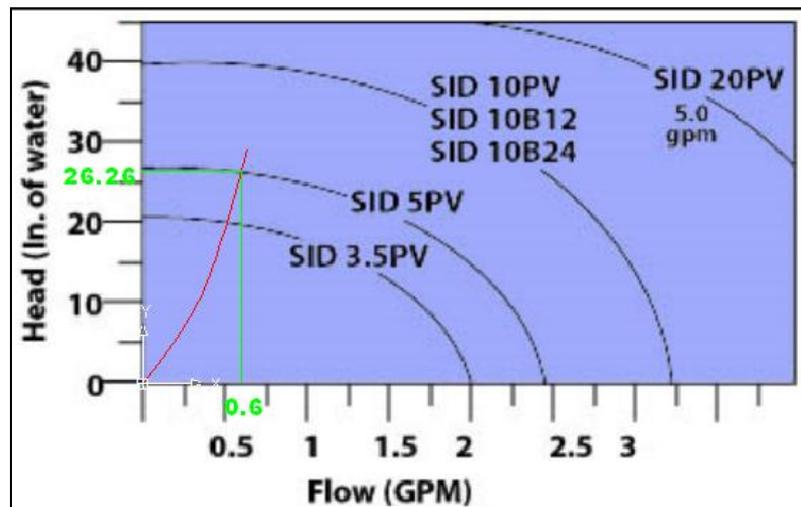


Figura 3. 12 Curva característica de la bomba seleccionada, curva característica del sistema y punto de funcionamiento.

La bomba seleccionada trabajará entregando un caudal de 0,6 GPM (2.27 lt/min), para lo cual tendrá que vencer 26,26 pulgadas de columna de agua (0.066 m.c.a), el caudal definido por el punto de operación es cercano al que se había establecido como caudal de diseño (2.4 lt / min), por lo que la selección propuesta para la bomba es aceptable.

La velocidad del fluido en el interior de la tubería según el punto de funcionamiento de la bomba será:

$$V = \frac{4Q}{\pi \cdot \phi^2}$$

$$Q = 2.27 \frac{\text{lt}}{\text{min}} = 3,783 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$V = \frac{4 \times (3.783 \times 10^{-5}) \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot (0.0145\text{m})^2}$$

$$V = 0,229 \text{ m/s}$$

Características de la bomba seleccionada:

Modelo: EL-SID 5PV.

Voltaje máximo de entrada 20V DC

Conexiones: 1/2" NPT macho

Máxima presión del sistema: 175 psi.

Máxima temperatura de trabajo: 250°F.

Dimensiones 2,5" x 3,0

Funciona en posición vertical u horizontal.”

La bomba se acoplará a un panel fotovoltaico con las siguientes características:

Modelo: SPM005P

Potencia nominal: 5 Watts.

Máximo Voltaje a potencia nominal: 17,1 V DC

Máxima intensidad a potencia nominal: 0,29 A DC

Voltaje de apertura del circuito: 21,7 V DC

Intensidad de apertura del circuito: 0.31 A DC

Eficiencia 6,4%

El circuito no requiere protecciones de sobre voltaje o por cortocircuito pues el panel fotovoltaico ya cuenta con dichas protecciones, lo único que se le acoplará es un interruptor que forzará la apertura del circuito en caso de requerir la parada de la bomba.

#### **3.1.3.8.1 Selección de accesorios hidráulicos.**

La instalación es de circuito ventilado es decir tiene una tubería que comunica al acumulador con la atmósfera, a través de una salida horizontal. Entonces al ser una instalación de circuito ventilado no se requiere válvula de seguridad, éste venteo se coloca para permitir el vaciado del tanque sin necesidad de que ingrese agua a sustituir el agua que se consume, éste volumen lo ocuparía el aire que ingresa mediante éste elemento.

Antes y después de la bomba, el grupo de captadores solares y el tanque acumulador se colocarán uniones universales que faciliten el montaje y desmontaje de éstos elementos.

Antes del grupo de captadores solares se colocará una válvula de compuerta para regular el caudal que circula a través de ellos, a la salida de éste grupo se colocará una válvula esférica en el caso de querer para el sistema para sustituir alguna parte.

Luego de la bomba se colocará una válvula antiretorno para evitar el flujo en dirección contraria. Al ser una instalación de flujo directo, es decir el agua acumulada en el tanque es la que circula a través de los captadores, la instalación no requiere de un vaso de expansión que absorba la dilatación del fluido, puesto que ésta dilatación será absorbida directamente en el tanque el que posee un venteo.

### **3.1.3.8.2. Selección del aislamiento térmico para la tubería de conducción.**

El espesor mínimo del aislante térmico deberá ser de 10 mm, según esto para la tubería de 1/2" se selecciona el aislante térmico tipo coquilla K FLEX ST 9 X 22 (ver anexo B), las especificaciones de éste aislante térmico se muestran a continuación:

#### ***Pérdidas de calor producidas en tuberías de interconexión.***

El fluido exterior es aire a 7.23 °C el que presenta las siguientes propiedades [11].

$$\text{Calor específico: } C_{\text{paire}} = 1007 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\text{Coeficiente de conductividad térmica del aire: } K_{\text{aire}} = 0.026 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\text{Densidad del aire: } \rho = 1,161 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Viscosidad dinámica del aire: } \mu_{\text{aire}} = 1,846 \times 10^{-5} \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$\text{Pr} = 0.7149$$

El fluido interior es agua a 45°C la que presenta las siguientes propiedades [11].

$$\text{Calor específico: } C_p = 4180 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

$$\text{Coeficiente de conductividad térmica del agua: } K = 653,6 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$$

$$\text{Densidad del agua: } \rho = 990,22 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Viscosidad dinámica del agua } \mu = 6,04 \times 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$$\text{Pr} = 3,86$$

*Convección en el interior de la tubería [15].*

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} =$$

$$\text{Re} = \frac{990,22 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,229 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,0145 \text{ m}}{6,04 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}}$$

$$\text{Re} = 5499,89$$

$$\text{Nu}_D = 0,023 \text{Re}^{4/5} \text{Pr}^n$$

$$\text{Nu} = 0,023 \times (5499,89)^{4/5} (3,86)^{0,3}$$

$$\text{Nu} = 33,88$$

$$h = \text{Nu} \cdot \frac{K}{D_i}$$

$$h = 33,88 \cdot \frac{653,6 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}}{0,0145 \text{ m}}$$

$$h_1 = 1527,32 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

*Convección en el exterior de la tubería.*

Los datos correspondientes a velocidad del fluido y diámetro, son la velocidad del viento y el diámetro exterior del aislante térmico respectivamente:

Los valores de C y m se toman de la tabla 2.16, el número de Nusselt se calcula mediante la ecuación 2.83

$$Re = \frac{1,161 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,7 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,0413 \text{ m}}{1,846 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}}$$

$$Re = 1818,22$$

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^{0,333}$$

$$Nu = 0,683 \times (1818,22)^{0,466} \times (0,7149)^{0,333}$$

$$Nu = 20,17$$

$$h = Nu \cdot \frac{K}{D_{ext}}$$

$$h = 20,17 \cdot \frac{0,026 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{K}}}{0,0413 \text{ m}}$$

$$h_2 = 12,70 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

### ***Pérdidas producidas en la tubería de interconexión.***

Las pérdidas totales originadas en el circuito se calculan mediante la ecuación 2.56, para los valores mostrados en la figura 2.18 se tiene

$$T_{1\infty} = 7,23 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 12,70 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

$$T_{3\infty} = 45^\circ\text{C}$$

$L = 13,70 \text{ m}$  : Es la longitud total

$$R_1 = 0,00725 \text{ m}$$

del circuito.

$$R_2 = 0,01065 \text{ m}$$

$$R_3 = 0,02065 \text{ m}$$

$$k_{1,2} = 0,22 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{K}}$$

$$k_{2,3} = 0,037 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{K}}$$

$$h_1 = 1527,32 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{K}}$$

$$Q = \frac{45 - 7,23}{\frac{1}{2\pi \cdot 0,00725 \times 13,70 \times 1584,47} + \frac{\ln \frac{0,01065}{0,00725}}{2\pi \cdot 0,2200 \times 13,70} + \frac{\ln \frac{0,02065}{0,01065}}{2\pi \cdot 0,037 \times 13,70} + \frac{1}{2\pi \cdot 0,02065 \times 13,70 \times 12,70}}$$

$$Q = 138,1 \text{ W}$$

El calor máximo admisible que se puede ceder al ambiente desde la tubería está dado por la ecuación 2.84:

$$Q_{\text{mad}} = 0,1 * \frac{E_{\text{neta}} / \text{día}}{H_{\text{sol}}}$$

$$Q_{\text{mad}} = 181,04 \text{ W}$$

Como  $Q < Q_{\text{mad}}$  se aceptó la selección de la aislante térmico.

### **3.1.4 Diseño del sistema de distribución del agua caliente sanitaria.**

El agua caliente sanitaria almacenada en los tres tanques acumuladores será distribuida a sus respectivos usos mediante un sistema de bombeo con tanque hidroneumático, el sistema estará acoplado a cada tanque mediante tres ramales que se unificarán en la tubería de succión de la bomba, cada ramal individual tendrá una válvula esférica que permitirá seleccionar que tanque será el que abastezca según el uso que se le esté dando al agua.

#### **3.1.4.1 Cronograma de utilización del sistema hidroneumático.**

El sistema hidroneumático distribuirá el agua caliente sanitaria almacenada en los tres tanques acumuladores según la siguiente tabla:

**Tabla 3. 26 Distribución del agua caliente sanitaria requerida en la planta procesadora de lácteos.**

Uso del ACS	Temperatura de consumo[°C]	Horario de consumo	Gasto diario[lit/día]	Gasto mensual[m <sup>3</sup> /mes]
Proceso de producción.	60	10H00-10H15	558	16,74

<b>Aseo de implementos y ropa</b>	45	19H00-19H30	650	19,5
<b>Aseo personal</b>	45	18H00-18H30	372	11.16

### **3.1.4.2 Determinación de la presión de encendido y apagado del sistema.**

La presión de encendido o mínima se define en base a la ecuación 2.86:

$$P_{\min} = 20 \text{ psi} = 14,062 \text{ m. c. a}$$

La presión de apagado o presión máxima, será tal que no pudiere dañar los elementos acoplados al circuito de distribución, tomando en cuenta las recomendaciones del marco teórico se establece una presión de apagado de:

$$P_{\max} = 40 \text{ psi}$$

### **3.1.4.3 Dimensionamiento del volumen del tanque hidroneumático.**

El caudal crítico del tiene lugar cuando se usan las seis duchas simultáneamente, es decir el caudal consumido según la ecuación 2.87 es:

$$Q_{\text{consumido}} = N \times Q_{\text{ducha}}$$

$$Q_{\text{consumido}} = (6 \times 0.10) \frac{\text{ls}}{\text{s}}$$

$$Q_{\text{consumido}} = 0.6 \frac{\text{lt}}{\text{s}}$$

El tiempo mínimo que deberá permanecer apagada la bomba tras cada arranque sucesivo es de de 1.30 min, el volumen del tanque se calcula con la ecuación 2.88:

$$V_{\text{THN}} = \frac{Q_{\text{consumido}} \times T_{\text{APG.}}}{n}$$

$$V_{\text{THN}} = \frac{0.6 \frac{\text{lt}}{\text{s}} \times 90\text{s}}{0.7}$$

$$V_{\text{THN}} = 77.14 \text{ lt}$$

$$V_{\text{THN}} = 20 \text{ Galones.}$$

### 3.1.4.4 Selección de la bomba.

La bomba que cumple con los criterios mencionados en el marco teórico, es la **Pedrollo PK 60**, pues el caudal entregado (a presión de encendido) está en torno al caudal crítico y los puntos de funcionamiento definidos por las presiones máxima y mínima están muy cercanos al punto de máxima eficiencia, esto se aprecia en la siguiente grafica.

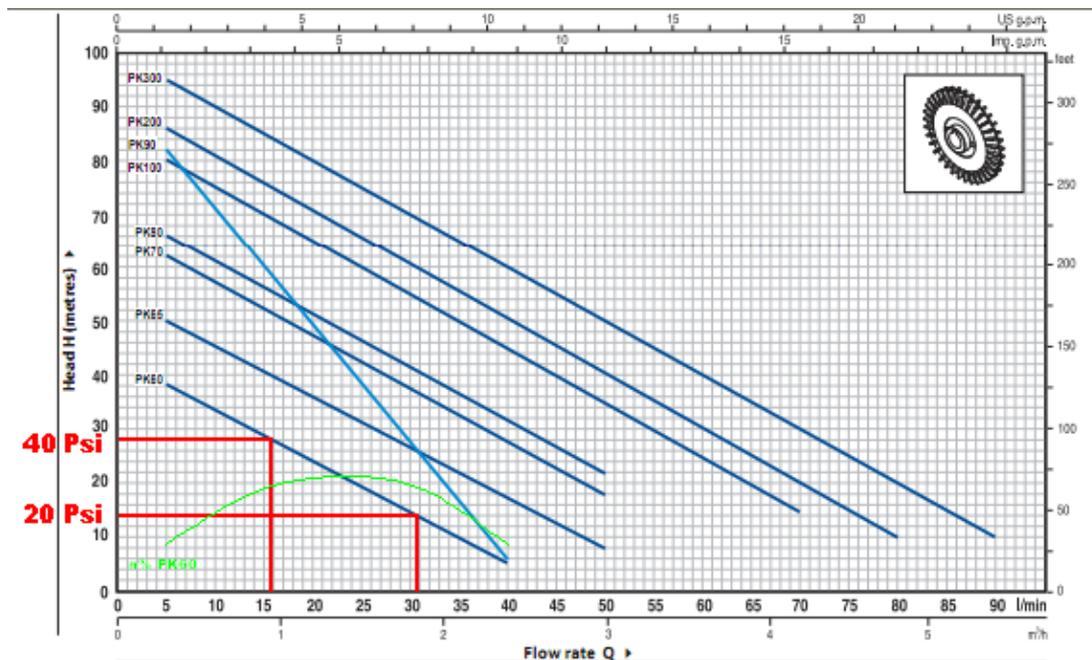


Figura 3. 13 Curvas características de carga frente a caudal para bombas Pedrollo.

## 3.2 Diseño e instalación del segundo sistema solar térmico

Con el objetivo de poder poner en práctica, el primer proyecto, se realiza a continuación el diseño e instalación de un sistema solar térmico pequeño que toma como modelo el anterior diseño, para lo cual se ha seleccionado una comunidad cercana a la referida anteriormente.

El motivo del presente trabajo es el de dotar de un sistema de calentamiento de agua por energía solar a una escuela situada en la comunidad de Pusñac la Victoria (3290 m.s.n.m) de la parroquia Ilapo cantón Guano provincia de Chimborazo.

La escuela cuenta con una batería sanitaria separada a 1.5m del aula principal disponiendo de una azotea plana de 4.38 x 5.15 metros.

### **3.2.1 Preinstalaciones necesarias para la instalación del equipo solar térmico.**

En ésta comunidad se realizaron las siguientes adecuaciones:

- Tubería de alimentación de agua fría hasta la azotea.
- Tubería de agua caliente para conexión con el interior.
- Desagüe en las duchas.
- Línea eléctrica hasta el equipo.
- Construcción y montaje de una torre elevada sobre la cual se asentó un tanque cisterna de 1100 lt, el que se abastece de una cisterna (27 m<sup>3</sup> ubicada bajo el nivel del suelo), mediante bomba de 0.5 Hp. Ésta adecuación se la hizo con el objetivo de garantizar el suministro permanente de agua para el equipo térmico solar.
- Construcción de dos duchas, aprovechando el espacio libre entre las paredes exteriores del aula principal y la batería sanitaria, fue necesaria únicamente la construcción de un techo, una pared posterior adicional, una pared divisoria y la colocación de una puerta frontal.

- Se cortó dos árboles de ciprés que proyectaban sombra sobre el captador solar.

### 3.2.2 Cálculo de la demanda de energía térmica.

El consumo unitario diario medio de agua caliente, para escuelas con duchas es de 30 lt por persona según la tabla 2.9, éste consumo considera un uso promedio tanto en duchas como en lavabos se tomacom temperatura de consumo 45 °C (temperatura de referencia recomendada en la norma UNE 94002:2005, apartado 6.3).En la escuela existe 5 niños entonces el consumo total será de 150 lt/día.

La temperatura diaria media mensual de agua fría de las capitales de provincia se toma de la tabla 2.11, para corregir ésta temperatura para localidades dentro de la provincia se utiliza la ecuación 2.24.

**Tabla 3. 27**Temperatura (°C) diaria media mensual de agua fría para la comunidad de Pusñac la Victoria.

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$T_{AFCP}$	13,9	14	14	14	13	13	12	12	12	13	13	14
$T_{AFY}$	10,6	10,7	10,7	12,4	11,4	11,4	10,4	10,4	10,4	9,5	9,5	10,5

A partir de los datos anteriores según la ecuación 2.25, se calcula la necesidad energética para cada mes.

**Tabla 3. 28**Demanda de energía térmica para la escuela fiscal mixta ubicada en la comunidad de Pusñac la Victoria (MJ).

	OCU (%)	CONSUMO ( $m^3$ )	$T_{AFY}$ (°C)	SALTO TÉRMICO (°C)	DEMANDA (MJ)
ENERO	100	4,65	10,6	34,4	669,59
FEBRERO	100	4,2	10,7	34,3	603,04
MARZO	100	4,65	10,7	34,3	667,65
ABRIL	100	4,5	12,4	32,6	614,09
MAYO	100	4,65	11,4	33,6	654,02
JUNIO	100	4,5	11,4	33,6	632,92

JULIO	100	4,65	10,4	34,6	673,49
AGOSTO	100	4,65	10,4	34,6	673,49
SEPTIEMBRE	100	4,5	10,4	34,6	651,76
OCTUBRE	100	4,65	9,5	35,5	691
NOVIEMBRE	100	4,5	9,5	35,5	668,71
DICIEMBRE	100	4,65	10,5	34,5	671,54
TOTAL AÑO		54,75			7871,3

Donde:

En la primera columna se hace referencia a la ocupación de la vivienda, o consumo respecto al consumo mensual estimado.

En la segunda columna se hace referencia al consumo mensual.

La tercera columna representa la temperatura media diaria mensual del agua fría.

La cuarta columna expresa la diferencia entre la temperatura de consumo y la temperatura del agua fría.

### **3.2.3 Selección de la configuración básica.**

La instalación tendrá las siguientes características:

- 1.- Por disponibilidad de espacio, se seleccionó una instalación compacta.
- 2.-En la comunidad no existe el riesgo de heladas o congelamiento del agua que circula por el equipo térmico solar, se seleccionó una instalación con circuito directo.
- 3.-Se seleccionó una instalación por termosifón por la baja capacidad del sistema.
- 4.- De los tipos de sistemas disponibles se seleccionó el de tubos al vacío por que presentan una mayor eficiencia que los equipos de placa plana.

### **3.2.4 Dimensionado de la superficie de captadores.**

El captador solar tiene una inclinación de 45°, esto resulta un tanto desfavorable para las condiciones geográficas del Ecuador, sin embargo al estar conformado por

tubos al vacío el área de absorción no es plana, es más bien semicilíndrica esto permite que el efecto negativo de tener una inclinación excesiva se reduzca en parte.

La potencia incidente sobre el captador solar será igual a la irradiación global diaria media mensual sobre superficie inclinada a 45°, en la Ciudad de Riobamba (tomado de tabla 2.6).

**Tabla 3. 29** Irradiación global diaria media mensual sobre superficie inclinada a 45° para la ciudad de Riobamba (MJ/m<sup>2</sup>).

Ene	Feb	Mar	Abr	Mayo	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	β [°]
27.2	21.8	21.1	15.3	10.58	8.1	9	12.6	16.6	23.3	16.7	29.1	45

La temperatura ambiente diaria media mensual de las capitales de provincia se toma de la tabla 2.8, para corregir ésta temperatura para localidades dentro de la provincia se utiliza la ecuación 2.20.

**Tabla 3. 30** Temperatura ambiente (°C) diaria media mensual para la comunidad Pusñac la Victoria.

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$T_{ambCP}$	13	13	13	13	13	12	12	12	12	13	14	13
$T_{ambY}$	8,06	8,06	8,06	10,53	10,53	9,53	9,53	9,53	9,53	8,06	9,06	8,06

Siguiendo el procedimiento del proyecto anterior se determinan los siguientes rendimientos mensuales para el equipo térmico solar. Para determinar la eficiencia del colector solar se emplea la ecuación 3.2 con  $a_1 = 1.52 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$  y  $a_2 = 0.0085 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C^2}$ , éstos valores son los correspondientes a los coeficientes de pérdidas.

**Tabla 3. 31** Rendimiento térmico diario medio mensual para el equipo seleccionado.

Mes	$T_{ref}$	$T_{ambY}$	$H_{sol}$	$G_{dm\beta}$ (MJ/m <sup>2</sup> )	$G_{dm\beta}$ (Wh/m <sup>2</sup> )	$\frac{G_{dm\beta}}{H_{sol}}$ (W/m <sup>2</sup> )	X	η
ENERO	45	8,06	8,75	27,24	7566,67	864,76	0,04	0,67
FEBRERO	45	8,06	9,25	21,88	6077,78	657,06	0,06	0,65
MARZO	45	8,06	9,5	21,14	5872,22	618,13	0,06	0,64
ABRIL	45	10,53	9,25	15,35	4263,89	460,96	0,07	0,63

MAYO	45	10,53	8,75	10,58	2938,89	335,87	0,1	0,59
JUNIO	45	9,53	8,5	8,18	2272,22	267,32	0,13	0,56
JULIO	45	9,53	8,75	9	2500	285,71	0,12	0,57
AGOSTO	45	9,53	9,25	12,66	3516,67	380,18	0,09	0,61
SEPTIEMBRE	45	9,53	9,5	16,63	4619,44	486,26	0,07	0,63
OCTUBRE	45	8,06	9,25	23,35	6486,11	701,2	0,05	0,66
NOVIEMBRE	45	9,06	8,75	16,77	4658,33	532,38	0,07	0,63
DICIEMBRE	45	8,06	8,5	29,19	8108,33	953,92	0,04	0,67

El área de captación necesaria se calcula según la ecuación 2.27, se consideró un factor  $k=0.85$ .

**Tabla 3. 32 Variables que intervienen en la determinación del área de captación solar.**

	$D_{ACSmes}$ (MJ)	n	k	$G_{dm\beta} \cdot N_{días}$ (MJ/m <sup>2</sup> )	$E_{netames}$ (MJ/m <sup>2</sup> )
ENERO	669,59	0,67	0,85	844,44	480,9
FEBRERO	603,04	0,65	0,85	612,64	338,5
MARZO	667,65	0,64	0,85	655,34	356,5
ABRIL	614,09	0,63	0,85	460,5	246,6
MAYO	654,02	0,59	0,85	327,98	164,5
JUNIO	632,92	0,56	0,85	245,4	116,8
JULIO	673,49	0,57	0,85	279	135,2
AGOSTO	673,49	0,61	0,85	392,46	203,5
SEPTIEMBRE	651,76	0,63	0,85	498,9	267,2
OCTUBRE	691	0,66	0,85	723,85	406,1
NOVIEMBRE	668,71	0,63	0,85	503,1	269,4
DICIEMBRE	671,54	0,67	0,85	904,89	515,3
TOTAL	78713,3				3359,05

Mediante ésta tabla se obtienen los valores anuales para demanda energética y energía neta disponible, el área de captación necesaria es:

$$A_{cap} = \frac{7871,3}{3359,05} = 2.34 \text{ m}^2$$

Ésta área de captación necesaria, permitirá seleccionar el equipo térmico, según la siguiente tabla para equipos de tubos al vacío compactos, usualmente empleados en

instalaciones residenciales, éstos equipos son de fabricación China sus características técnicas se pueden ver en el anexo A.

**Tabla 3. 33Especificaciones técnicas de equipos térmicos solares de tubos al vacío.**

MODELO	Tubo al vacío.			Volumen del Acumulador(Litros)	Peso Kg	Área de absorción
	Diámetro (mm)	Longitud (mm)	Nº tubos			
EUSIS 47/18	47	1500	18	100	62	1,89
EUSIS 47/20	47	1500	20	111	68	2,1
EUSIS 47/24	47	1500	24	133	76	2,52
EUSIS 47/30	47	1500	30	166	86	3,15
EUSIS 58/18	58	1800	18	155	84	2,59
EUSIS 58/20	58	1800	20	165	90	2,88
EUSIS 58/24	58	1800	24	200	110	3,46
EUSIS 58/30	58	1800	30	250	130	4,32

De los modelos disponibles se seleccionó el equipo EUSIS 58/20 puesto que se requiere un área de captación superior a  $2,34 m^2$ , y por otra parte el volumen del tanque acumulador debe ser mayor a 150 lt, esto debido al consumo diario, a partir de éste dato se determina la superficie colectora real de la instalación.

$$A_{cap} = 2.88 m^2$$

La energía neta disponible en el captador del equipo térmico seleccionado ( $E_{cap}$ ), se obtiene por el producto entre área de captación y la energía neta mensual sobre superficie inclinada

**Tabla 3. 34Energía captada mensualmente por el equipo térmico EUSIS 58/20, ubicado en la comunidad de Pusñac la Victoria (MJ/m<sup>2</sup>).**

MES	$E_{netames}$ (MJ/m <sup>2</sup> )	$A_{cap}$ (m <sup>2</sup> )	$E_{cap}$ (MJ)
ENERO	480,9	2,88	1385,02
FEBRERO	338,5	2,88	974,83
MARZO	356,5	2,88	1026,73
ABRIL	242,7	2,88	710,2
MAYO	164,5	2,88	473,71

JUNIO	116,8	2,88	336,41
JULIO	132,8	2,88	389,31
AGOSTO	203,5	2,88	586,05
SEPTIEMBRE	267,2	2,88	769,42
OCTUBRE	406,1	2,88	1169,51
NOVIEMBRE	269,4	2,88	775,9
DICIEMBRE	515,3	2,88	1484,16
TOTAL	3359		9674

El porcentaje de sustitución, representa la fracción de consumo energético que es satisfecha por la energía solar, se obtiene a partir del cociente entre los valores mensuales de demanda de agua caliente sanitaria y la energía captada por el equipo, si éste valor supera el 100% significa que hay un excedente de energía y si al contrario es inferior al 100% significa que la energía proporcionada por el sol no es suficiente para satisfacer la demanda de agua caliente en tal caso se tendrá que buscar, un sistema auxiliar de calentamiento para esos días.

**Tabla 3. 35** Porcentaje de sustitución para demanda energética en la comunidad de Pusñac la Victoria.

MES	$D_{ACSmes}$	$E_{Cap}$	$\%_{Sust.}$
ENERO	669,59	1385,02	100
FEBRERO	603,04	974,83	100
MARZO	667,65	1026,73	100
ABRIL	614,09	710,2	100
MAYO	654,02	473,71	72,4305
JUNIO	632,92	336,41	53,1521
JULIO	673,49	389,31	57,8049
AGOSTO	673,49	586,05	87,0169
SEPTIEMBRE	651,76	769,42	100
OCTUBRE	691	1169,51	100
NOVIEMBRE	668,71	775,9	100
DICIEMBRE	671,54	1484,16	100

Para los meses de mayo a agosto existe un déficit de energía, en éstos meses será necesaria una fuente auxiliar, para determinar éste déficit en porcentaje frente a la demanda anual se usa la ecuación 2.32:

$$\text{Déficit de energía} = \frac{\sum \text{Déficit energético}}{\sum \text{Demanda energética}} * 100$$

$$\text{Déficitdeenergía} = \frac{848,4}{7871,3} * 100 = 10.78\%$$

El ahorro de energía se determina con la ecuación 2.33

$$\text{Aportesolar} = 100 - 10.78 = 89.22\%$$

### **3.2.5 Dimensionado del volumen de captación.**

1.- El cociente entre la carga de consumo y el área total de captadores estará comprendido entre los siguientes valores.

$$50 \leq \frac{M}{A_{\text{cap}}} \leq 100$$

$$\frac{M}{A_{\text{cap}}} = \frac{150}{2.88} = 52$$

Cumple con la especificación.

2.- El volumen del acumulador cumplirá la siguiente condición.

Siendo el volumen total de acumulación de 165 lt.

$$0.8 \leq \frac{V}{M} \leq 1.2$$

$$\frac{V}{M} = \frac{165}{150} = 1.1$$

Cumple con la especificación.

### **3.2.6 Diseño del sistema de captación.**

Como se ha mencionado el colector solar tiene una inclinación de 45°, estará orientado hacia el norte. El equipo utilizado es el modelo EUSIS 58/20, comercializado en la ciudad de Riobamba por ENSORI, a continuación se enumeran las características del equipo:

- El equipo utiliza únicamente los cambios de densidad para conseguir la circulación del fluido portador entre el captador y el acumulador y viceversa.
- El agua que será calentada pasa directamente a través del captador.
- Sistema ventilado, en el cual el fluido portador está en contacto con la atmósfera a través de una tubería.
- Tubos al vacío resistentes a la temperatura alta y al glacial muy fuerte.
- Tubos al vacío con recubrimiento de triblanco, capa absorbedora, capa de reducción, y capa de reflexión,
- Área del absorbedor igual a  $4.32m^2$ .
- 30 tubos de 58mm de diámetro externo y 1.8m de longitud,
- Sistema auxiliar de resistencia eléctrica.
- Controlador automático (procesador y electroválvula) del volumen de suministro según la energía de luz del día.
- Pantalla que permite observar el nivel y la temperatura del agua en el tanque de acumulación.
- Interfaz de usuario que permite fijar la temperatura de activación del sistema auxiliar, hora de llenado del acumulador, llenado manual del acumulador y porcentaje de llenado del acumulador.

**Tabla 3. 36Características técnicas del acumulador para el equipo EUSIS 58/30.**

<b>Parámetros</b>	<b>Característica técnica.</b>
Capacidad	250 Litros.
Material tanque	Acero inoxidable 304de calidad alimentaria, para el tanque interior, tanque exterior de lámina galvanizada con protección contra la corrosión.
Material Aislante térmico	Espuma de una sola formación de poliuretano de calidad superior, espesor de 50mm.
Placa colocada en el	La placa muestra el número telefónico del personal que prestará el servicio de mantenimiento, del proveedor de insumos y repuestos, capacidad del sistema,

tanque.	nombre del proyecto e instituciones que lo financian, nombre y domicilio de la empresa fabricante, modelo, tipo, año de producción, número de serie de fabricación, área total del captador, peso del captador vacío, capacidad de líquido y presión máxima de servicio.
---------	--

- Soporte de acero galvanizado con protección contra la corrosión, diseñado para soportar la máxima carga sin presentar deformaciones.
- Sistema equipado con líneas de purga.

### **3.2.7 Diseño del circuito hidráulico.**

#### **3.2.7.1 Dimensionado de tuberías de conducción de agua caliente.**

Para las tuberías de agua caliente, se empleará tubería de polipropileno, cuya temperatura máxima en uso continuo es de 160 °C [11].

#### *Selección de tuberías principales para la distribución de agua caliente.*

Datos iniciales:

Temperatura del agua: 45°C.

$\mu=0.00060475$  Pa-s.

$$V_f = 3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Según la tabla 2.16, el consumo instantáneo para duchas es de 0.1 lt/s, entonces para la tubería principal se requiere 0.2lt/s ya que ésta alimentará a dos duchas es decir el caudal será de:

$$Q_{\text{consumo}} = \frac{0.2 \text{ lt}}{\text{s}} = 2 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

#### *Selección de tuberías secundarias para la distribución de agua caliente.*

Datos iniciales:

Temperatura del agua: 45°C.

$$\mu=0.00060475 \text{ Pa}\cdot\text{s}.$$

$$Q_{\text{consumo}} = \frac{0.1 \text{ lt}}{\text{s}} = 1 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$V_f = 3 \frac{\text{m}}{\text{s}}.$$

Siguiendo el procedimiento detallado, que se mostró en la selección de tuberías para la conducción de agua caliente en el sistema solar térmico, de la quesería, se elabora la siguiente tabla:

**Tabla 3. 37 Pérdidas de carga en tuberías principal y secundaria de agua caliente (m.c.a).**

Tramo	L (m)	Q ( $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ )	Diámetro Comercial	Ø int (mm)	V (m/s)	Re	$\epsilon/D$	f	$\Delta p/m$ (mm.c.a)	$\Delta p/\text{tramo}$ (mm.c.a)
Prin.	3,7	$2 \times 10^{-4}$	3/4"	19,1	0,7	22108	7,85E-05	0,025	32,72	98,16
Sec.	5,7	$1 \times 10^{-4}$	1/2"	14,5	0,61	14626	0,000103	0,027	35,35	130,845

Entonces para los tramos principales se selecciona tubería de polipropileno de 3/4" y para los tramos secundarios, tubería de polipropileno de 1/2".

### **3.2.7.2 Selección de accesorios hidráulicos.**

La instalación corresponde a una instalación solar compacta con los tubos al vacío impregnados en el acumulador desde éste punto de vista se omiten algunos accesorios y consideraciones para la conexión entre el captador solar y el acumulador.

La instalación es de circuito ventilado es decir tiene una tubería que comunica al acumulador con la atmósfera, a través de una salida horizontal que se conecta mediante un codo a una tubería vertical que generalmente tiene que llegar hasta un nivel ligeramente superior al nivel del tanque de reserva que alimenta al equipo térmico, esto con el fin de que se produzca estancamiento del agua cuando el acumulador se haya llenado, sin embargo para el equipo seleccionado ésta tubería no es necesaria puesto que el llenado y cierre del tanque acumulador se lo hace a través de una electroválvula que

es comandada por un ordenador el mismo que recoge información de un sensor de nivel ubicado en el acumulador, de lo dicho anteriormente se entiende que al estar el acumulador lleno se cierra el suministro de agua y por lo tanto no es necesario el caño, simplemente basta con colocar un codo a 90° orientado hacia arriba de tal suerte que al producirse vapor sea evacuado en dirección vertical. Por otra parte al ser una instalación de circuito ventilado no se requiere válvula de seguridad.

El abastecimiento de agua hacia el equipo se lo hace a través de un tanque cisterna abierto a la atmósfera ubicado a una altura mayor que el acumulador por éste motivo resulta imposible que se de circulación de agua en sentido contrario por lo tanto no se ha colocado válvula antiretorno a la entrada.

Con la finalidad de regular el caudal de alimentación de agua se colocó una válvula de compuerta en la entrada de agua al equipo.

En la salida de agua caliente se colocó una válvula esférica con la finalidad de cerrarla en el caso de realizar el mantenimiento o sustitución de algún elemento del equipo que así lo requiera.

Tanto en la entrada de agua fría como en la salida de agua caliente se colocaron dos uniones universales para facilitar el montaje y desmontaje de tuberías y equipo.

### **3.2.8 Selección del aislamiento térmico.**

Se selecciona el mismo tipo de aislante térmico que para el primer diseño, es decir aislante tubular K FLEX ST.

### 3.2.8.1 Cálculo del espesor del aislamiento térmico [14].

Para la tubería de 3/4" se selecciona el aislante tipo 19x18, para la tubería de 1/2" se selecciona el aislante tipo 9 x 22, para la tubería esto siguiendo la recomendación de la tabla 2.13.

Se pueden observar los detalles técnicos de éste aislante térmico en el anexo correspondiente.

### 3.2.8.2 Pérdidas de calor producidas en tuberías principales y secundarias.

Datos iniciales.

$$T_{\text{amby}} = 8.06 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$$V_{\text{vient.}} = 0.7 \text{ m/s}$$

La velocidad del agua caliente sanitaria es de 0.70 m/s en las tuberías principales y 0.61 m/s en las tuberías secundarias, su temperatura en los dos casos es de 45 °C. La tubería principal estará ubicada en el exterior del recinto, mientras que las tuberías secundarias pasan por el interior. Es decir para las tuberías exteriores habrá que considerar la velocidad del viento, lo que supone la generación de convección forzada, mientras que para las tuberías que circulan por el interior de la vivienda al no haber viento se tendrá que calcular la convección natural que se genera debida al aire que se encuentra alrededor de ellas.

El calor que fluye desde el interior de la tubería hacia el ambiente se determinará según el proceso descrito en el diseño anterior.

**Tabla 3. 38 Pérdidas de calor producidas en las tuberías.**

Sección.	$T_{\infty 1}$	$T_{\infty 2}$	$\varnothing_1$	$\varnothing_2$	$\varnothing_3$	$k_1$	$k_2$	$h_1$	$h_2$	L	q	Q
	[°C]		[m]			[W/m.°K]		[W/m <sup>2</sup> °K]		[m]	[W/m]	[W]
Prin.	45	8,06	0,0191	0,0269	0,0689	0,22	0,037	4648	16,12	3,7	8,06	29,82
Sec.	45	8,06	0,0145	0,0213	0,0413	0,22	0,037	3340	12,7	5,7	9,88	56,32

Pérdidas totales de calor en el circuito de tuberías de agua caliente (W)
---

86,14
-------

### **3.2.8.3 Determinación del calor máximo permisible perdido desde las tuberías hacia el ambiente.**

El calor perdido por las tuberías principales y secundarias deberá ser menor o igual al 10 % de la potencia captada por el equipo térmico solar, según la ecuación 2.84:

$$Q_{mad} = 0,1 * \frac{E_{neta} / día}{H_{sol}}$$

$$Q_{mad} = 0,1 x \frac{26,5 MJ}{9 hr}$$

$$Q_{mad} = 81,80W$$

En la comunidad se establecieron varios horarios para el uso del agua en las duchas, por éste motivo es poco probable que se tenga un uso simultáneo, entonces en el caso de que se use las duchas una a la vez el flujo por la tubería principal será menor y por lo tanto el calor disipado será menor, por éste motivo a pesar que el calor máximo admisible es ligeramente mayor al calor disipado en condiciones de uso simultaneo, se acepta la selección del aislante térmico.

### **3.2.8.4 Determinación del espesor mínimo del aislante térmico para tanque acumulador.**

El aislamiento de los acumuladores cuya capacidad es inferior a los 300 litros, deberá tener un espesor mínimo de 30mm, para el caso en análisis el acumulador tiene una capacidad de 165 lt y el espesor del aislamiento térmico es de 50 mm por lo tanto cumple con la especificación.

## CAPÍTULO IV

### 4. MANTENIMIENTO DEL SISTEMA SOLAR TÉRMICO.

#### 4.1 Mantenimiento preventivo.

El mantenimiento preventivo contiene las exigencias que debe cumplir la instalación solar térmica con el fin de asegurar que su funcionamiento, a lo largo de su vida útil, se realice con la máxima eficiencia energética, garantizando seguridad, durabilidad y protección del medio ambiente.

#### 4.2 Manual de operación y mantenimiento.

##### 4.2.1 Operaciones de mantenimiento preventivo exigibles.

###### *Plan de mantenimiento.*

El plan de mantenimiento debe realizarse por personal técnico competente que conozca la tecnología solar térmica y las instalaciones mecánicas en general. La instalación tendrá un libro de mantenimiento en el que se reflejen todas las operaciones realizadas así como el mantenimiento correctivo.

**Tabla 4. 1 Operaciones de mantenimiento preventivo y su periodicidad [19].**

OPERACIÓN	PERIODICIDAD
Revisión del nivel de agua en el vaso de expansión	Mensual
Comprobación de niveles de agua.	Mensual
Comprobación de estanquidad de circuitos de tuberías	Anual
Comprobación de estanquidad de válvulas.	Semestral
Comprobación de tarado de elementos de seguridad	Mensual
Revisión y limpieza de filtros de agua	Semestral
Revisión de bombas.	Mensual
Revisión del estado del aislamiento térmico	Anual
Revisión del sistema de control automático	Semestral

A continuación se desarrollan de forma detallada las operaciones de mantenimiento que deben realizarse en la instalación de energía solar térmica para producción de agua caliente, la periodicidad mínima

establecida (en meses) y observaciones en relación con las prevenciones a observar.

**Tabla 4. 2 Operaciones de mantenimiento preventivo y su periodicidad para el captador solar.**

<b>Elemento.</b>	<b>Frecuencia (meses)</b>	<b>Descripción.</b>
Captador	6	IV diferencia sobre el original.
Empaques entre tanque y tubos.	6	IV Filtración de agua, pérdida de estanqueidad.
Conexiones	6	IV Aparición de fugas.
Soporte	6	IV degradación, indicios de corrosión y apriete de pernos.
Tanque acumulador	12	Vaciado total del tanque a través del sistema de desagüe integrado.
Tubos al vacío.	12	Desmontado de cada tubo y eliminación de sedimentaciones, producidas por la acumulación de sales.
Tubos al vacío.	12	Limpieza de las paredes interiores del tubo.

#### **IV Inspección visual**

**Tabla 4. 3 Operaciones de mantenimiento preventivo y su periodicidad para el tanque acumulador [20].**

<b>Elemento.</b>	<b>Frecuencia (meses)</b>	<b>Descripción.</b>
Depósito	12	IV Presencia de lodos en el fondo y eliminación de los mismos.
Ánodos de sacrificio.	12	Comprobación del desgaste.
Aislamiento.	12	Comprobar si no hay humedad.

#### **IV Inspección visual.**

**Tabla 4. 4 Operaciones de mantenimiento preventivo y su periodicidad para el circuito hidráulico [20].**

<b>Elemento.</b>	<b>Frecuencia (meses)</b>	<b>Descripción.</b>
Estanqueidad	24	Efectuar prueba de presión.
Aislamiento a exterior.	6	IV degradación protección uniones y ausencia de humedad.
Aislamiento a interior.	12	IV uniones y ausencia de humedad.
Purgador manual	6	Vaciar el aire del botellín
Bomba	12	Estanqueidad.
Vaso de expansión abierto	6	Comprobación del nivel.
Sistema de llenado	6	CF actuación.
Válvula de corte	12	CF actuaciones (abrir y cerrar) para evitar agarrotamiento.

**CF: Control de funcionamiento**

**Tabla 4. 5 Operaciones de mantenimiento preventivo para el sistema eléctrico y de control [20].**

<b>Elemento.</b>	<b>Frecuencia (meses)</b>	<b>Descripción.</b>
Cuadro eléctrico	12	Comprobar que está siempre bien cerrado para que no entre polvo
Verificación del sistema de medida	12	CF actuación.
Termóstato	12	CF actuación.

**Tabla 4. 6 Operaciones de mantenimiento preventivo y su periodicidad para el sistema auxiliar de energía [20].**

<b>Elemento.</b>	<b>Frecuencia (meses)</b>	<b>Descripción.</b>
Sistema auxiliar.	12	CF Actuación sondas de temperatura.

Nota: Serealizaránconjuntamenteenlainspecciónanual laslaboresdelplandemantenimiento quetienenunafrecuenciade6 y12meses.

***Plan de vigilancia.***

El plan de vigilancia se refiere básicamente a las operaciones que permiten asegurar que los valores operacionales de la instalación sean correctos. Es un plan de observación simple de los parámetros funcionales principales, para verificar el correcto funcionamiento de la instalación según la siguiente tabla:

**Tabla 4. 7 Plan de vigilancia para sistemas térmicos solares. [20].**

<b>Elemento.</b>	<b>Frecuencia (meses)</b>	<b>Operación.</b>	<b>Descripción.</b>
CAPTADORES	A determinar.	Limpieza de los tubos al vacío.	Con agua y productos apropiados.
	3	Empaques	IV fugas de agua.
	3	Conexiones	IV fugas de agua.
	3	Estructura	IV degradación, indicios de corrosión.
CIRCUITO PRIMARIO	6	Tuberías, aislamiento y sistema de llenado.	IV Ausencia de humedad y fugas.
	3	Purgador manual.	Vaciar el aire del botellín.
CIRCUITO SECUNDARIO.	Diaria	Termómetro.	IV Temperatura.
	6	Tubería y aislamiento.	IV Ausencia de humedad y fugas.
	3	Acumulador solar.	Purgado de acumulación de lodos de la parte inferior del depósito.

## **4.2.2 Documentos para el usuario.**

### **4.2.2.1 Implantación del sistema.**

Antes de poner el sistema en operación se debe comprobar que todas las válvulas trabajan correctamente y que el sistema está lleno completamente con agua, en caso de cualquier avería se debe llamar a un especialista.

### **4.2.2.2 Precauciones en relación con el riesgo de daños por congelación o sobrecalentamiento.**

#### ***Protección contra heladas***

La mínima temperatura permitida en el sistema será de 5 °C para lo cual se regulará en el sistema de control como límite inferior una temperatura de 5 °C de tal suerte que a ésta temperatura se encienda la resistencia eléctrica y de éste modo el equipo térmico solar quede protegido contra heladas.

#### ***Protección contra sobrecalentamientos***

Se tendrá especial cuidado con la instalación en el periodo de utilización se tomarán medidas que eviten el sobrecalentamiento por el no uso de la instalación, para lo cual se recomienda que siempre esté con agua el tanque termostato, y que el tubo abierto a la atmósfera apunte siempre hacia arriba para facilitar la evacuación de vapor y eventualmente se recomienda cubrir el captador solar de tubos al vacío.

Cuando el termómetro registre una temperatura superior a los 60 °C se deberá drenar el sistema abriendo una llave en el lavabo de tal suerte que se permita la entrada de agua fría y de éste modo bajar la temperatura, en la interfaz de usuario que dispone el equipo se visualiza permanentemente la temperatura, se puede abrir la electroválvula

para permitir la entrada del agua pulsando sobre el botón de accionamiento manual. Ésta operación no deberá suponer ningún peligro para los usuarios y se deberá garantizar que no se produzcan daños en ningún otro material en la escuela.

Se tomó como temperatura tope los 60°C, para evitar cualquier riesgo de quemaduras, o daños permanentes en tuberías y accesorios. [20]

#### 4.2.2.3 Datos del rendimiento del sistema.

La eficiencia del equipo térmico solar se evalúa en función de parámetros ambientales como la radiación solar media mensual, la temperatura ambiente media mensual y la temperatura del agua caliente sanitaria, se evalúa en base a la siguiente ecuación:

$$\eta = b - a_1 X + a_2 \cdot \frac{G_{dm\beta}}{H_{sol}} X^2 \quad (4.1)$$

Donde:

$$X = \frac{(T_{ref} - T_{amb})}{G_{dm\beta}/H_{sol}} \quad (4.2)$$

b: Es una constante igual a 0.717.

$a_1 = 1.52 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$  Coeficiente de pérdidas primarias.

$a_2 = 0.0085 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C^2}$  Coeficiente de pérdidas secundarias.

$H_{sol}$ : Horas de sol diarias para el día central de cada mes en la localidad de interés.

En la siguiente tabla se muestran los valores medios mensuales para el rendimiento de los equipos térmicos solares, y las variables que intervienen en la ecuación de eficiencia.

**Tabla 4. 8 Rendimiento térmico diario medio mensual para el equipo seleccionado.**

Mes	$T_{ref}$	$T_{ambY}$	$H_{sol}$	$G_{dm\beta}$ (MJ/m <sup>2</sup> )	$G_{dm\beta}$ Wh/m <sup>2</sup>	$G_{dm\beta}/H_{sol}$ (W/m <sup>2</sup> )	X	$\eta$
ENERO	45	8,06	8,75	27,66	7683,33	878,09	0,04	0,67
FEBRERO	45	8,06	9,25	22,56	6266,67	677,48	0,05	0,66
MARZO	45	8,06	9,5	22,48	6244,44	657,31	0,06	0,65
ABRIL	45	10,53	9,25	17,18	4772,22	515,92	0,07	0,63
MAYO	45	10,53	8,75	12,63	3508,33	400,95	0,09	0,61
JUNIO	45	9,53	8,5	9,88	2744,44	322,88	0,11	0,58
JULIO	45	9,53	8,75	10,95	3041,67	347,62	0,1	0,59
AGOSTO	45	9,53	9,25	14,48	4022,22	434,83	0,08	0,62
SEPTIEMBRE	45	9,53	9,5	17,88	4966,67	522,81	0,07	0,63
OCTUBRE	45	8,06	9,25	24,29	6747,22	729,43	0,05	0,66
NOVIEMBRE	45	9,06	8,75	17,13	4758,33	543,81	0,07	0,63
DICIEMBRE	45	8,06	8,5	29,53	8202,78	965,03	0,04	0,67

El mayor rendimiento del sistema corresponde a los meses de Enero y Diciembre, es decir en éstos meses una mayor cantidad de la energía disponible es transformada en calor y transferida al agua de uso sanitario.

#### **4.2.3 Instrucciones de operación.**

##### **4.2.3.1 Comprobación en frío del nivel de agua en los vasos de expansión del circuito abierto.**

El equipo térmico dispone de un sistema de control automático que cierra la electroválvula que regula la entrada de agua al equipo, cuando el procesador recibe una señal del sensor de nivel que indica que el tanque está lleno, por ésta razón el vaso de expansión siempre estará vacío simplemente consistirá en un orificio abierto hacia la atmósfera que permite la evacuación de vapor de agua en el caso de producirse y a su vez permite que el sistema sea abierto.

#### **4.2.3.2 Vaciado del sistema mediante purga.**

El sistema de purga consiste es un tapón ubicado en la parte inferior del tanque, deberá ser abierto con la finalidad de evacuar lodos acumulados en el fondo, según el cronograma que se indica en la tabla 4.2, para ésta operación se deberán tomar las precauciones pertinentes en cuanto a que el agua caliente evacuada no cause ningún daño a la infraestructura o eventuales quemaduras al persona que realice ésta actividad.

#### **4.2.3.3 Verificación de la alimentación eléctrica.**

El circuito auxiliar de energía eléctrica (que en éste caso será tarado de tal forma que únicamente funcione como precaución ante una eventual congelación del agua producida por helada), será verificado con los instrumentos adecuados, como con el multímetro

## CAPÍTULO V

### **5. OBTENCIÓN DE COSTOS UNITARIOS.**

#### **5.1 Costos asociados con diseño e instalación del primer sistema de calentamiento solar de agua.**

El uso de energías renovables a medida que mejora su eficiencia, aumenta su rentabilidad económica frente al uso de energías tradicionales, basadas principalmente en el uso de energías fósiles. Una de las causas de la rentabilidad de las energías renovables se debe al aumento del precio de las fuentes de energía tradicionales.

Con la instalación de un sistema de captadores para la obtención de agua caliente se contribuye al ahorro del consumo de Gas Licuado de Petróleo GLP, éste ahorro se produce una vez amortizada la inversión inicial, la que se calculará más adelante en éste capítulo.

El principal inconveniente al que se enfrenta el consumidor a la hora de ejecutar un proyecto de éste tipo es el alto costo de la inversión inicial, muy superior a la necesaria para instalar un calefón a gas. Es importante por tanto demostrar que la implantación de colectores solares es una buena inversión reflejada en el ahorro económico y en la reducción de emisiones tóxicas, cada vez éstas instalaciones son más fiables y solamente requieren de un mantenimiento rutinario, llegando a funcionar satisfactoriamente por un período de 20 años .

La rentabilidad económica de éstas instalaciones se encuentra muy ligada a la energía solar disponible y al rendimiento del equipo, en otras palabras mientras más eficiente sea la instalación mayor será la demanda de agua caliente sanitaria satisfecha

con energía limpia generando un mayor ahorro, y por lo tanto un periodo de amortización menor.

### **5.1.1 Inversión inicial.**

La inversión inicial se refiere a la adquisición del equipo térmico solar y accesorios mínimos requeridos para un correcto funcionamiento del sistema. Dentro de los elementos requeridos se contemplan los siguientes:

- a) Captadores solares CPC 12 OEM.
- b) Válvulas y accesorios.
- c) Tuberías para acometidas e interconexiones.
- d) Aislamiento térmico.
- e) Instalación eléctrica.
- f) Materiales para la construcción de tanques acumuladores.
- g) Bombas para la recirculación y distribución del agua caliente sanitaria.
- h) Paneles fotovoltaicos para la alimentación de las bombas de recirculación.
- i) Transporte de los elementos al sitio.
- j) Mano de obra para realizar trabajos de ingeniería, eléctricos e hidráulicos.
- k) Capacitación y entrenamiento.

### **5.1.2 Costo permanente.**

#### **5.1.2.1 Mantenimiento.**

El mantenimiento del sistema térmico solar implica gastos derivados de los siguientes factores.

- a) Repuestos para mantenimiento preventivo.
- b) Costos indirectos de mantenimiento: como mano de obra del personal técnico que dará el mantenimiento.

### **5.1.2.2 Energía eléctrica total utilizada.**

La energía eléctrica utilizada por el sistema es mínima pues consiste en la potencia necesaria para accionar una bomba (Pedrollo PK60) centrífuga empleada en la distribución del agua caliente sanitaria, la potencia de la bomba seleccionada es de 0.37 kW, según la tabla 3.38 la bomba permanecerá encendida 1.25 hora diariamente entonces:

$$W_{\text{total año}} = 0.37 \text{ kW} * 365 \text{ días} * \frac{1.25 \text{ h}}{\text{día}} \quad (5.1)$$

$$W_{\text{total año}} = 168.81 \text{ kW-h}$$

El costo de la energía consumida por la bomba se calcula:

$$\text{Costo}_{\text{año}} = W_{\text{total año}} * \$_{\text{kW}} \quad (5.2)$$

$$\text{Costo}_{\text{año}} = 168.81 \text{ kW.h} * 0.12 \frac{\text{USD}}{\text{kW.h}}$$

$$\text{Costo}_{\text{año}} = 20.25 \text{ USD}$$

### **5.1.3 Costos directos.**

Son los costos que se identifican con productos específicos, o identificables con departamentos u entidades particulares.

En cuanto a la ejecución del proyecto se entenderán como todos los costos que están directamente asociados con la implementación del sistema solar, correspondiente

a materiales, mano de obra y equipos comprometidos directamente con su ejecución. Para la instalación del equipo térmico solar en la quesería ubicada en la comunidad de Cuatro Esquinas un técnico, un albañil- gasfitero y un maestro soldador son los encargados de realizar dicho trabajo los dos primeros en el sitio mientras que el último lo hará en un taller metal mecánico. El costo por herramientas se calcula como un porcentaje del costo de la mano de obra generalmente es el 5%.

**Tabla 5. 1Costos directos necesarios para la instalación de un sistema solar térmico, en una quesería ubicada en la comunidad Cuatro Esquinas.**

<b>EQUIPOS</b>					
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	TARIFA	COSTO HORA	RENDIMIENTO	COSTO
	A	B	$C = A*B$	R	$D = C*R$
Amoladora	1,00	15,00	15,00	0,3082	4,623
Arco de sierra	1,00	1,00	1,00	0,3082	0,308
Cinzel	1,00	1,00	1,00	0,3082	0,308
Comba	1,00	1,00	1,00	0,3082	0,308
Entenalla	1,00	1,00	1,00	0,3082	0,308
Escuadra	1,00	1,00	1,00	0,3082	0,308
Flexómetro	1,00	1,00	1,00	0,3082	0,308
Guillotina	1,00	1,00	1,00	0,3082	0,308
Llave de tubo.	1,00	1,00	1,00	0,3082	0,308
Nivel de mano	1,00	1,00	1,00	0,3082	0,308
Plomada	1,00	1,00	1,00	0,3082	0,308
Punta	1,00	1,00	1,00	0,3082	0,308
Roladora	1,00	15,00	15,00	0,3082	4,623
Soldadora	1,00	15,00	15,00	0,3082	4,623
Tarraja 1/2".	1,00	1,00	1,00	0,3082	0,308
Taladro	1,00	15,00	15,00	0,3082	4,623
Vailejo	1,00	1,00	1,00	0,3082	0,308
<b>SUBTOTAL M</b>					<b>22,500</b>
<b>MANO DE OBRA</b>					
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	JORNAL/HR	COSTO HORA	RENDIMIENTO	COSTO
	A	B	$C = A*B$	R	$D = C*R$
Egresado Ing. Mecánica	1,00	5,00	5,00	6,0000	30,000
Albañil-gasfitero	1,00	2,25	2,25	8,8889	20,000
Maestro soldador.	1,00	2,25	2,25	177,7778	400,000
<b>SUBTOTAL N</b>					<b>450,000</b>

<b>MATERIALES</b>				
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNIT.	COSTO
		A	B	C = A*B
Aislante térmico autoadhesivo e=50mm	4 x 1 M	4,000	102,469	409,878
Alambre gemelo # 16	M	30,000	0,450	13,500
Bomba Sid 5PV	UND	1,000	206,020	206,020
Bomba TS5 5PV	UND	1,000	105,000	105,000
Bomba y tanque hidroneumático 20 GLNS	UND	1,000	189,000	189,000
Captador solar CPC 12 OEM	UND	6,000	892,000	5352,000
Codo PP 90° X 1/2"	UND	15,000	0,400	6,000
Coquillas K FLEX ST 9 X 22	2M	18,000	2,961	53,298
Dutyswitch	UND	2,000	2,590	5,180
Manguera negra 1/2"	M	30,000	0,200	6,000
Panel fotovoltaico SPM005P	UND	2,000	35,000	70,000
Planchas inoxidable e=3mm	4 x 8 FT	5,000	233,675	1168,375
Tubo PP 1/2" x 6m	6M	8,000	6,900	55,200
Tubo redondo en acero inoxidable 7/8"	6M	1,000	15,200	15,200
Unión universal 1/2"	UND	16,000	1,200	19,200
Uniones PP de 1/2"	UND	0,000	0,300	0,000
Válvula de compuerta 1/2"	UND	6,000	10,200	61,200
Válvula de retención de disco oscilante 1/2"	UND	3,000	4,700	14,100
Válvula esférica 1/2"	UND	5,000	4,400	22,000
<b>SUBTOTAL O</b>				<b>7771,151</b>
<b>TRANSPORTE</b>				
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNIT.	COSTO
		A	B	C = A*B
Camioneta	UND	20,000	20,000	400,000
<b>SUBTOTAL P</b>				<b>400,000</b>
<b>TOTAL COSTO DIRECTO (M+N+O+P)</b>				<b>8643,651</b>

#### 5.1.4 Costos indirectos.

Son aquellos costos que no intervienen directamente en el desarrollo del proyecto. Por ejemplo: los salarios de dirección técnica, gastos administrativos, electricidad, internet, interés de préstamo, materiales de limpieza entre otros.

Se considera un 25 % del total de costos directos, como costo indirecto. Por tratarse de empresa Pública.

**Tabla 5. 2 Costos indirectos, necesarios para la instalación de un equipo térmico solar en una quesería ubicada en la comunidad Cuatro Esquinas.**

Director de gestión ambiental.	741,625	8,58%
Coordinador del proyecto.	445,148	5,15%
Técnico en energía alternativa.	296,477	3,43%
Promotor del proyecto.	185,838	2,15%
Secretaria.	296,477	3,43%
Guardia.	166,822	1,93%
Luz, agua, internet, teléfono.	29,388	0,34%
<b>TOTAL (USD)</b>	<b>2160,913</b>	<b>25%</b>

### 5.1.5 Costos totales.

**Tabla 5. 3 Costos totales, necesarios para la instalación de un equipo térmico solar en una quesería ubicada en la comunidad Cuatro Esquinas.**

Costos directos.	8643,651
Costos indirectos.	2160,913
<b>TOTAL (USD)</b>	<b>10804,563</b>
<b>+IVA 12%</b>	<b>1296,548</b>
<b>UTILIDAD 8%</b>	<b>864,365</b>
<b>COSTO TOTAL (USD)</b>	<b>12965,476</b>

### 5.1.6 Periodo de amortización.

El periodo de amortización es el tiempo que se tardaría en recuperar el gasto realizado. Para ello se debe conocer el ahorro anual que supone la utilización de energía solar. Los datos necesarios para éste cálculo son los siguientes.

**Tabla 5. 4 Energía solar útil anual captada por el equipo térmico solar instalado en una quesería ubicada en la comunidad Cuatro Esquinas**

<b>SUBSISTEMA</b>	<b>Energía (MJ/año)</b>
Proceso de producción.	42828,99
Aseo de implementos y lavado de ropa de	45760,05
Aseo personal de los empleados	21414,5
<b>TOTAL ENERGÍA CAPTADA</b>	<b>110003,54</b>

Para poder calcular el VAN se tiene que tener en cuenta un valor de ahorro anual, que es el que se va a calcular a continuación:

Primero se debe calcular la cantidad de combustible necesario para producir una energía igual a la que se produce en la instalación solar térmica:

Se parte de la fórmula:

$$Q = I \cdot m \cdot \eta \quad (5.3)$$

$$m = \frac{Q}{I \cdot \eta} \quad (5.4)$$

Donde:

Q: Es una cantidad de energía igual a la producida por la instalación solar, pero en éste caso es producida por la combustión de GLP y transferida al fluido mediante un intercambiador de calor (Calefón).

I: Poder calórico del GLP,  $I = 10830 \text{ kcal/kg}$  [21]

m: Masa de combustible necesario para producir una energía igual a la que se produce en la instalación solar térmica

$\eta$ : Rendimiento térmico del intercambiador de calor ( $\eta=0.75$  [22]).

Reemplazando los valores en la ecuación 5.4 se tiene:

$$m = \frac{110003,54 \text{ MJ}}{10830 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} * \frac{1\text{MJ}}{238.85 \text{ kcal}} 0.75} = 3234.76 \text{ kg}$$

El precio actual de un kilogramo de GLP es de 0,1067 el monto del subsidio 0,262 el precio ponderado por kg de GLP es de 0,368 dólares, consecuentemente el precio de un cilindro de 15 kg es de 5,53 dólares [23].

El ahorro anual está dividido en dos rubros uno que beneficia directamente al dueño de la instalación solar térmica y el segundo beneficia al gobierno nacional del Ecuador, según se calcula a continuación.

$$Ahorro_{Consumidor} = m * 0.1067 \text{ USD/kg}$$

$$Ahorro_{Consumidor} = 345.15 \text{ USD}$$

$$Ahorro_{Gobierno} = m * 0.262 \text{ USD/kg}$$

$$Ahorro_{Gobierno} = 847,5 \text{ USD}$$

$$\frac{Ahorro_{TOTAL}}{\text{año}} = 1192,65 \text{ USD}$$

El siguiente paso es aplicar un método de evaluación de inversiones. El método que empleará será el del Valor Actual Neto (VAN) siendo un método que proporciona una valoración financiera en el momento actual de los flujos de caja netos proporcionados por la inversión, es decir, presenta la relación entre los ingresos y los gastos de una inversión en función del tiempo.

$$VAN = -I_0 + \sum_n \frac{B_n}{(1+i)^n} = -I_0 + \frac{F_1}{(1+i)^1} + \dots + \frac{F_n}{(1+i)^n} \quad (5.5)$$

Siendo:

$I_0$ : Inversión inicial.

F: Flujo de caja o balance de caja es decir lo que se ha denominado llamado ahorro total.

i: Tasa de rentabilidad de la inversión,  $i=2.5\%$

n: Número de años previsto para amortizar la instalación.

Para sea rentable, el valor del VAN a de ser positivo, es decir, para conocer el número de años necesarios para amortizar la inversión bastaría con igualar el VAN a cero y despejar n. Como no se puede despejar n, el cálculo se realizará de manera iterativa hasta que la expresión utilizada sea cero o positiva.

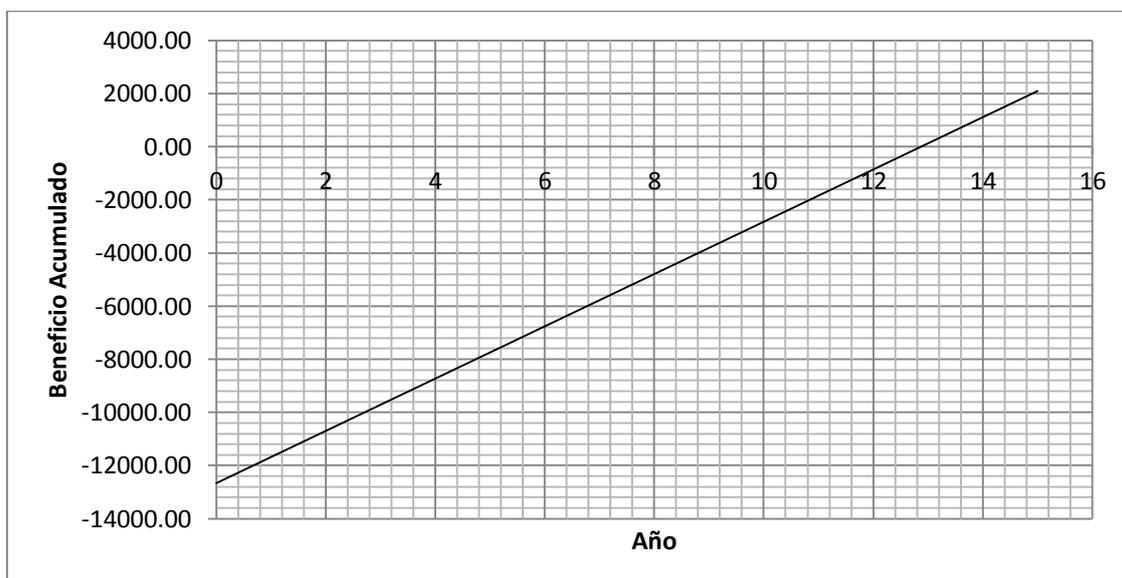
Realizando éste proceso iterativo con n y sabiendo que f es el ahorro anual,  $I_0$  la inversión inicial e i el tipo de descuento, se obtiene el periodo de amortización.

Por último se presenta una tabla en la que se muestra el ahorro que se establece cada año. Llega un año en el que el valor del beneficio es positivo o lo que es más importante, mayor que cero, esto quiere decir que éste es el primer año en el que no se tiene pérdidas y que empiezan a recoger beneficios, por lo que todos los años atrás han sido años de amortización.

**Tabla 5. 5Beneficio anual acumulado**

<b>Año</b>	<b>Beneficio acumulado</b>
0	-12965,48
1	-11801,92
2	-10666,73
3	-9559,24
4	-8478,76
5	-7424,63
10	-4414,01
15	133,62

El periodo de amortización obtenido para la presente instalación es aproximadamente igual a 12,8 años, según se observa en la siguiente grafica:



**Figura 5. 1Evolución del VAN en la instalación.**

### 5.1.7 Rentabilidad económica del proyecto.

Se calculará la rentabilidad del proyecto a través del método de la Tasa Interna de Retorno (TIR) es el valor de la tasa de actualización (i) para el cual el valor actual de los ingresos es igual al valor actual de los egresos es decir el VAN es igual a cero.

$$0 = -I_0 + \sum_n \frac{B_n}{(1+i)^n} = -I_0 + \frac{F_1}{(1+i)^1} + \dots + \frac{F_n}{(1+i)^n} \quad (5.6)$$

Siendo:

$I_0$ : Inversión inicial.

F: Flujo de caja o balance de caja es decir lo que se ha denominado llamado ahorro total.

i: Tasa Interna de Retorno (TIR).

n: Número de años previsto para amortizar la instalación.

Reemplazando los valores de  $I_0$  (1747), F (118) para un periodo de 13 años en la ecuación 5.7 se obtiene:

$$0 = -1747 + \sum_{13} \frac{B_{13}}{(1+i)^{13}} = -18028 + \frac{118}{(1+i)^1} + \dots + \frac{118}{(1+i)^{13}}$$

Calculando el valor de (i) por iteraciones, se tiene:

$i=0.0252$

Es decir:

TIR=2.5% (Es el valor que se asumió al inicialmente en el interés para calcular el VAN)

### 5.1.8 Rentabilidad ambiental del proyecto.

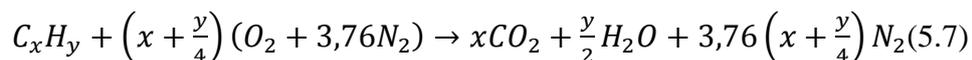
Es la reducción de  $CO_2$  lo que realmente sustenta éste tipo de tecnologías y lo que las hace realmente rentables desde el punto de vista medioambiental. Consiguiendo un consumo de energías tradicionales más tolerante con la atmósfera y el entorno general.

Para estimar la cantidad de emisiones de  $CO_2$  evitadas, por la implantación del sistema térmico, es necesario saber entre otros parámetros la composición porcentual del GLP.

**Tabla 5. 6 Composición del gas natural [24].**

Hidrocarburo.	Composición química	Porcentaje.
Metano	$CH_4$	91.4
Etano	$C_2H_6$	7.2
Propano	$C_3H_8$	0.8
Nitrógeno	$N_2$	0.6

La combustión del gas natural es una reacción estequiométrica, dada por:



En ésta relación x e y están expresadas en moles.

Como la composición del gas natural está expresada en porcentaje de volumen se pasará a porcentaje en moles, aplicando la fórmula de la ecuación de estados para los gases ideales.

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (5.8)$$

Donde:

P: Presión. En c.n. 101325 Pa(1atm).

V: Volumen total del gas ( se supone  $1 m^3$ ).

N: Número de moles.

R: Constante de los gases ideales ( $R=8,314 \frac{J}{mol \cdot ^\circ K}$ ).

T: Temperatura en °K. En c.n. T=298 °K (25°C).

Con éstos datos despejando el número de moles se obtiene:

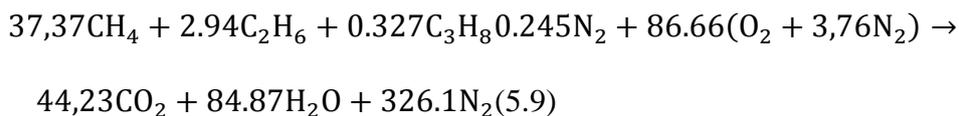
n=40,89 mol.

Una vez conocido el número de moles contenidas en un metro cúbico de gas ideal, se tiene que multiplicar éste valor por los correspondientes tantos por ciento de los componentes del GLP, ya que la proporción en volumen es la misma que en moles se obtiene:

**Tabla 5. 7Moles en la composición del gas natural.**

Hidrocarburo.	Composición química	Moles.
Metano	$CH_4$	37.37
Etano	$C_2H_6$	2.94
Propano	$C_3H_8$	0.327
Nitrógeno	$N_2$	0.245

Haciendo el equilibrio de Carbono, Hidrógeno, Oxígeno y Nitrógeno se tiene:



Por lo tanto se tiene 44.23 moles de  $CO_2$  producidas por la combustión de un metro cúbico de GLP.

Ahora para conocer la masa correspondiente a los moles se utiliza la siguiente expresión:

$$n = \frac{m}{P_m} \quad (5.10)$$

Donde:

n: Número de moles.

m: Masa en gramos.

Pm: Peso molecular del  $CO_2$  (gramos)=44g.

Entonces se obtiene una masa del  $CO_2$  es igual a 1.946Kg.

Se sabe que la combustión de un metro cúbico de GLP produce 1,946kg de dióxido de carbono, éste metro cúbico de gas natural equivale a 0.732 kg del mismo gas en c. n. [25]

Se tiene que 0.732 kg de GLP producen 1.946kg de dióxido de carbono. Para que un calefón a gas produzca la misma cantidad de energía captada por la instalación solar necesita 3234.76 kg de GLP anualmente, es decir anualmente se estaría evitando la emisión de:

$$\text{EmisionesdeCO}_2 = 3234.76 * \frac{1.946}{0.732} \text{Kg} \quad (5.11)$$

$$\text{EmisionesdeCO}_2 = 8599,51 \text{ kg}$$

Luego si se estima una vida útil de la instalación de 20 años se tiene que:

$$\text{EmisionesTotalesCO}_2 = 172 \text{ tm}$$

## **5.2 Costos asociados con el diseño e instalación del segundo sistema de calentamiento solar de agua**

### **5.2.1 Inversión inicial.**

La inversión inicial se refiere a la adquisición del equipo térmico solar y accesorios mínimos requeridos para un correcto funcionamiento del sistema. Dentro de los elementos requeridos se contemplan los siguientes:

- l) 1 Sistema solar térmico de 265 lt de capacidad.
- m) Válvulas de compuerta.
- n) Válvulas esféricas.
- o) Llaves mezcladoras.
- p) Válvulas antiretorno.
- q) Tuberías para acometidas.
- r) Tuberías para interconexión.
- s) Aislamiento térmico.
- t) Accesorios para tuberías (Uniones, codos, tees...)
- u) Instalación eléctrica.

- v) Obra civil para realizar preinstalaciones necesarias.
- w) Transporte de los elementos al sitio.
- x) Mano de obra para realizar trabajos de ingeniería, eléctricos e hidráulicos.
- y) Capacitación y entrenamiento.

## 5.2.2 Costo permanente.

### 5.2.2.1 Mantenimiento.

El mantenimiento del sistema térmico solar implica gastos derivados de los siguientes factores.

- a) Repuestos para mantenimiento preventivo.
- b) Costos indirectos de mantenimiento: como mano de obra del personal técnico que dará el mantenimiento.

### 5.2.2.2 Energía eléctrica total utilizada.

La energía eléctrica utilizada por el sistema es mínima pues consiste en la potencia necesaria para accionar el funcionamiento de los elementos de control de equipo como son la electroválvula que controla el llenado del equipo, la interfaz de usuario y muy eventualmente la energía empleada por la resistencia eléctrica cuya única función es la de evitar la congelación del agua ante una helada.

El sistema de control funciona las 24 horas del día y tiene un consumo neto de 1.75 W. el consumo anual del sistema de control será entonces.

$$W_{\text{total año}} = 1.75W * 365 \text{ días} * \frac{24\text{h}}{\text{día}}$$

$$W_{\text{total año}} = 15.33 \text{ kW-h}$$

El costo de la energía anual consumida por el sistema de control se calcula:

$$\text{Costo}_{\text{año}} = W_{\text{total año}} * \$_{\text{kW}}$$

$$\text{Costo}_{\text{año}} = 15.33 \text{ kW.h} * 0.12 \frac{\text{USD}}{\text{kW.h}}$$

$$\text{Costo}_{\text{año}} = 1.8 \text{ USD}$$

### 5.2.3 Costos directos.

Son los costos que se identifican con productos específicos, o identificables con departamentos u entidades particulares.

En cuanto a la ejecución del proyecto se entenderán como todos los costos que están directamente asociados con la implementación del sistema solar, correspondiente a materiales, mano de obra y equipos comprometidos directamente con su ejecución.

Para la instalación del equipo térmico solar en la escuela ubicada en la comunidad de Pusñac la Victoria, un técnico y un albañil- gasfitero son los encargados de realizar dicho trabajo en la siguiente tabla se muestra el tiempo y el salario de trabajo.

El costo por herramientas se calcula como un porcentaje del costo de la mano de obra generalmente es el 5%.

**Tabla 5. 8 Costos directos necesarios para la instalación del sistema solar térmico en la comunidad de Pusñac la Victoria.**

<b>EQUIPOS</b>					
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	TARIFA	COSTO HORA	RENDIMIENTO	COSTO
	A	B	C = A*B	R	D = C*R
Amoladora	1,00	15,00	15,00	0,0926	1,389
Arco de sierra	1,00	1,00	1,00	0,0926	0,093
Cinzel	1,00	1,00	1,00	0,0926	0,093
Comba	1,00	1,00	1,00	0,0926	0,093
Entenalla	1,00	1,00	1,00	0,0926	0,093
Escuadra	1,00	1,00	1,00	0,0926	0,093
Flexómetro	1,00	1,00	1,00	0,0926	0,093
Llave de tubo.	1,00	1,00	1,00	0,0926	0,093
Nivel de mano	1,00	1,00	1,00	0,0926	0,093
Plomada	1,00	1,00	1,00	0,0926	0,093
Punta	1,00	1,00	1,00	0,0926	0,093
Tarrajá 1/2".	1,00	1,00	1,00	0,0926	0,093
Vailejo	1,00	1,00	1,00	0,0926	0,093
<b>SUBTOTAL M</b>					<b>2,500</b>

<b>MANO DE OBRA</b>					
DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	JORNAL/HR	COSTO HORA	RENDIMIENTO	COSTO
	A	B	C = A*B	R	D = C*R
Egresado Ing. Mecánica	1,00	5,00	5,00	6,0000	30
Albañil-gasfitero	1,00	2,25	2,25	8,8889	20
<b>SUBTOTAL N</b>					<b>50</b>
<b>MATERIALES</b>					
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNIT.	COSTO	
		A	B	C = A*B	
Sistema solar térmico de tubos al vacío de 165 lt de capacidad.	UND	1,000	968,000	968,000	
Reducción 3/4" -1/2"	UND	2,000	1,5500	3,100	
Bushing 3/4" -1/2"	UND	2,000	1,5500	3,100	
Neplo 1/2" x 6 cm	UND	2,000	1,500	3,000	
Codo PP 1/2"	UND	1,000	0,400	0,400	
Codo PP 3/4"	UND	1,000	0,700	0,700	
Coquillas aislantes K FLEX 19 X 18	2M	2,000	5,900	11,800	
Coquillas aislantes K FLEX 9 X 22	2M	2,000	4,900	9,800	
Tee PP 1/2"	UND	1,000	0,500	0,500	
Tee PP 3/4"	UND	1,000	0,800	0,800	
Teflón 12mm x 10m	UND	4,000	0,400	1,600	
Tubo PP 1/2" x 6m	6 M	1,000	6,900	6,900	
Tubo PP 3/4" x 6m	6 M	1,000	8,000	8,000	
Tubo PVC 1/2" x 6m	6 M	3,000	4,900	14,700	
Uniones Universales 1/2"	UND	1,000	1,200	1,200	
Uniones Universales 3/4"	UND	1,000	1,800	1,800	
Válvula Compuerta 1/2"	UND	1,000	10,200	10,200	
Válvula Check 1/2"	UND	1,000	4,700	4,700	
Válvula esférica 3/4"	UND	1,000	6,400	6,400	
Mescladora ducha	UND	2,000	20,100	40,200	
<b>SUBTOTAL O</b>					<b>1092,100</b>
<b>TRANSPORTE</b>					
DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNIT.	COSTO	
		A	B	C = A*B	
Camioneta	UND	1,000	20,000	20,000	
<b>SUBTOTAL P</b>					<b>20,000</b>
<b>TOTAL COSTO DIRECTO (M+N+O+P)</b>					<b>1164,600</b>

#### 5.2.4 Costos indirectos.

Son aquellos costos que no intervienen directamente en el desarrollo del proyecto. Por ejemplo: los salarios de dirección técnica, gastos administrativos, electricidad, internet, interés de préstamo, materiales de limpieza entre otros.

Se considera un 25 % del total de costos directos, para como costo indirecto. Por tratarse de empresa Pública.

$$\text{Costos indirectos} = 0.25 * 1164.6$$

$$\text{Costos indirectos} = 291.15 \text{ USD.}$$

**Tabla 5. 9 Costos indirectos, necesarios en la instalación de un equipo térmico solar en la comunidad de Pusñac la Victoria.**

Director de gestión ambiental.	99,92	8,58%
Coordinador del proyecto.	59,98	5,15%
Técnico en energía alternativa.	39,95	3,43%
Promotor del proyecto.	25,04	2,15%
Secretaria.	39,95	3,43%
Guardia.	22,48	1,93%
Luz, agua, internet, teléfono.	3,96	0,34%
<b>TOTAL (USD)</b>	<b>291</b>	<b>25%</b>

### 5.2.5 Costos totales.

**Tabla 5. 10 Costos totales, necesarios en la instalación de un equipo térmico solar en la comunidad de Pusñac la Victoria.**

Costos directos.	1164.6
Costos indirectos.	291.00
<b>TOTAL (USD)</b>	<b>1455.75</b>
<b>+IVA 12%</b>	<b>174.69</b>
<b>UTILIDAD 8%</b>	<b>116.46</b>
<b>COSTO TOTAL (USD)</b>	<b>1747</b>

### 5.2.6 Periodo de amortización.

Para poder calcular el VAN se tiene que tener en cuenta un valor de ahorro anual, que es el que se calculará a continuación:

Primero se debe calcular la cantidad de combustible necesario para producir una energía igual a la que se produce en la instalación solar térmica:

Se parte de la fórmula:

$$Q = I \cdot m \cdot \eta$$

$$m = \frac{Q}{I \cdot \eta}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 5.4 se tiene:

$$m = \frac{10845.63 \text{ MJ}}{10830 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} * \frac{1 \text{ MJ}}{238.85 \text{ kcal}} 0.75} = 319 \text{ kg}$$

El ahorro anual está dividido en dos rubros uno que beneficia directamente al dueño de la instalación solar térmica y el segundo beneficia al Gobierno Nacional del Ecuador, según se calcula a continuación.

$$Ahorro_{Consumidor} = m * 0.1067 \text{ USD/kg}$$

$$Ahorro_{Consumidor} = 34 \text{ USD}$$

$$Ahorro_{Gobierno} = m * 0.262 \text{ USD/kg}$$

$$Ahorro_{Gobierno} = 84 \text{ USD}$$

$$Ahorro_{TOTAL/año} = 118 \text{ USD}$$

El siguiente paso es aplicar un método de evaluación de inversiones. El método usado será el del Valor Actual Neto (VAN) siendo un método que proporciona una valoración financiera en el momento actual de los flujos de caja netos proporcionados por la inversión, es decir, presenta la relación entre los ingresos y los gastos de una inversión en función del tiempo.

$$VAN = -I_0 + \sum_n \frac{B_n}{(1+i)^n} = -I_0 + \frac{F_1}{(1+i)^1} + \dots + \frac{F_n}{(1+i)^n}$$

Realizando éste proceso iterativo con n y sabiendo que f es el ahorro anual,  $I_0$  la inversión inicial (1747 USD) e i el tipo de descuento, se obtiene el periodo de amortización.

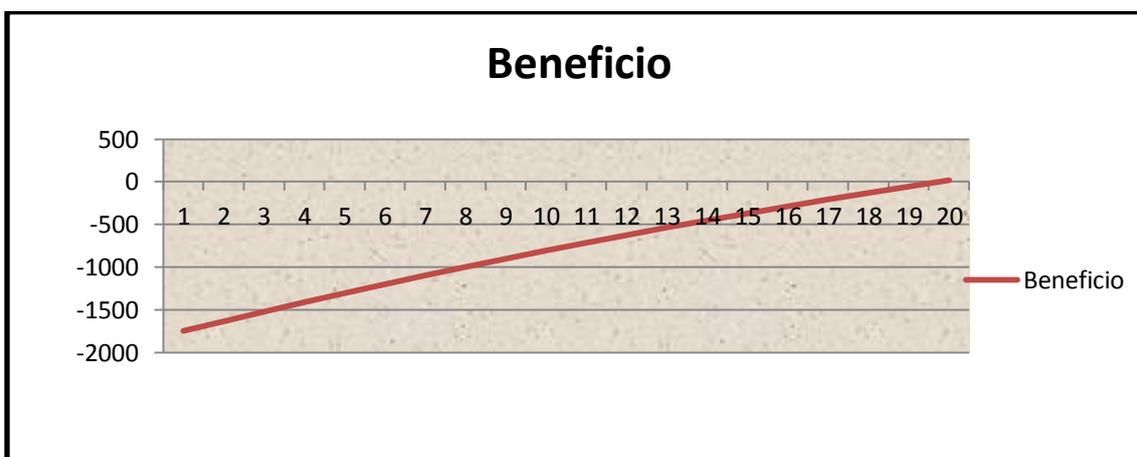
Por último se presenta una tabla en la que se muestra el ahorro que se establece cada año. Llega un año en el que el valor del beneficio es positivo o lo que es más importante, mayor que cero, esto quiere decir que éste es el primer año en el que no se

tiene pérdidas y que empiezan a recoger beneficios, por lo que todos los años atrás han sido años de amortización.

**Tabla 5. 1 Beneficio anual acumulado del equipo térmico solar instalado en la comunidad de Pusñac la Victoria.**

Año	Beneficio acumulado
0	-1747
1	-1631,88
2	-1519,57
3	-1410
4	-1303,1
5	-1198,81
10	-714,27
15	-286,02
16	-206,53
17	-128,98
18	-53,32
19	20,49

El periodo de amortización obtenido para la presente instalación es aproximadamente igual a 19 años, dato que también lo se puede observar en la siguiente grafica:



**Figura 5. 2 Evolución del VAN en la instalación del equipo térmico solar de Pusñac la Victoria.**

### **.5.2.7 Rentabilidad económica del proyecto.**

Se calculará la rentabilidad del proyecto a través del método de la Tasa Interna de Retorno (TIR) es el valor de la tasa de actualización (i) para el cual el valor actual de los ingresos es igual al valor actual de los egresos es decir el VAN es igual a cero.

$$0 = -I_0 + \sum_n \frac{B_n}{(1+i)^n} = -I_0 + \frac{F_1}{(1+i)^1} + \dots + \frac{F_n}{(1+i)^n}$$

$$0 = -1747 + \sum_{19} \frac{B_{19}}{(1+i)^{19}} = -1747 + \frac{118}{(1+i)^1} + \dots + \frac{118}{(1+i)^{19}}$$

Calculando el valor de (i) por iteraciones, se tiene:

$$i=0.02629$$

Es decir:

$$\text{TIR}=2.62\%$$

### **5.2.8 Rentabilidad ambiental del proyecto.**

Análogamente al diseño anterior se determino que 0.732 kg de GLP produce 1,946kg de dióxido de carbono. Para que un calefón a gas produzca la misma cantidad de energía captada por la instalación solar necesita 319 kg de GLP anualmente, es decir anualmente se estaría evitando la emisión de:

$$\text{EmisionesdeCO}_2 = 319 * \frac{1.946}{0.732} \text{Kg}$$

$$\text{EmisionesdeCO}_2 = 848 \text{ kg}$$

Luego se estima una vida útil de la instalación de 20 años se tiene que:

$$\text{EmisionesTotalesCO}_2 = 17 \text{tm}$$

## CAPÍTULO VI

### **6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.**

#### **6.1 Conclusiones.**

- El diseñar e instalar un sistema solar térmico, ayuda a tener agua caliente en cualquier instante de una forma eficiente y responsable con el ambiente, ya que se evitan emisiones de dióxido de carbono al utilizar energía limpia.
- El marco teórico recopilado para el desarrollo de un entorno que facilite la comprensión sobre las instalaciones solares térmicas, tuvo tres instancias principales, la primera se refiere a la determinación de condiciones ambientales como radiación incidente sobre un plano inclinado, temperatura ambiente y temperatura del agua de la red, también se hace una breve recopilación acerca de la clasificación, funcionamiento y tipo de instalaciones de los sistemas térmicos, la segunda comprende la adaptación de normas europeas al Ecuador para la homologación de éste tipo de instalaciones en cuanto al cálculo de la demanda energética, determinación de datos climatológicos para sectores rurales en función de los datos existentes para la capital de su provincia y requisitos generales en una instalación, finalmente la tercera instancia hace referencia al procedimiento para el diseño de la instalación en cuanto a dimensionamiento, mantenimiento y evaluación de costos.
- El realizar un plan de mantenimiento y vigilancia aplicable a la instalación solar térmica, permitió definir con exactitud las tareas a ejecutarse periódicamente para garantizar que el equipo y todos sus componentes cumplan con sus funciones durante su ciclo de vida útil, de manera oportuna y confiable.
- De acuerdo al análisis económico fue posible determinar que el tiempo de amortización del proyecto es de aproximadamente 19 años, éste periodo es bueno

debido a que la instalación no se conceptuó con fines de lucro más bien fue prestar un servicio, por otra parte lo más destacable en éste tipo de instalaciones es el gran ahorro ambiental que se produce, ya que como se vio, durante la vida útil de la instalación se evita la emisión de dióxido de carbono hacia la atmósfera

## **6.2 Recomendaciones.**

- Siempre que se realice instalaciones solares térmicas, refiérase a las normas tanto nacionales como extranjeras existentes.
- Seguir los consejos dados, en el desarrollo del proyecto, para la operación, mantenimiento y seguridad del sistema, las cuales permiten alargar la vida útil de toda la instalación, y garantizar un suministro oportuno y confiable de agua caliente que es el objetivo propuesto.
- Al ser la provincia de Chimborazo la provincia de mayor radiación solar del Ecuador, hay un exceso de energía térmica solar en ciertos meses del año, por lo tanto se recomienda emplear éste exceso de energía en futuras instalaciones.
- La forma más eficiente de evitar contratiempos en adecuaciones es pensar en la posibilidad de llegar a un acuerdo con la arquitectura propia de los edificios, para que desde su diseño se tenga en cuenta la implantación de éste tipo de instalaciones, con el fin de evitar sombras, falta de espacio, mala orientación del captador, entre otros parámetros que producen un bajo rendimiento.
- En la medida de lo posible evitar el uso de tubería de hierro galvanizado esto por obvias razones como son los efectos negativos para la salud y presencia de sedimentos que pueden afectar el funcionamiento del equipo, además se evita la corrosión del sistema de tuberías que se acelera con el agua caliente.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- [1]<http://ocw.unia.es/ciencias-de-la-ingenieria/caracterizacion-y-evaluacion-de-la-radiacion-solar>.
- [2][http://www.info-ab.uclm.es/labelec/solar/solar\\_fotovoltaica/calculo\\_conectados2.htm](http://www.info-ab.uclm.es/labelec/solar/solar_fotovoltaica/calculo_conectados2.htm)
- [3][ocw.unia.es/ciencias-de-la-ingenieria/disenio-anexo](http://ocw.unia.es/ciencias-de-la-ingenieria/disenio-anexo).
- [4] JARAMILLO, O. Perspectiva de la Energía solar Térmica para el Calentamiento de Agua en América Latina y el Caribe. OLADE (Organización Latinoamericana de Energía). Curso virtual 2011.
- [5] ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN Y CERTIFICACIÓN ANEOR. Energía Solar térmica. Madrid: ANEOR ediciones, 2007. pp. 4-11,16-20, 27,180, 252-301.
- [6] <http://www.weatherbase.com>
- [7] UNE 94002:2005. Instalaciones Solares Térmicas para Producción de Agua Caliente Sanitaria. Cálculo de la demanda energética. ANEOR ediciones. 2004. pp. 1-11.
- [8] [http://www.retscreen.net/download.php/ang/120/0/Textbook\\_SWH.pdf](http://www.retscreen.net/download.php/ang/120/0/Textbook_SWH.pdf)
- [9] SOCIEDAD PARA EL DESARROLLO ENERGÉTICO DE ANDALUCÍA (SODEAN, S. A.). Texto Refundido de las Especificaciones Técnicas de Diseño y Montaje de Instalaciones Solares Térmicas para Producción de Agua. SODEAN ediciones. 2004. pp. 10-37.
- [10] SCHAUM, P. Mecánica de Fluidos e Hidráulica. España: McGraw-Hill, 2005 pp. 120
- [11] COLEGIO DE INGENIEROS MECÁNICOS DE PICHINCHA (CIMEPI), Agenda de la Ingeniería Mecánica. Tabla 15,16,17,18.

- [12]IRAM13479. Tubos de Polipropileno para Unión Roscada Destinados al Transporte de Líquidos Bajo Presión. Presiones nominales y medidas.
- [13] <http://www1.herrera.unt.edu.ar/faceyt/sistemasdecontrol/files/Moody.png>
- [14]LUSZCZEWSKI,A. Redes Industriales de Tubería, Bombas para Agua, Ventiladores y Compresores. España. Reverté, 1999. pp. 111-120.
- [15]MARTÍNEZ, I. Termodinámica Básica y Aplicada. Madrid. Dossat, 1992. pp. 270, 273.
- [16] [http://e-archivo.uc3m.es/bitstream/10016/7731/1/PFC\\_Zaida\\_Salamanca\\_Felix.pdf](http://e-archivo.uc3m.es/bitstream/10016/7731/1/PFC_Zaida_Salamanca_Felix.pdf)
- [17] [http://www.vaxasoftware.com/doc\\_edu/qui/denh2o.pdf](http://www.vaxasoftware.com/doc_edu/qui/denh2o.pdf)
- [18] [http://www.fisicanet.com.ar/fisica/termodinamica/tb03\\_conductividad.php](http://www.fisicanet.com.ar/fisica/termodinamica/tb03_conductividad.php)
- [19]<http://es.scribd.com/doc/33328756/30/mantenimiento-Para-sistemas-de-acs-con-sistema-solar-termico>
- [20] [www.terra.org/data/cteseccionhe4.pdf](http://www.terra.org/data/cteseccionhe4.pdf)
- [21] [https://imagenes.repsol.com/pe\\_es/glp\\_\\_168181\\_tcm18-208366.pdf](https://imagenes.repsol.com/pe_es/glp__168181_tcm18-208366.pdf)
- [22] <http://www3.espe.edu.ec:8700/bitstream/21000/747/1/T-ESPE-014732.pdf>
- [23] [http://www.bce.fin.ec/ver\\_noticia.php?noti=NOT05086](http://www.bce.fin.ec/ver_noticia.php?noti=NOT05086)
- [24] <http://www.gasnatural.es>
- [24][www.sisi.org.mx/jspsi/documentos/2006/seguimiento/18577/18577000006\\_055.pdf](http://www.sisi.org.mx/jspsi/documentos/2006/seguimiento/18577/18577000006_055.pdf)
- [25] <http://ecovidayuniverso.foroes.net/t165-sabes-cuanta-agua-se-utiliza-en-tu-hogar>
- [26]<http://www.mityc.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/Reconocidos/Reconocidos/ACS.pdf>
- [27] ASME. Boiler and Pressure Vessel Code (BPVC). 2007 Edition. USA. ASMEpublishing, 2007. Section VIII.
- [28] MEGYESY, I. PressureVessel Handbook. 10th. Ed.Tulsa USA. Pressure vessel publishing, 1997. pp. 190,273.

[29]CRANE, S. Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías.3ra. Ed. México

McGraw-Hill. 1996. Apéndice A: A46-A49

[30]INCROPERA, F. Fundamentos de transferencia de calor. 4ta.ed. México:

PENTICE HALL, 1999. pp.370.

## **BIBLIOGRAFÍA.**

ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN Y CERTIFICACIÓN ANEOR.

Energía Solar Térmica. Madrid: ANEOR, 2007.

SCHAUM, P. Mecánica de Fluidos e Hidráulica. España: McGraw-Hill, 2005.

LUSZCZEWSKI, A. Redes Industriales de Tuberías, Bombas para Agua, Ventiladores y Compresores. España. Reverté, 1999.

MARTÍNEZ, I. Termodinámica Básica y Aplicada. Madrid. Dossat, 1992.

ASME. Boiler and Pressure Vessel Code (BPVC). 2007 Edition. USA.

ASMEpublishing, 2007. Section VIII.

MEGYESY, I. Pressure Vessel Handbook. 4ta. ed. Tulsa USA. Pressure Vessel Publishing, 1997.

CRANE, S. Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías. 3ra. Ed. México. McGraw-Hill, 1996.

INCROPERA, F. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4ta.ed. México: PENTICE HALL, 1999.

## **LINKOGRAFÍA.**

### Conceptos Básicos Relacionados con Radiación Solar.

[http://ocw.unia.es/ciencias-de-la-ingenieria/caracterizacion-y-evaluacion-de-la-radiacion-solar.](http://ocw.unia.es/ciencias-de-la-ingenieria/caracterizacion-y-evaluacion-de-la-radiacion-solar)

[http://www.infoab.uclm.es/labeledec/solar/solar\\_fotovoltaica/calculo\\_conectados2.htm](http://www.infoab.uclm.es/labeledec/solar/solar_fotovoltaica/calculo_conectados2.htm)

[http://ocw.unia.es/ciencias-de-la-.../diseno.../anexo.](http://ocw.unia.es/ciencias-de-la-.../diseno.../anexo)

2010-12-01

### Bases de datos de parámetros ambientales.

<http://www.weatherbase.com>

[http://www.retscreen.net/download.php/ang/120/0/Textbook\\_SWH.pdf](http://www.retscreen.net/download.php/ang/120/0/Textbook_SWH.pdf)

2011-01-05

### Diseño y dimensionamiento del sistema térmico solar.

<http://ecovidayuniverso.foro.es.net/t165-sabes-cuanta-agua-se-utiliza-en-tu-hogar>

<http://www1.herrera.unt.edu.ar/faceyt/sistemasdecontrol/files/Moody.png>

<http://e->

[archivo.uc3m.es/bitstream/10016/7731/1/PFC\\_Zaida\\_Salamanca\\_Felix.pdf](http://archivo.uc3m.es/bitstream/10016/7731/1/PFC_Zaida_Salamanca_Felix.pdf)

[http://www.vaxasoftware.com/doc\\_edu/qui/denh2o.pdf](http://www.vaxasoftware.com/doc_edu/qui/denh2o.pdf)

[http://www.fisicanet.com.ar/fisica/termodinamica/tb03\\_conductividad.php](http://www.fisicanet.com.ar/fisica/termodinamica/tb03_conductividad.php)

<http://www.mityc.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/Reconocidos/Reconocidos/ACS.pdf>

2011-02-02

Mantenimiento preventivo y plan de vigilancia para el sistema termico solar.

<http://es.scribd.com/doc/33328756/30/mantenimiento-Para-sistemas-de-acs-con-sistema-solar-termico>

[www.terra.org/data/cteseccionhe4.pdf](http://www.terra.org/data/cteseccionhe4.pdf)

[https://imagenes.repsol.com/pe\\_es/glp\\_\\_168181\\_tcm18-208366.pdf](https://imagenes.repsol.com/pe_es/glp__168181_tcm18-208366.pdf)

<http://www3.espe.edu.ec:8700/bitstream/21000/747/1/T-ESPE-014732.pdf>

2011-04-25

Propiedades del Gas Licuado de Petróleo.

[http://www.bce.fin.ec/ver\\_noticia.php?noti=NOT05086](http://www.bce.fin.ec/ver_noticia.php?noti=NOT05086).

<http://www.gasnatural.es>

[www.sisi.org.mx/jspsi/documentos/2006/seguimiento/18577/1857700006506\\_055.pdf](http://www.sisi.org.mx/jspsi/documentos/2006/seguimiento/18577/1857700006506_055.pdf)

2011-05-06.

