

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

Diseño y simulación de un calentador solar de agua con colector plano y
circulación forzada.

INGE-2545

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Marcillo Grijalva Felipe Santiago

Estrella Cardenas Axel Dereck

Guayaquil - Ecuador

Año: 2024

Dedicatoria

A mi hermana Varinia Marcillo, quien ha crecido a mi lado y ha estado en cada momento importante, y mi cómplice en todas las aventuras. A mis padres, por forjar el camino de la dedicación y disciplina. A mi abuela, por su amor incondicional, dejo en mí raíces profundas. A mis tíos, quienes me ayudaron a crecer con valores. A Fabiola y Mario, que me motivaron y me llevaron hacia otros horizontes. A mis primos, con quienes crecí. A Bryan y Joseph, por ser la familia que elegí. A Ariana, por apoyarme incondicionalmente. Pues sin cada uno de ustedes, este sueño no habría sido posible.

Dedicatoria

A mis padres Carlos Estrella y Norma Cárdenas, quienes fueron y son mi pilar fundamental, mi apoyo incondicional y sobre todo mi gran motivación para nunca rendirme. A mi hermana Karla Estrella, con quién compartí las mismas luchas, los mismos retos y quién me supo dar un brillo de luz cuando todo se oscurecía. A mis abuelas Lida Castillo y Florinda Ruiz quienes, a pesar de las condiciones y necesidades, siempre me apoyaron y me motivaron. A mi tía Laura Cárdenas, quien me apoyó y me brindó su mano cuando más lo necesitaba.

Finalmente, a mi Dios, el más importante, quien me permitió poder cumplir este objetivo y poner a personas maravillosas en este camino.

A todos los quiero y les dedico este trabajo.

Agradecimientos

A mis padres, reconociendo el esfuerzo para hacer esto posible. A mi tío Alonso, por enseñarme las bases en álgebra, matemática y física, a lo largo de mi carrera estudiantil. A mis profesores, por su entrega y dedicación en cada una de las materias. A mis compañeros de último año de universidad, Carlos, Marcos, y Axel con quienes compartí momentos de aprendizaje, y esfuerzo. A Ariana, por estar siempre presta para ayudarme.

Declaración Expresa

Nosotros Axel Dereck Estrella Cárdenas y Felipe Santiago Marcillo Grijalva acordamos y reconocemos que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor del proyecto de graduación corresponderá al autor o autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor del autor o autores. La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por nosotros durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que nos corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de nuestra innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique a los autores que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

Guayaquil, mayo 22 del 2024.



Axel Dereck Estrella
Cárdenas



Felipe Santiago Marcillo
Grijalva

Evaluadores

Ing. Loayza Paredes Francis Roderich

Profesor de Materia

Ing. Gonzalo Rodolfo Zabala Ortiz

Tutor de proyecto

RESUMEN

El proyecto se enfoca en el diseño y simulación de un sistema de calentamiento de agua mediante colectores solares. Donde se diseñó los colectores solares, circuito hidráulico, y tanque interacumulador para un edificio multivivienda de 8 departamentos con un total de 40 personas, usando los métodos de transferencia de calor para el análisis teórico, además de herramientas computacionales para la simulación. De forma general, el diseño consistió en la captación de energía solar por medio de 4 baterías de colectores solares con una inclinación de 15° y con un área total de 40 m^2 . La fracción solar promedio captada fue de 86%, la cual, fue transportada a través del fluido propilenglicol a un serpentín de 33 m dentro de un acumulador de agua de 2200 litros. La eficiencia del sistema hallado fue de 57%

En este contexto, se determinó que la inversión inicial del sistema fue de \$ 9248.81, sin embargo, realizando un análisis económico, se tuvo que existe una recuperación de la inversión de aproximadamente 4 años frente a la electricidad y una recuperación de aproximadamente 3 años frente al GLP. En conclusión, la ejecución del sistema ayuda al ahorro energético, con beneficios a largo plazo.

Palabras Clave: Colector solar, temperatura de la placa, aislamiento térmico, ahorro energético, radiación solar.

Abstract

The project focuses on the design and simulation of a solar water heating system. Solar collectors, hydraulic circuit and interaccumulator tank were designed for a multi-dwelling building of 8 apartments with a total of 40 people, using heat transfer methods for theoretical analysis, as well as computational tools for simulation. The overall design consisted of solar energy collection by 4 solar collector batteries with an inclination of 15°C and a total area of 40 m^2 . The average solar fraction captured was 86%, which was transported through the propylene glycol fluid to a 33 m coil inside a 2200-liter water accumulator. The efficiency of the system found was 57%

In this context, it was determined that the initial investment of the system was \$ 9248.81, however, performing an economic analysis, there was a return on investment of about 4 years for electricity and about 3 years for LPG. In conclusion, the implementation of the system helps to save energy, with long-term benefits.

Keywords: Solar collector, plate temperature, insulation, energy saving, solar radiation.

Índice general

Resumen.....	I
Abstract.....	II
Índice general.....	III
Abreviaturas.....	VII
Simbología.....	VIII
Índice de figuras.....	IX
Índice de tablas	X
Capítulo 1.....	1
1.1 Introducción	2
1.2 Descripción del Problema	3
1.3 Justificación del Problema	3
1.4 Objetivos	4
1.4.1 Objetivo general.....	4
1.4.2 Objetivos específicos	4
1.5 Marco teórico	4
1.5.1 <i>Calor</i>	4
1.5.2 <i>Energía solar</i>	6
1.5.3 <i>Colector solar</i>	8
1.5.4 Los componentes básicos del colector solar plano	9
<i>Diseño del colector solar plano</i>	12

<i>Intercambiadores de calor y Acumuladores</i>	13
1.5.5 <i>Circuito Hidráulico</i>	13
Capítulo 2.....	15
2. Metodología.....	16
2.1 Evaluación Comparativa y Selección de Sistema de Colectores Solares.....	16
2.1.1 Fluido de trabajo para el circuito primario.	16
2.1.2 Tipo de acumulador para almacenar el ACS.	17
2.1.3 Configuración de la distribución del ACS desde el acumulador a los departamentos.	20
2.2 Dotación de consumo diario.....	22
2.3 Caudal.....	22
2.3.1 Caudal mínimo por aparato sanitario.....	22
2.3.2 Caudal máximo probable	23
2.4 Calor necesario para calentar el volumen diario de agua.....	23
2.5 Pérdidas térmicas del acumulador y calor requerido por el serpentín del acumulador	24
2.6 Colector solar	24
2.6.1 Coeficiente total de transferencia de calor en el colector solar.	26
2.6.2 Calor útil y eficiencia del colector solar	28
2.6.3 Factor de remoción de calor (FR).	30
2.6.4 Longitud de tubos verticales dentro del colector.	32

2.7	Simulación del colector solar.....	36
Capítulo 3.....		41
3.	Resultados.....	42
3.1	Dotación y dimensionamiento del Inter acumulador.....	42
3.2	Espesor del tanque a presión.....	42
3.3	Caudal máximo probable.....	43
3.4	Calor necesario para calentar masa de agua.....	44
3.5	Pérdidas térmicas del tanque.....	47
3.6	Colector solar.....	51
3.7	Coeficiente global de transmisión de calor en el colector solar.....	51
	Calor útil y eficiencia del colector solar.....	53
3.8	Factor de remoción de calor (FR).	54
3.9	Longitud de tubos verticales dentro del colector.	55
3.10	Serpentín para el acumulador.....	57
3.11	Longitud serpentín del acumulador.....	60
3.12	Costos.....	61
3.13	Simulación del captador solar.....	64
Capítulo 4.....		68
4.1	análisis de resultados.....	69
	4.1.1 Conclusiones.....	75
	4.1.2 Recomendaciones.....	76

Referencias.....	78
Apéndice A-Tablas	82
Apéndice B- Cálculos hidráulicos.	85
Dimensiones del cilindro del acumulador.....	85
Presión interna del acumulador.....	85
Espesor de la plancha metálica	86
Esfuerzos circunferenciales.....	86
Esfuerzos longitudinales	86
Pérdidas térmicas recorrido de tuberías.....	87
Cálculos hidráulicos	90
Bomba circuito primario.	93
Pérdidas de presión (mayores y menores).....	95
Tanque hidroneumático.....	96
Cabezal de Bomba.....	98
Apéndice C- Memoria de cálculos.....	112
Apéndice D- Bomba circuito RED	139
Apéndice E- Bomba circuito PRIMARIO	140
Apéndice F- Planos	141

Abreviaturas

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
NEC	Norma Ecuatoriana de la construcción
ACS	Agua caliente sanitaria.
ASME	The American Society Of Mechanical Engineers

Simbología

KPa Kilo -pascal

L Litro

s Segundo

m Metro

Kg Kilogramo

mm Milímetro

mmca Milímetro de columna de agua

W Watts

K Kelvin

°C Celcius

KWh Kilo-Watts-hora

J Joules

h Hora

Índice de figuras

Figura 1 Partes un captor solar plano.....	10
Figura 2 Ángulo de inclinación.....	11
Figura 3 Diseño colector solar plano	12
Figura 4 Circuito hidráulico para el edificio de viviendas.....	21
Figura 5 Colector solar.....	25
Figura 6 Factor de eficiencia de la placa	31
Figura 7 Simulación de colector solar	37
Figura 8 Simulación de flujo en el colector	37
Figura 9 Altitud solar.....	38
Figura 10 WlZart análisis térmico y flujo adecuado	39
Figura 11 SolidWorks	39
Figura 12 Malla SolidWorks.....	40
Figura 13 Temperatura agua	46
Figura 14 Coeficiente global.....	53
Figura 15 Temperatura salida colector	57
Figura 16 Captador solar 12: 00 AM	65
Figura 17 Simulación de fluido a la salida a las 12:00 AM.....	65
Figura 18 Captador solar 15: 00 PM.....	66
Figura 19 Simulación de fluido a la salida a las 15:00 AM.....	66

Índice de tablas

Tabla 1 Matriz de decisión para fluido de trabajo	17
Tabla 2 Alternativas de soluciones para sistema de intercambiador de calor y acumulador...	19
Tabla 3 Matriz de decisión para el sistema del acumulador	19
Tabla 4 Alternativas de solución para la configuración de distribución.....	20
Tabla 5 Matriz de decisión para la configuración del sistema.....	21
Tabla 6 Dotación y dimensión inter acumulador	42
Tabla 7 Espesor del tanque	43
Tabla 8 Caudal máximo	43
Tabla 9 Energía consumida para calentar la dotación de agua diaria	45
Tabla 10 Energía requerida para calentar 2200 litros de agua desde una temperatura inicial de 22°C	47
Tabla 11 Energía requerida para calentar 2200 litros de agua desde una temperatura inicial de 31.4°C	47
Tabla 12 Resistencia por convección libre	48
Tabla 13 Resistencia por radiación	49
Tabla 14 Pérdidas térmicas totales del tanque	50
Tabla 15 Información del colector solar	51
Tabla 16 Coeficiente de transferencia.....	52
Tabla 17 Calor y eficiencia.....	53
Tabla 18 Factor Remoción.....	54
Tabla 19 Utilización de energía	55
Tabla 20 Flujo masico.....	56
Tabla 21 Longitud de tubería colector	56
Tabla 22 Factor de corrección.....	58

Tabla 23 Convección interna de la tubería.	59
Tabla 24 Conducción de tubería de cobre.....	59
Tabla 25 Convección exterior.....	60
Tabla 26 Espacio entre vueltas	61
Tabla 27 Costo sistema hidráulico.....	61
Tabla 28 Costos de tanque Inter acumular.....	62
Tabla 29 Costo del sistema de control	62
Tabla 30 Costos de construcción	63
Tabla 31 Costos de circuito primario.....	63
Tabla 32 Costo mano de obra	64
Tabla 33 Tabla de datos para el gasto mensual de los colectores.....	74

Capítulo 1

1.1 Introducción

Aproximadamente el 30% de las emisiones de dióxido de carbono de una vivienda se debe al calentamiento de agua para calefacción o agua sanitaria por medio de calentadores eléctricos, o a gas (Naciones Unidas, 2020). Así mismo, uno de los principales problemas que tienen los calentadores eléctricos es que solo aportan con agua caliente sanitaria a un solo punto por instalación, teniendo que adquirir la cantidad de calentadores eléctricos por la cantidad de los puntos necesitados. Cuando se utilizan calentadores a gas, existe un riesgo constante de presentar fugas por falta de mantenimiento, afectando así a la integridad del usuario.

El carbón, el petróleo y el gas son indiscutiblemente los mayores contribuyentes al cambio climático a nivel global, generando más del 75% de las emisiones mundiales de gases de efecto invernadero y cerca del 90% de las emisiones de dióxido de carbono. En la actualidad, el 29% de la electricidad se produce a partir de energías renovables (Naciones Unidas, 2019).

Las energías renovables provienen de recursos naturales que se regeneran más rápido de lo que se utilizan, como la energía solar y eólica, las cuales se renuevan continuamente. La transición de los combustibles fósiles, que hoy en día son los mayores emisores, hacia energías renovables es esencial para mitigar la crisis climática. Un sistema de calentamiento solar de agua puede disminuir las emisiones en el hogar en más del 20% (Naciones Unidas, 2020).

Los sistemas solares térmicos producen agua caliente de una forma segura, económica y no contaminan el medio ambiente. Pueden ser usados en cualquier clima y no requieren combustibles. Permiten el ahorro de consumo de gas entre un 70% y 80% (Sistemas solares térmicos II, 2010).

En Ecuador los colectores solares todavía no se han implementado ampliamente, aunque se cuenta con un recurso solar excepcional durante la mayor parte del año. En conclusión, esta tecnología ayuda a reducir la dependencia de otros dispositivos que contaminan o son peligrosos en caso de fuga. Los costes iniciales de instalación son elevados, pero se tiene un ahorro importante en la planilla eléctrica que los vuelve rentable.

1.2 Descripción del Problema

Se conoce que se emplea energía eléctrica e instalaciones de GLP para generar agua caliente. Actualmente, la generación de electricidad en el Ecuador se ve limitada por condiciones meteorológicas variables no controlables y, por otro lado, el mantenimiento deficiente en instalaciones de GLP podría provocar fugas de gas; por esto, se reconoce la urgencia de encontrar una alternativa a estas fuentes que sea fiable y más segura.

1.3 Justificación del Problema

La idea de crear un sistema de calefacción de agua por placas solares responde a la urgencia de reducir el consumo energético diario en los hogares ecuatorianos, favoreciendo así un ahorro económico significativo a fin de mes y contribuyendo a reducir el impacto ambiental que otros sistemas provocan. Además, esta alternativa de diseño es de fácil uso y contempla una mayor seguridad contra accidentes frente a los sistemas convencionales para calentar agua mediante resistencias eléctricas y GLP.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Diseñar un sistema de calentamiento de agua mediante la simulación del sistema con herramientas computacionales para usos diarios de aseo y confort, contribuyendo así, a la reducción del consumo energético residencial.

1.4.2 Objetivos específicos

1. Diseñar los sistemas de tubería, colectores solares y tanque de inter acumulación del agua caliente para un óptimo funcionamiento del equipo.
2. Diseñar el sistema de intercambiador de calor requerido para la obtención de la temperatura deseada del equipo
3. Seleccionar los equipos y accesorios necesarios para la circulación del fluido de trabajo dentro del circuito termodinámico.
4. Realizar un cuadro comparativo del ahorro de energía de los colectores solares frente a otras tecnologías de calentamiento de agua para la determinación de cuál es la opción más eficiente y sostenible a largo plazo.

1.5 Marco teórico

1.5.1 Calor

Transferencia de calor

El intercambio de calor se describe como el movimiento de energía térmica de un medio a otro a causa de una diferencia de temperatura. Existen diferentes tipos de intercambio de calor conocidos como "formas", estos dependen de la forma de interacción del calor y la incidencia que estos poseen sobre las diferentes superficies y áreas.

A continuación, se muestran los siguientes modos:

1. Conducción: Implica el intercambio de calor entre dos áreas del cuerpo que tiene diferencias de temperatura sin intercambio de materia entre ellas.

$$Q = k * A * \left(\frac{\Delta T}{L}\right) \quad (1.1)$$

Donde,

Q: Tasa de transferencia calor $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

A= Área (m^2)

K: Conductividad del material $\left(\frac{W}{m*K}\right)$

ΔT : Variación de temperatura ($^{\circ}C$)

2. Convección: Se produce a partir del desplazamiento de un líquido o gas, generalmente como el aire, que lleva el calor de un segmento a otro. Existen dos tipos de convección: libre y forzada. La convección libre se caracteriza por un movimiento de fluido originado por el cambio de densidad debido a la presencia de fuerzas gravitacionales, mientras que la convección forzada produce el mismo movimiento del fluido por una fuerza externa, generalmente provocadas por ventiladores y bombas.

$$Q = h * A * (T_s - T_{\infty}) \quad (1.2)$$

Donde,

Q: Tasa de transferencia calor $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

A= Área (m^2)

H: Coeficiente de convección $\left(\frac{W}{m*K}\right)$

T_s : Temperatura de superficie ($^{\circ}C$)

T_{∞} : Temperatura externa ($^{\circ}C$)

3. **Radiación:** Se presenta a partir de la liberación de energía a través de ondas electromagnética. A diferencia de los otros modos de transferencia, la radiación no necesita un medio material para transferirse, ya que se puede propagar a través del vacío.

$$Q = \varepsilon * \sigma * A * (T_S^4 - T_{SUR}^4) \quad (1.3)$$

Donde,

Q: Tasa de transferencia calor $\left(\frac{W}{m^2}\right)$

ε : Coeficiente de emisividad de la superficie

A= Área (m^2)

σ = Constante de Stefan-Boltzmann $\left(\frac{W}{m^2 * K^4}\right)$

T_S : Temperatura de superficie ($^{\circ}C$)

T_{SUR} : Temperatura de alrededores ($^{\circ}C$)

Radiación solar

De forma general, existen diferentes tipos de radiación que se clasifican principalmente en ionizantes y no ionizantes, algunas de estas pueden ser: radiaciones infrarrojas, ultravioletas, electromagnéticas, de rayos X. En este contexto, la radiación producida por el sol resalta como la más abundante de la Tierra (Greenpeace México, 2022), ya que la posicionan como una fuente de energía principal y renovable que puede transformarse en energía eléctrica o térmica mediante celdas fotovoltaicas o colectores solares respectivamente.

1.5.2 *Energía solar*

Energía solar

La energía solar se define como una fuente de energía renovable obtenida con la radiación electromagnética producida por el sol que beneficia al medio ambiente debido a que no produce contaminación (Ponce, 2023).

Así, existen tres tipos de energía solar:

- La energía solar fotovoltaica: Se emplea para generar electricidad.
- La energía solar térmica: Se usa para aumentar la temperatura del agua.
- La energía solar pasiva: Se aprovecha directamente de los rayos solares.

Aplicaciones de la energía solar térmica

Las principales aplicaciones en sistemas de aprovechamiento de la energía solar térmica son:

- Calefacción
- Procesos industriales
- Generación de agua caliente sanitaria (A.C.S)
- Climatización de piscinas (Osorio et al., 2021))

Consumo de agua caliente sanitaria en hogares ecuatorianos

Los sistemas alternativos para generar agua caliente utilizan aparatos eléctricos que calientan el agua de forma instantánea mediante resistencias eléctricas sumergidas, proporcionando un suministro constante de agua caliente a 60 °C, ofreciendo control individualizado en edificios residenciales (Norma hidrosanitaria ecuatoriana, 2011).

Además, se usa calentadores de agua a gas que funciona por medio de quemadores de encendido automático, estos son adecuados para suministrar agua caliente de manera grupal, ya sea a un edificio o a varios aparatos en una misma vivienda. Se deben ubicar en zonas bien ventiladas, además de un sistema de ventilación para expulsar los gases de combustión de manera segura. También, se puede hacer uso de calderas o sistemas de calentamiento con GLP para calentar volúmenes de agua considerables. Sin embargo, la fuga de GLP debe ser un factor para tomar en cuenta, se necesita un suministro centralizado y eficiente para múltiples usuarios (Norma hidrosanitaria ecuatoriana, 2011).

Para el cálculo de la demanda energética que se debe a aumentar la temperatura se hará uso de la ecuación fundamental de la calorimetría:

$$Q_w = m \, c_p \, \Delta T \quad (1.4)$$

Donde:

Q : Demanda energética. [KJ/s]

M : Flujo másico del agua. [Kg/s]

c_p : Calor específico del agua. [KJ/Kg*K]

ΔT : Variación de temperatura. [K]

Para calcular la cantidad de agua caliente sanitaria, se emplea la siguiente fórmula:

$$Dot = np * Vp * Fc \quad (1.5)$$

Donde:

np : Número de personas en el edificio $\left[\frac{Persona}{Día} \right]$

Vp : Volumen de agua por persona $\left[\frac{Litros}{Persona} \right]$

Fc : Factor de seguridad

El volumen diario por persona se lo obtuvo de la tabla 1.

1.5.3 Colector solar

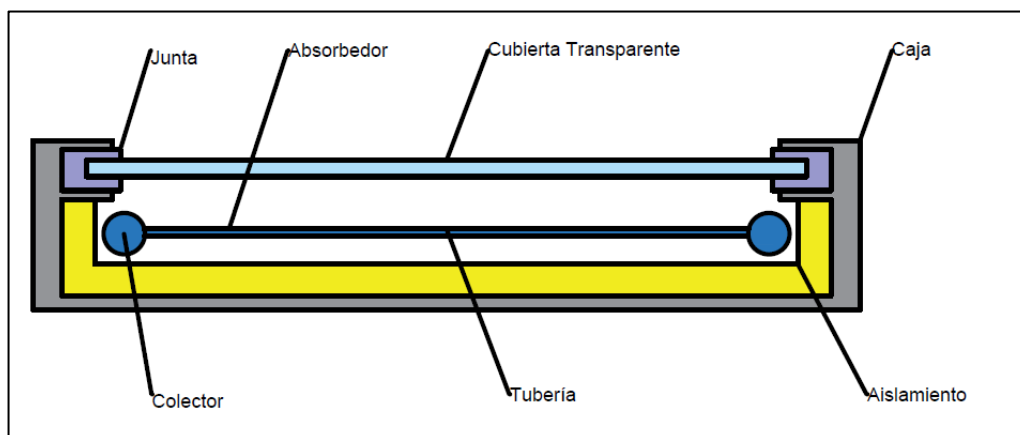
El colector solar térmico aprovecha la radiación solar para generar calor de forma eficiente y soportar los elementos al aire libre. Incrementa la cantidad de radiación solar capturada y disminuye la pérdida de calor, utilizando el “efecto invernadero”. La cubierta reduce pérdidas por convección, y el aislamiento en los lados y la parte trasera minimiza las pérdidas térmicas adicionales (Yave et al., 2021).

Existen varios tipos de colectores solares como son:

- Colectores sin cubierta: Absorbedores metálicos sin aislamiento ni envoltura, fabricados para soportar condiciones climáticas extremas, usados en calentamiento de piscinas.
- Colectores con varias cubiertas: Usan múltiples cubiertas, del mismo o diferentes materiales, para reducir pérdidas térmicas, aunque aumenta el costo y disminuye la transmitancia (Carvajal et al., 2021).
- Colectores de tubos de vacío: Compuesto por un conjunto de tubos conectados, con soportes internos que evitan quiebres al hacer vacío, una cámara de vacío se encuentra en el espacio entre el absorbedor y el tubo exterior. Existen varios tipos de los cuales destacan: los tubos de calor, tubos en U y de flujo directo (Reina et al., 2021).
- Colector solar plano: Es el tipo más común, con una superficie plana y una cubierta de vidrio, diseñado para captar la máxima cantidad de energía solar y convertirla en calor.

1.5.4 Los componentes básicos del colector solar plano

La cubierta transparente, comúnmente de vidrio, reduce las pérdidas por radiación y convección, además, protege contra agentes externos. El absorbedor es una placa metálica, se calienta por la radiación solar; su eficiencia depende del tratamiento superficial, selectivo (baja emisividad) o no selectivo (alta emisividad). El fluido de trabajo se mueve por el circuito hidráulico, asegurando la transferencia de calor, el material más usado es el cobre. El aislamiento, a base de lana de vidrio, minimiza las pérdidas térmicas. La carcasa, fabricada con materiales resistentes a la corrosión, protege los componentes y proporciona rigidez. (Norma Ecuatoriana de la Construcción 11, 2020).

Figura 1*Partes un captor solar plano*

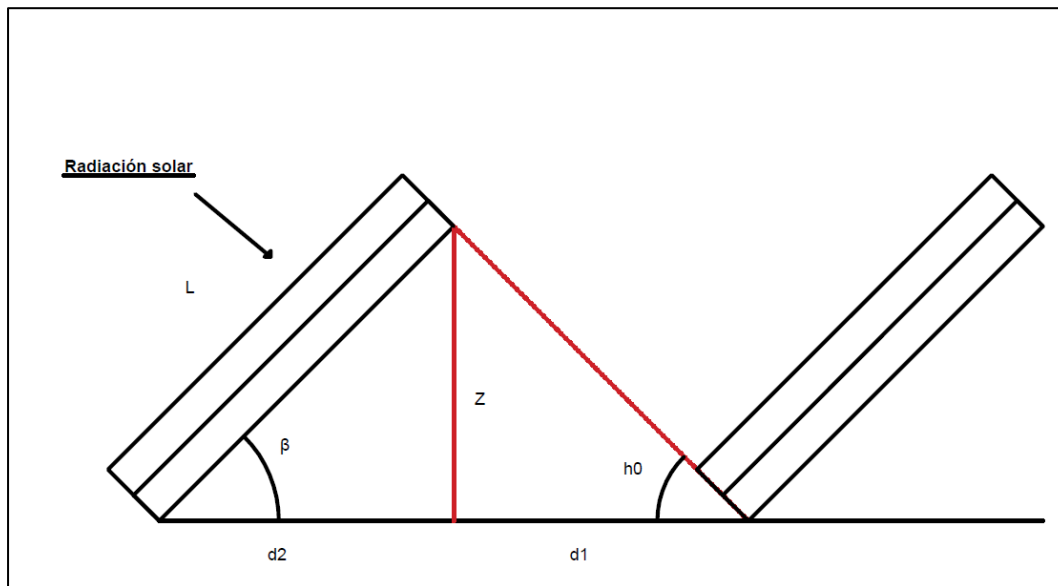
Nota. La figura muestra los elementos esenciales de un captador solar plano.

Posicionamiento e inclinación de los colectores

El colector solar térmico tiene un área de, en general, alrededor de 2 m² y un peso de aproximadamente 15-25 kg/m² para los más comunes en los modelos de vidrio, que se usan en redes de ACS (Norma Ecuatoriana de la Construcción 11, 2020).

Para zonas ecuatoriales, el ángulo de inclinación debe mantenerse entre 10° y 25° entre la superficie del colector y el suelo (Norma Ecuatoriana de la Construcción 11, 2020). Se debe evitar que instalaciones en el entorno provoquen sombras sobre el colector. Para tener filas de colectores se requiere dimensionar la distancia entre ellos debido a la sombra, el borde superior de una fila no debe llegar al borde inferior de la siguiente. Además, se debe considerar 0,8 m para facilitar labores de mantenimiento (Norma Ecuatoriana de la Construcción 11, 2020).

Figura 2

Ángulo de inclinación

Nota. El ángulo de inclinación debe mantenerse entre 10° y 25°

$$h_o = (90^\circ - \varphi) - 23,45^\circ \quad (1.6)$$

Donde:

φ : Latitud del lugar

h_o : Altura solar máxima.

β : Inclinación del colector solar.

$$d = d_2 + d_1 = L \left(\frac{\sin(\beta)}{\tan(h_o)} + \cos(\beta) \right) \quad (1.7)$$

Donde:

d : Distancia mínima entre filas.

L : Longitud del largo del colector.

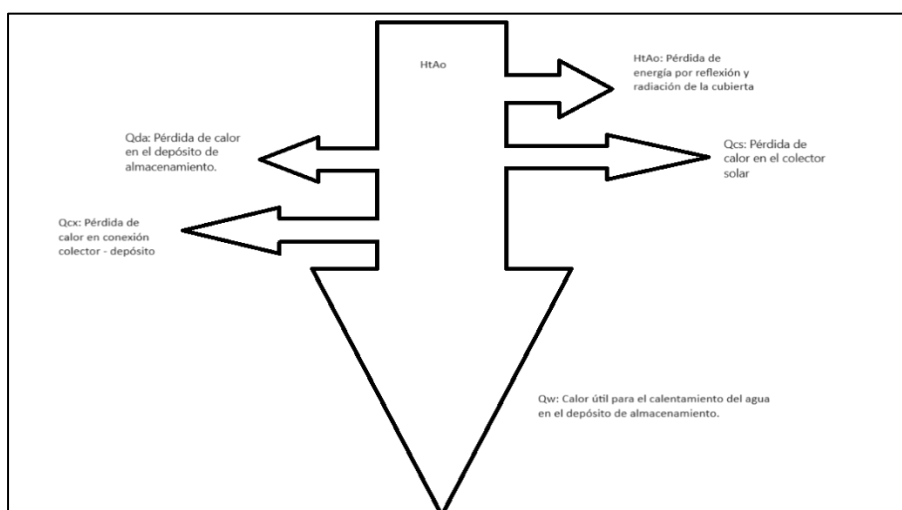
Para obstáculos laterales, se debe mantener una distancia equivalente a 1,73 veces la altura del obstáculo que proyecta la sombra. (Norma Ecuatoriana de la Construcción 11, 2020).

Diseño del colector solar plano

Para el calentador solar plano se hace un balance de energía para determinar la eficiencia del calentador solar. El calor útil Q_w , el cual se utiliza para calentar el agua en el acumulador, proviene de la radiación global que llega al colector solar $HtAe$, la cual se reduce debido a las características de reflexión y absorción de la cubierta del colector; posteriormente, se ajusta por un factor ($\tau\alpha$). Una parte de esta radiación $HtAe$ ($\tau\alpha$) se emplea para calentar el agua, mientras que el resto representa la energía almacenada en el colector, que generalmente es mínima, junto con las pérdidas por radiación, convección y conducción. Con respecto a la otra parte, se disipa al ambiente a través del colector solar Q_{cs} , del tanque de almacenamiento Q_{da} , y finalmente por las conexiones Q_{cx} .

Figura 3

Diseño colector solar plano



Nota. El calor útil Q_w hace referencia al calor que se usa para calentar el agua en el acumulador

$$H_t A_{co}(\tau\alpha) = Q_w + Q_{cs} + Q_{da} + Q_{cx} \quad (1.8)$$

Intercambiadores de calor y Acumuladores

Los intercambiadores de calor (internos o externos) tienen un papel importante en los sistemas solares, y más aún en el tipo del acumulador. Los externos, como los de placas, se usan por su eficiencia y el poco tamaño que ocupan, porque soportan condiciones extremas, como lluvia, humedad, entre otros. Los internos se ubican dentro del acumulador, son comúnmente de tipo serpentín.

El acumulador almacena agua caliente para ser usado por las familias, de manera que asegura la calidad sanitaria y minimiza las pérdidas térmicas. La clasificación está dada por horizontal o vertical. Los verticales ayudan a la estratificación térmica, alcanzando las temperaturas más elevadas en la parte superior del mismo, así mismo, los horizontales mantienen una temperatura más uniforme. Los materiales para usar son: acero negro recubierto de plástico, acero negro vitrificado, o acero inoxidable, ya que soportan altas temperaturas y aseguran la durabilidad (Moraton et al., 2021).

1.5.5 Circuito Hidráulico

1.5.5.1 Bomba de circulación

Mueven el fluido en los circuitos de agua sanitaria deben ser resistentes a la corrosión y a la formación de depósitos calcáreos.

1.5.5.2 Tuberías

Son el medio de transporte de los fluidos, deben seleccionarse correctamente según las presiones, velocidades y temperaturas que se desee. Pueden ser de distintos materiales dependiendo del diseño y finalidad.

1.5.5.3 Vaso de expansión

Este dispositivo que está dividido por una membrana elástica, absorbe variaciones de caudal y presión en circuitos cerrados. La presurización con nitrógeno es recomendada para evitar oxidación.

1.5.5.4 Válvulas

Válvulas de bola: Abren y cierran el flujo con un cierre hermético.

Válvula de seguridad: Expulsan fluido al exterior para evitar presiones elevadas, actuando mediante un muelle.

Válvula antiretorno: Impiden el paso de fluido en un sentido, permitiendo la circulación en el otro.

Válvula de equilibrado: Regulan caudales equilibrando hidráulicamente los circuitos.

Válvula motorizada de 2 ó 3 vías: Modifican los circuitos de operación mediante un servomotor ON-OFF.

Válvula mezcladora termostática: Combinan agua de dos temperaturas distintas para ajustar la temperatura de salida.

1.5.5.5 Purgadores de aire

Puede ser manual o automático, permite evacuar el aire de los circuitos, y debe soportar la temperatura máxima, por lo que el flotador será de acero inoxidable.

Capítulo 2

2. METODOLOGÍA.

El diseño del sistema de calentamiento de agua con circulación forzada se basó en dos importantes campos de la ingeniería mecánica: “Térmica e hidráulica”, teniendo así que seleccionar y diseñar principales fluidos de trabajo, sistemas de intercambiadores de calor, acumuladores y sistemas de transporte efectivo de los fluidos.

En este capítulo se muestran las diferentes alternativas y configuraciones que se propusieron para el desarrollo óptimo del proyecto como también la selección de las mejores opciones mediante el uso de matrices de decisión por método de ponderaciones.

Las calificaciones para la ponderación de las matrices de decisión se basarán de acuerdo a:

- 1: Malo
- 2: Regular
- 3: Bueno

Además, en este capítulo se muestra el procedimiento de cálculo que se debe llevar a cabo para el proyecto.

2.1 Evaluación Comparativa y Selección de Sistema de Colectores Solares

2.1.1 Fluido de trabajo para el circuito primario.

El sistema de calentamiento de agua incluye un primer circuito que lleva el calor desde los colectores solares hasta el acumulador, mientras que el segundo circuito es el sistema de suministro de agua caliente sanitaria. En este contexto, se proponen 3 fluidos para el primer circuito (Pezo, 2024).

El agua: posee una alta capacidad calorífica, además de una buena transferencia de calor, así mismo mantiene un bajo costo con respecto a las demás alternativas, otra ventaja es que no es tóxico en comparación con las demás alternativas. Sin embargo, posee la capacidad

de congelarse a temperaturas bajas. El agua también afecta al sistema provocando corrosión en las tuberías y compuestos metálicos.

El etilenglicol: posee una resistencia al congelamiento, lo que lo hace adecuado para clima frío. Una de sus desventajas es la toxicidad, lo que representa riesgos a la salud pública, también posee un precio más elevado que el agua.

El propilenglicol: es similar a su homólogo el etilenglicol, posee resistencia al congelamiento, sin embargo, es menos tóxico y se usa en aplicaciones donde no hay contacto con humanos. Es menos tóxico para el medio ambiente que el etilenglicol.

Tabla 1

Matriz de decisión para fluido de trabajo

Alternativas	Fluido de trabajo				Total
	Capacidad Anticongelante	Seguro para el ambiente	Fácil Mantenimiento	Económico	
	30%	20%	25%	25%	
Etilenglicol	2 0.6	1 0.2	2 0.5	1 0.25	1.55
Agua	1 0.2	3 0.6	1 0.25	3 0.75	1.8
Propilenglicol	3 0.9	2 0.4	3 0.75	2 0.5	2.55

Nota. Circuito principal para el fluido de operación

En conclusión, el propilenglicol es la mejor opción debido a que no requiere de tanto mantenimiento como el agua, además, el propilenglicol protege los componentes metálicos de la oxidación y corrosión.

2.1.2 Tipo de acumulador para almacenar el ACS.

Para el sistema de red se necesitará un acumulador donde se almacene el agua para su posterior uso, es aquí donde se produce el intercambio de energía entre fluidos. Ahora bien, este intercambio puede ser de manera externa con un intercambiador de calor por placas como se aprecia en la alternativa B. También, en la alternativa A se aprecia un acumulador

con intercambio interno por medio de serpentín. Por último, en la Alternativa C se tiene un acumulador con intercambio interno por medio de haz de tubos.

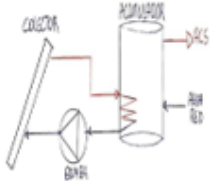
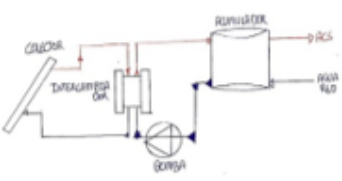
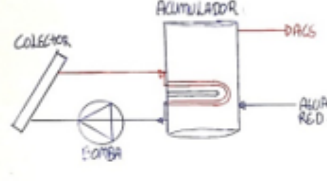
Intercambiador de calor de placas: Se usa para instalaciones medianas y grande, las placas son desmontables facilita el mantenimiento. Debido a que es externo ocupa un mayor espacio de instalación que sus homólogos, así mismo, produce un costo adicional en la instalación. Por último, no es ideal para aplicaciones de alta presión.

El intercambiador de calor interno tipo serpentín: Tiene una estructura y diseño más sencillo que la alternativa anterior, presenta generalmente un costo más económico y puede ser diseñado para varios tamaños. Pero, tiene una menor superficie de contacto en comparación con el de placas, su mantenimiento es más difícil ya que hay que desconectar la tubería, requiere de un espacio dentro del acumulador lo que hace que el mismo sea más grande (Renovables, 2022).

Conserva una alta eficiencia bajo condiciones elevadas: Mantiene una eficiencia elevada a alta presión y altas temperaturas, así mismo, puede manejar una amplia variedad de fluidos. Sin embargo, se vuelve más grande y pesado en comparación al de serpentín, debido a su complejidad supera en costos al tipo serpentín, requiere mayor mantenimiento en comparación a sus homólogos.

Tabla 2

Alternativas de soluciones para sistema de intercambiador de calor y acumulador

Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C
 <p>Acumulador con intercambiador de calor interno con serpentín.</p>	 <p>Acumulador con intercambiador externo.</p>	 <p>Acumulador con intercambiador de calor interno con Haz de tubos</p>

Nota. Es necesario un acumulador de agua para su uso posterior y para facilitar el intercambio.

Tabla 3

Matriz de decisión para el sistema del acumulador

Alternativas	Intercambiador				Total
	Eficiencia de transferencia de calor	Capacidad de almacenamiento de calor	Fácil mantenimiento	Económico (Instalación y costo de operación)	
	30%	20%	25%	25%	
Intercambiador de calor externo	3	1	3	1	2,1
Inter acumulador de serpentín	0.9	0.2	0.75	0.25	
	2	3	2	2	2,2
Inter acumulador de haz de tubos	0.6	0.6	0.5	0.5	
	1	2	1	2	1,45
	0.3	0.4	0.25	0.5	

Nota. Intercambiador de calor interno con serpentín es la mejor opción para un edificio.

En conclusión, es mejor optar por un intercambiador de calor interno con serpentín debido al eficiente uso de espacio que nos proporciona.

2.1.3 Configuración de la distribución del ACS desde el acumulador a los departamentos.

Una vez obtenido el tipo de acumulador que se va a usar, se procedió a decidir el arreglo de la instalación solar, este puede hacerse como en la Alternativa A donde existe un acumulador por cada departamento, en la alternativa B se observa otro posible arreglo, pero con un acumulador centralizado, es decir, un solo acumulador para todo el edificio.

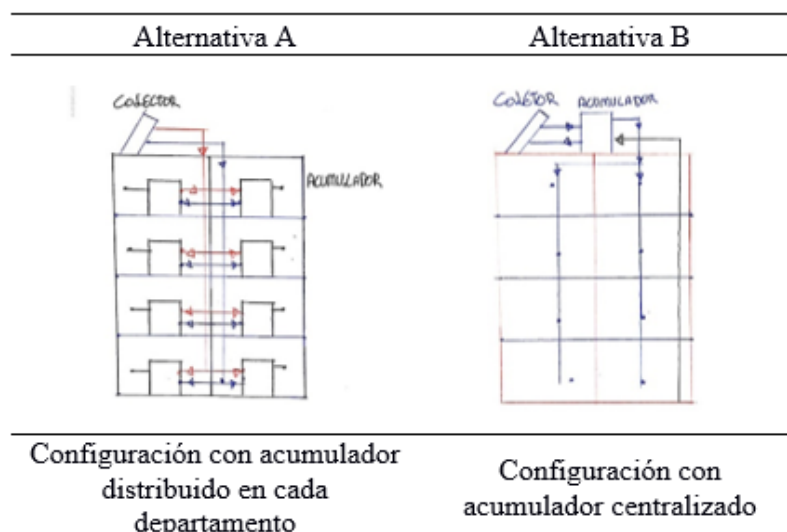
(González y Calad, 2021)

La acumulación centralizada: Trata de un solo tanque más grande lo que puede resultar más económico tanto al construir, como al dar mantenimiento. También, existe un mejor control de temperatura ya que es un solo punto. Sin embargo, un fallo en el sistema significaría que todo el edificio se vea afectado.

La acumulación distribuida: El mantenimiento de sus elementos se facilitan, los fallos sectorizados ayudan a que el resto del edificio siga en funcionamiento, sin embargo, es más costoso debido a la necesidad de múltiples tanques con su sistema de control. Además, es más difícil de controlar la temperatura de consumo.

Tabla 4

Alternativas de solución para la configuración de distribución



Nota. Solución en la configuración de distribución

Tabla 5

Matriz de decisión para la configuración del sistema.

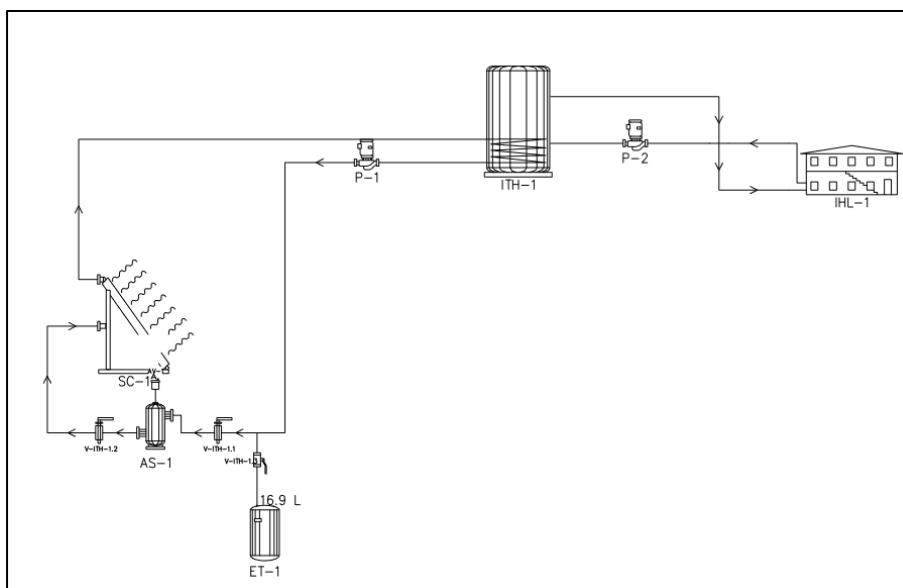
Alternativas	Configuración de distribución				Total
	Menores Pérdidas térmicas	Optimización de espacio	Fácil Mantenimiento	Económico	
	30%	20%	25%	25%	
Acumulación centralizada	2 0.6	3 0.6	3 0.75	2 0.5	2.45
Acumulación distribuida	1 0.3	1 0.6	2 0.5	1 0.25	1.65

Nota. Configuración de distribución

Es así como se utilizó el propilenglicol mezclado con agua como fluido de trabajo, un intercambiador de calor tipo serpentín, y una distribución centralizada con un solo acumulador en el edificio. A continuación, se muestra el circuito hidráulico dentro del edificio.

Figura 4

Circuito hidráulico para el edificio de viviendas



Nota. Presentación de circuito hidráulico

2.2 Dotación de consumo diario

Fue necesario determinar la dotación de agua caliente para abastecer el edificio residencial de 8 familias, y 5 personas en cada una. En Apéndice a, se presentan valores del volumen de agua caliente sanitaria que utiliza cada persona por día, y de esta forma se logró calcular la demanda de ACS dado que está determinada por la ecuación (1.5).

2.3 Caudal

Una vez determinada la dotación se realizaron los cálculos hidráulicos para encontrar el caudal general que se usó para el diseño de la tubería que conecta la cisterna con el acumulador (Caudal máximo probable). Este tipo de caudal se da cuando todas las familias de los departamentos utilicen todos los aparatos sanitarios de agua caliente seleccionados al mismo tiempo, es decir, el caso más desfavorable. Para calcular el caudal máximo probable (2.2) se tiene que multiplicar un factor de simultaneidad por la sumatoria de los caudales mínimos sanitarios (2.1), estos caudales mínimos se encuentran enlistados en la Tabla 16.1 y corresponden a todas las instalaciones de aparatos sanitarios que utilizarán agua caliente como son: lavabos, duchas, fregaderos, entre otras. Cada departamento cuenta con 2 duchas, 1 lavabo para lavar ropa y 2 lavabos normales.

2.3.1 Caudal mínimo por aparato sanitario

$$q_{min} = 0.67 * (\text{caudal instantáneo mínimo}) \quad (2.1)$$

Donde:

Caudal instantáneo mínimo $\left[\frac{L}{s} \right]$

Nota: Caudal instantáneo mínimo se obtiene de tabla 16.1 (nec,2011)

2.3.2 Caudal máximo probable

$$Q_{MP} = k_s * \sum q_{min} \quad (2.2)$$

$$K_s = \frac{1}{\sqrt{n-1}} + F * (0.04 + 0.04 * \log(\log(n))) \quad (2.3)$$

Donde:

Q_{MP} = Caudal máximo probable $\left[\frac{L}{s} \right]$

n = número total de aparatos servidos

K_s = coeficiente de simultaneidad, entre 0.2 y 1.0

q_{min} = caudal mínimo de los aparatos suministrados (Tabla 16-1)

F = factor que toma los siguientes valores:

2.4 Calor necesario para calentar el volumen diario de agua

Fue necesario conocer qué calor se necesita para elevar el agua desde la temperatura de la red hasta la temperatura de consumo, para esto se lo obtuvo mediante la siguiente ecuación de transferencia de calor sensible:

$$Q_w = m * \rho * cp * \Delta T \quad (2.4)$$

Donde:

m : Volumen de agua caliente que se necesita al día $\left[\frac{L}{\text{día}}\right]$

ρ : Densidad del agua $\left[\frac{kg}{L}\right]$

cp : Calor específico del agua $\left[\frac{J}{kg * ^\circ C}\right]$

ΔT : Variación de temperatura $[^\circ C]$

2.5 Pérdidas térmicas del acumulador y calor requerido por el serpentín del acumulador

Una vez encontradas las pérdidas térmicas, se realizó un balance de energía para hallar la cantidad de energía que debe abastecer el serpentín de calentamiento por donde pasa el fluido de propilenglicol:

$$Q_{\text{serpentín}} = Q_w + Q_{\text{pérdidas}} \quad (2.5)$$

2.6 Colector solar

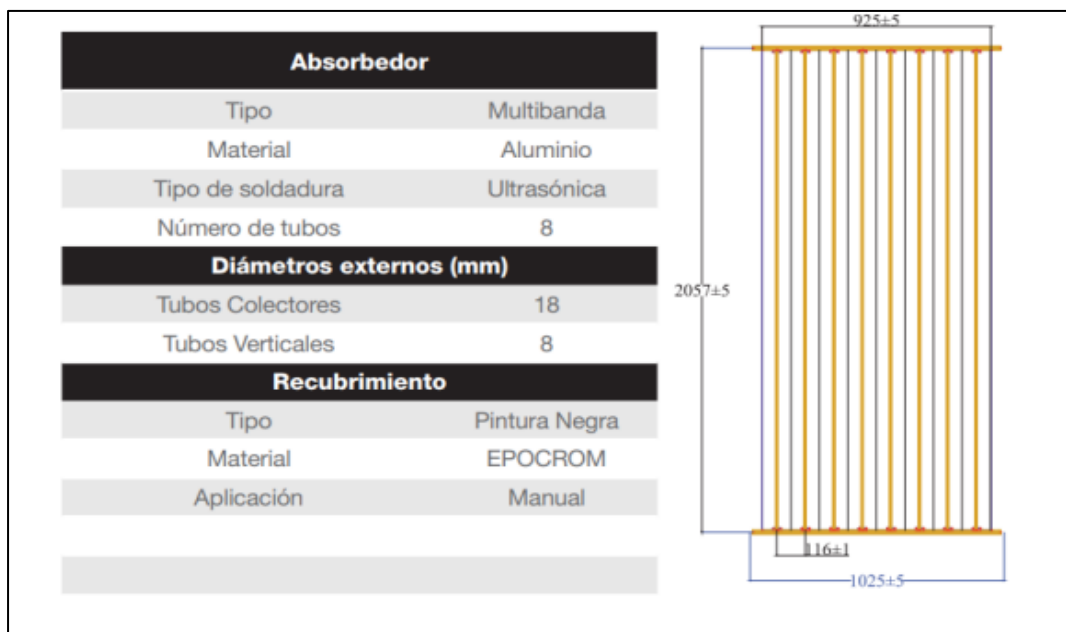
Con la finalidad de determinar la cantidad de colectores en un determinar la cantidad de energía necesaria para alimentar el serpentín de calentamiento a través del cual circula el fluido de propilenglicol" por medio del calor necesario para elevar la temperatura, la irradiación solar global en la ciudad de Guayaquil que se detalla en la Tabla 2, Apéndice a, y la eficiencia general de este tipo de colectores solares.

La distancia adecuada que mantienen los colectores solares entre ellos fue calculada mediante las ecuaciones (1.6) y (1.7), así mismo, la inclinación y orientación se detallan en el capítulo 1.

Primero, se asumió la geometría de un colector solar comercial con una superficie de captación de 2 m² para facilitar los cálculos. A continuación, se procedió a hallar el coeficiente de transferencia de calor en el colector solar para calcular el calor útil.

Figura 5

Colector solar



Nota. Coeficiente de transferencia de calor

2.6.1 Coeficiente total de transferencia de calor en el colector solar.

Para obtener las pérdidas térmicas fue necesario calcular el coeficiente total de transferencia de calor, el cual se obtiene sumando cada una de las caras de la placa que absorbe el calor, teniendo así un coeficiente para la parte superior, uno inferior y de sus laterales:

$$U = U_l + U_i + U_s \quad (2.6.1)$$

Donde:

U_s : Coeficiente de transferencia de calor en la parte superior. $[W/m^2K]$

U_i : Coeficiente de transferencia de calor en la parte inferior. $[W/m^2K]$

U_l : Coeficiente de transferencia de calor en la parte lateral. $[W/m^2K]$

2.6.1.1 Coeficiente de transferencia de calor en la parte inferior.

La transferencia de calor por convección y radiación ocurre debido al intercambio de calor entre la placa de absorción y el entorno. Este tipo de transferencia de calor se reduce significativamente debido al aislamiento, por lo que la parte inferior del colector solar se analizó con intercambio de calor por conducción.

$$U_i = \frac{k_i}{l_i} \quad (2.6.1.1)$$

Donde:

k_i : Conductividad térmica del aislante en la parte inferior del colector. $[W/m^2K]$.

l_i : Espesor del aislante en la parte inferior del colector. [m].

2.6.1.2 Coeficiente de transferencia de calor en la parte lateral.

$$U_l = \frac{k_l A_l}{l_l A_{co}} \quad (2.6.1.2)$$

Donde:

k_l : Conductividad del aislante en la parte lateral. [W/m^2K]

A_l : Área lateral de las paredes de la placa. [m^2]

l_l : Espesor del aislante de las paredes del colector. [m]

2.6.1.3 Coeficiente de transferencia de calor en la parte superior.

En la parte superior del colector solar, la transferencia de calor se da en dos tramos: desde la placa del colector al vidrio, y desde el vidrio al ambiente, por lo que se tuvo un camino de varias resistencias térmicas que incluían convección y radiación, teniendo así que realizar un cálculo de gran dimensión. Sin embargo, la ecuación empírica propuesta ofrece un cálculo simplificado para la transferencia de calor en la parte superior del colector (Klein,1979). Esta ecuación se aplica a temperaturas de la placa de absorción que varían entre 25 y 225 °C, con un margen de error de $\pm 0,3 W/m^2$.

$$U_s = \left[\frac{N}{\frac{C}{T_{pa}} \left(\frac{T_{pa} - T_a}{N + f} \right)^e + \frac{1}{h_v}} \right]^{-1} + \frac{\sigma (T_{pa} + T_a) (T_{pa}^2 + T_a^2)}{(e_p + 0.00591 N h_v)^{-1} + \frac{2N + F - 1 + 0.133 e_p - N}{e_c}} \quad (2.6.1.3)$$

N : Número de cubiertas en el colector solar.

e_p : Emitancia de la placa, en superficies no selectiva.

e_c : Emitancia de la cubierta.

v : Velocidad del viento. [m/s].

$\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$: Coeficiente de transferencia de Stefan-Boltzmann.

$h_v = 5,7 + 3,8v$: Coeficiente convectivo de transferencia de calor del viento.

[W/m² °C]

$C = 520(1 - 0,00051\beta^2)$: Para $0^\circ < \beta < 70^\circ$

β : Ángulo de inclinación del colector solar

$$e = 0,430 \left(1 - \frac{100}{T_{pa}} \right)$$

T_{pa} : Temperatura promedio de la placa de absorbente.

T_a : Temperatura ambiente.

$$f = (1 + 0,089h_v - 0,1166h_v * e_p)(1 + 0,0786N)$$

Se recomienda el uso de 90°C como el valor de temperatura promedio de la placa (T_{pa}) para este tipo de colectores planos (Duffie y Beckman, 2013).

2.6.2 Calor útil y eficiencia del colector solar

La energía obtenida del colector es el calor que se transfiere directamente al fluido de trabajo (Qu), fue necesario determinarlo para conocer la eficiencia del colector solar, la cual se determina mediante la ecuación (1.8), además por medio de un balance de energía se conoció que:

$$H_t A_{co}(\tau\alpha) = Q_u + Q_{cs} \quad (2.6.2.1)$$

Al despejar Q_u y reemplazar la ecuación de pérdidas térmicas por la ecuación (1.2) se halló la ecuación para el calor útil:

$$Q_u = A_{co}[S - U(T_{pa} - T_a)] \quad (2.6.2.2)$$

Por conveniencia, la ecuación previa puede ajustarse reemplazando la temperatura promedio de la placa con la temperatura del fluido de entrada, siempre que se aplique un factor de corrección apropiado. La ecuación resultante es:

$$Q_u = A_{co} F_r [S - U(T_{fluido} - T_a)] \quad (2.6.2.3)$$

Donde:

F_r : Factor de remoción del calor.

S : Radiación que absorbe el colector. [W/m^2]

T_{fluido} : Temperatura del fluido de trabajo a la entrada. [K]

La eficiencia del colector está determinada por la proporción entre el calor útil y la radiación solar en un área específica de absorción. Cabe mencionar que el análisis del calor útil y la eficiencia se realizó para un solo colector, que es el colector asumido.

$$\eta = \frac{Q_u}{H_t * A_{co}} \quad (2.6.2.4)$$

Una vez hallada la eficiencia se procedió a calcular el área de captación del sistema, mediante la ecuación (2.6.2.4) se despejó el área de captación, sin embargo, ahora el calor útil es el calor del serpentín, y la eficiencia la antes calculada. Con eso se definió el área total de captación.

$$A_{CT} = \frac{Q}{H_t * \eta} \quad (2.6.2.5)$$

Donde:

H_t : Radiación solar. $\left[\frac{kwh}{m^2 \text{ día}}\right]$

η : Eficiencia global diaria del sistema.

2.6.3 Factor de remoción de calor (FR).

Una FR de 1 es teóricamente posible si el fluido circula a una velocidad tan alta que la temperatura del fluido aumenta de manera mínima, el coeficiente de transferencia de calor y la eficiencia son tan altos que la diferencia de temperatura entre la superficie del absorbente y el fluido es despreciable.

$$FR = F' * F'' \quad (2.6.3)$$

Donde:

F' : Factor de eficiencia de la placa.

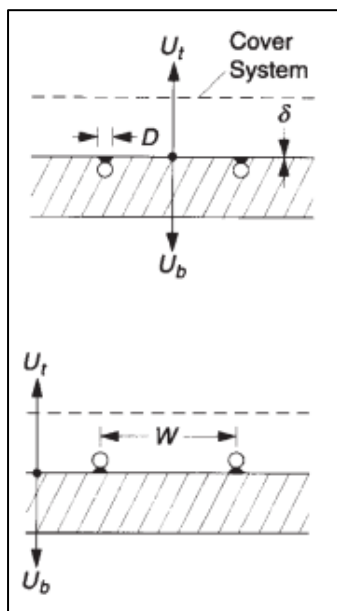
F'' : Factor de la utilización de la energía.

2.6.3.1 Factor de eficiencia de la placa.

Describe la eficiencia que tiene la placa absorbente para transferir el calor capturado al fluido. La geometría del colector fue asumida anteriormente, por lo que los parámetros para calcular fueron tomados de ese ejemplo. Por medio de esto se asume el diámetro de tubería (D), y la distancia entre tubos (W). El espesor de la placa absorbente es de alrededor de 0.15 mm a 0.30 mm (NEC, 2011). Mientras que la cubierta debe ser de vidrio templado con un espesor mínimo de 4 mm. La distancia mínima entre la cubierta y la placa debe ser de 40 mm (NEC, 2011).

Figura 6

Factor de eficiencia de la placa



Variables geométricas para hallar el factor de eficiencia.

$$F' = \frac{1}{\frac{W*U}{D*h*\pi} + \frac{W}{D+(W-D)*F} + \frac{W*U}{C}} \quad (2.6.3.1)$$

Donde:

 W : Espacio entre tuberías. (m) D : Diámetro de tubería. (m) h : Coeficiente de transferencia global. (W/m² K) C : Conductancia unión placa-tubo (tubo < 3/4 = 0) F : Factor de eficiencia geométrica.El factor de eficiencia geométrica se halló mediante un parámetro m .

$$m = \sqrt{\frac{U}{k*\delta}} \quad (2.6.3.1.1)$$

Donde:

k : Coeficiente de conducción del cobre. (W/m² K)

δ : Espesor de la placa absorbente. (m)

$$F = \frac{\text{Tanh}\left(\frac{m*(W-D)}{2}\right)}{\frac{m*(W-D)}{2}} \quad (2.6.3.1.2)$$

El coeficiente de transferencia global se determinó mediante el número de Nusselt, En un tubo circular con flujo de calor superficial uniforme y laminar completamente desarrolladas, el número de Nusselt se mantiene constante, por lo tanto, se asume como 4.36. No obstante, al tratarse de un régimen turbulento se usa la correlación de Dittus-Boelter.

2.6.3.2 Factor de utilización de la energía.

Representa la cantidad de energía solar utilizada para calentar el fluido portador de calor.

$$F'' = \frac{m*cp}{A_{co}*U*F'} \left(1 - e^{-\frac{A_{co}*U*F'}{m*cp}} \right) \quad (2.6.3.2)$$

2.6.4 Longitud de tubos verticales dentro del colector.

Debido a que se asumió un colector solar comercial, se procedió a verificar que longitud necesita el colector para llegar a la temperatura de salida deseada. Se acepta una variación de temperatura de 35°C para este tipo de colectores (NEC,2011). Por lo que se asumió una entrada al colector de 35°C y una salida de 70°C. Para esto se ocupó la ecuación de temperatura superficial constante para mayor facilidad de cálculo:

$$\frac{T_s - T_{out}}{T_s - T_{in}} = e^{-\frac{P \cdot L \cdot h}{\dot{m} \cdot c_p}} \quad (2.6.4)$$

Donde:

T_s : Temperatura superficial o temperatura de la placa. (°C)

T_{out} : Temperatura de salida del colector. (°C)

T_{in} : Temperatura de entrada del colector. (°C)

P : Perímetro de la tubería vertical. (m)

L : Longitud de la tubería vertical. (m)

h : Coeficiente de transferencia de calor. (W/m² K)

c_p : Calor específico del fluido. (J/kg*K)

\dot{m} : Flujo másico del fluido que pasa por la tubería vertical. (kg/s)

Mediante la ecuación (2.6.4) se encontró la longitud de la tubería para que salga a cierta temperatura. Para el coeficiente de transmisión de calor se realizó un análisis por convección libre donde se usó una relación empírica (Stuart W. Churchill & Chu, 1975). Para hallar el flujo másico en la tubería vertical se usó la ecuación (1.4). Sin embargo, como este es el flujo en un solo tubo vertical, para hallar el flujo en todo el captador se multiplicó por la cantidad de tubos. La temperatura de la placa es un parámetro que anteriormente fue asumido, sin embargo, para este contexto, y de esta manera ser más exacto, se realizó una iteración entre la longitud de la tubería vertical y la temperatura de la placa, el parámetro que se tuvo en consideración es que la placa absorbidora es de 2,057 m de largo, por lo que, la longitud de la tubería no puede ser mayor a esto.

Para el dimensionamiento del serpentín interno que transfiere el calor del primer circuito al circuito de red, se usó el calor requerido para aumentar el agua de red al agua de consumo, sumado a las pérdidas térmicas.

$$Q_{serpentín} = F * U A_{serpentín} \Delta T_{ml} \quad (2.6.4.1)$$

Donde:

U : Coeficiente global de transferencia. $[\frac{W}{m^2 \cdot K}]$

ΔT_{ml} : Diferencia de temperatura entre el fluido del serpentín y el agua en el tanque. [K]

$A_{serpentín}$: Área perpendicular al transporte (serpentín). [m^2]

F: 0.99 (Cao, 2010) (Kern, 1999)

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{Ss}-T_{Sa})-(T_{Es}-T_{Ea})}{\ln\left(\frac{T_{Es}-T_{Es}}{T_{Sa}-T_{Ss}}\right)} \quad (2.6.4.2)$$

Donde:

T_{Sa} : Temperatura salida del acumulador. [°C]

T_{Sa} : Temperatura entrada del acumulador. [°C]

T_{Es} : Temperatura de entrada al serpentín. [°C]

T_{Ss} : Temperatura de salida al serpentín. [°C]

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{int}} + \frac{e \cdot \ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{k_{serpentín}} + \frac{1}{h_{ext}} \quad (2.6.4.3)$$

Donde:

h_{int} : Convección interior de la tubería. $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$

$k_{serpentín}$: Coeficiente de conducción del material de la tubería. $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$

r_{ext} : Radio externo de la tubería. [m]

r_{int} : Radio interno de la tubería. [m]

e : Espesor de la tubería de cobre. [m]

h_{ext} : Convección exterior de la tubería. $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$

Una vez se realizó el análisis de resistencia, para encontrar la longitud del serpentín fue necesario conocer el área del serpentín y de esta manera se halló la longitud necesaria del serpentín:

$$A_{serpentín} = D * L * \pi \quad (2.6.4.4)$$

D : Diámetro de la tubería. [m]

L : Longitud de la tubería. [m]

El coeficiente de transferencia de calor interno y externo se determinó de la misma forma que en el análisis de pérdidas en la tubería.

Para hallar la circunferencia interna donde se enrolla el serpentín se usó la siguiente ecuación:

$$\text{Circunferencia serpentín} = D_{\text{serpentín}} * \pi$$

Donde se asumió el diámetro distribuyendo el serpentín uniformemente en todo el acumulador.

Para determinar el número de vueltas se divide el perímetro antes hallado de la circunferencia de una vuelta del serpentín

$$\text{Núm. de vueltas} = \frac{\text{Longitud}}{\text{Circunferencia serpentín}}$$

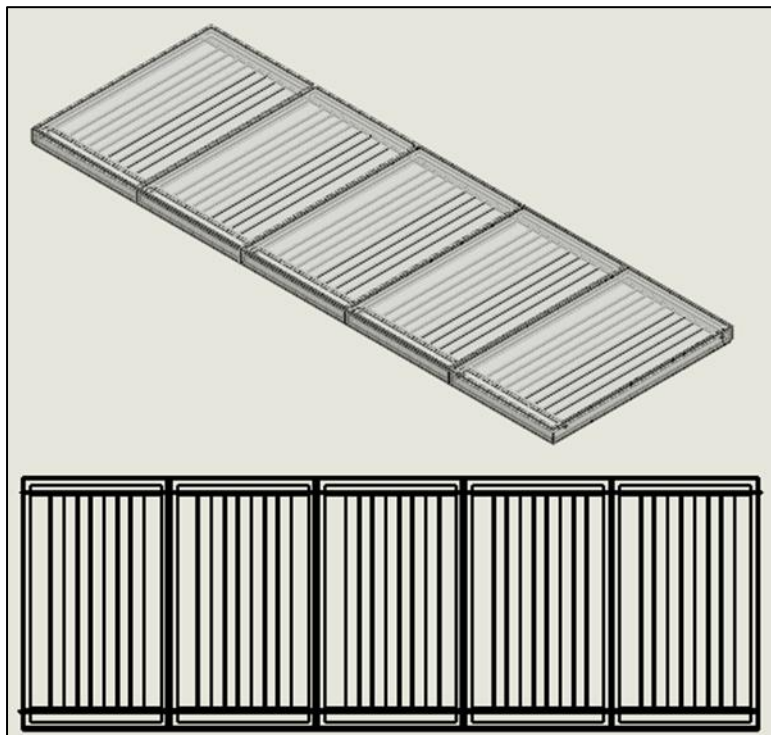
A continuación, se determinó la altura del serpentín, para una distribución uniforme se consideró que la altura debe ser aproximada a la del tanque.

Altura ocupada

$$= (\text{Núm de vueltas} * D_{\text{tubería}}) + (\text{Espacio entre vueltas} * (\text{Núm de vueltas} - 1))$$

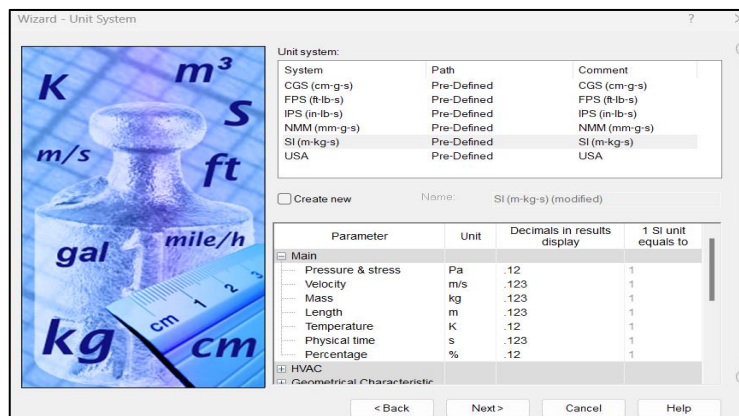
2.7 Simulación del colector solar.

Se realizó la simulación de un colector solar utilizando SolidWorks Flow Simulation. Primero, se modeló la geometría del colector en SolidWorks, esto se realizó por medio de un ensamble donde se necesitó modelar todas las piezas, cada pieza fue realizada mediante los parámetros asumidos y calculados. El modelado incluyó todas las partes del colector: cubierta, aislamiento, placa absorbadora, tuberías y carcasa.

Figura 7*Simulación de colector solar*

Nota. Geometría de colector por medio de ensamble

Segundo, se usó la opción de “wizard” para crear una simulación del flujo en el colector, en esta opción se configuró las unidades en la que se trabajará la simulación, se seleccionó las unidades del SI.

Figura 8*Simulación de flujo en el colector*

Nota. Por medio de la opción wizard se creó la simulación del flujo en el colector

Luego, se configuró el tipo de simulación a realizar, es decir, seleccionar el tipo de análisis térmico y de flujo adecuado. Para esta ocasión se configuró el SolidWorks para análisis de tipo externo debido a la radiación solar, también, que va a existir conducción en los elementos. Para la radiación solar se definió por medio de altitud solar, y azimuth. Estos parámetros fueron sacados de la página de Sun Earth Tools cuya tabla de datos se detalla a continuación:

Figura 9

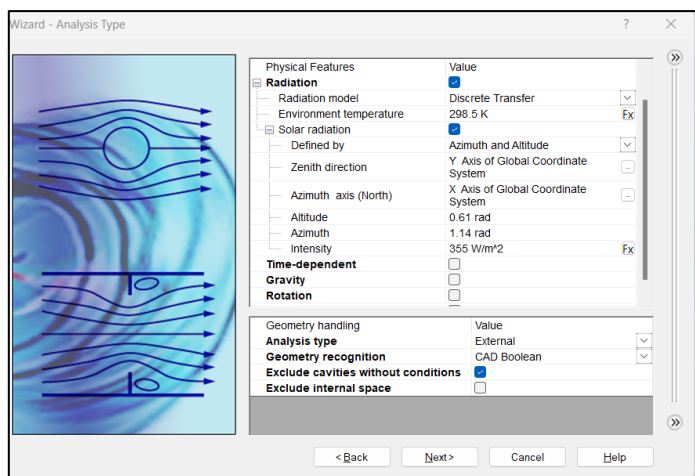
Altitud solar

Fecha:	29/07/2024 GMT-5	
coordinar:	-2.1536227, -79.8910598	
ubicación:	40.76000000, -73.98400000	
hora	Elevación	Azimut
07:25:26	-0.833°	71.46°
8:00:00	7.34°	70.98°
9:00:00	21.44°	69.1°
10:00:00	35.28°	65.4°
11:00:00	48.55°	58.47°
12:00:00	60.41°	44.78°
13:00:00	68.37°	16.98°
14:00:00	67.73°	338.34°
15:00:00	59.02°	312.76°
16:00:00	46.89°	300.27°
17:00:00	33.51°	293.89°
18:00:00	19.62°	290.47°
19:00:00	5.49°	288.76°
19:26:42	-0.833°	288.42°

Nota. Elevación y azimuth

Figura 10

Configuración Wizard para análisis térmico y flujo adecuado

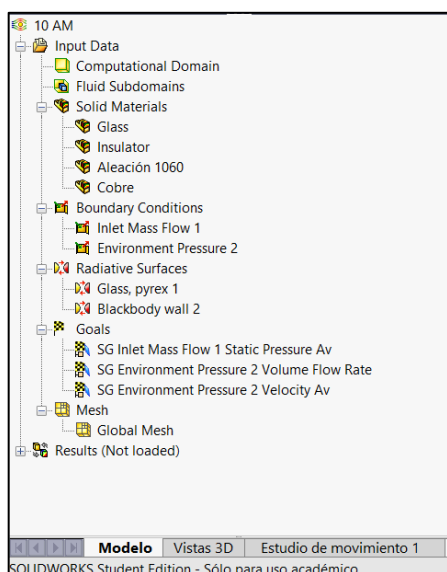


Nota. Configuración de wizard

Tercero, se definió las condiciones de contorno, como los materiales de cada pieza que forman el ensamblen del colector, así mismo, se estableció una entrada y salida del flujo caloportador, a su vez el flujo másico dentro del mismo. Por último, se definió las superficies radiantes como superficie transparente (el vidrio), superficie negra (la placa absorbadora).

Figura 11

SolidWorks

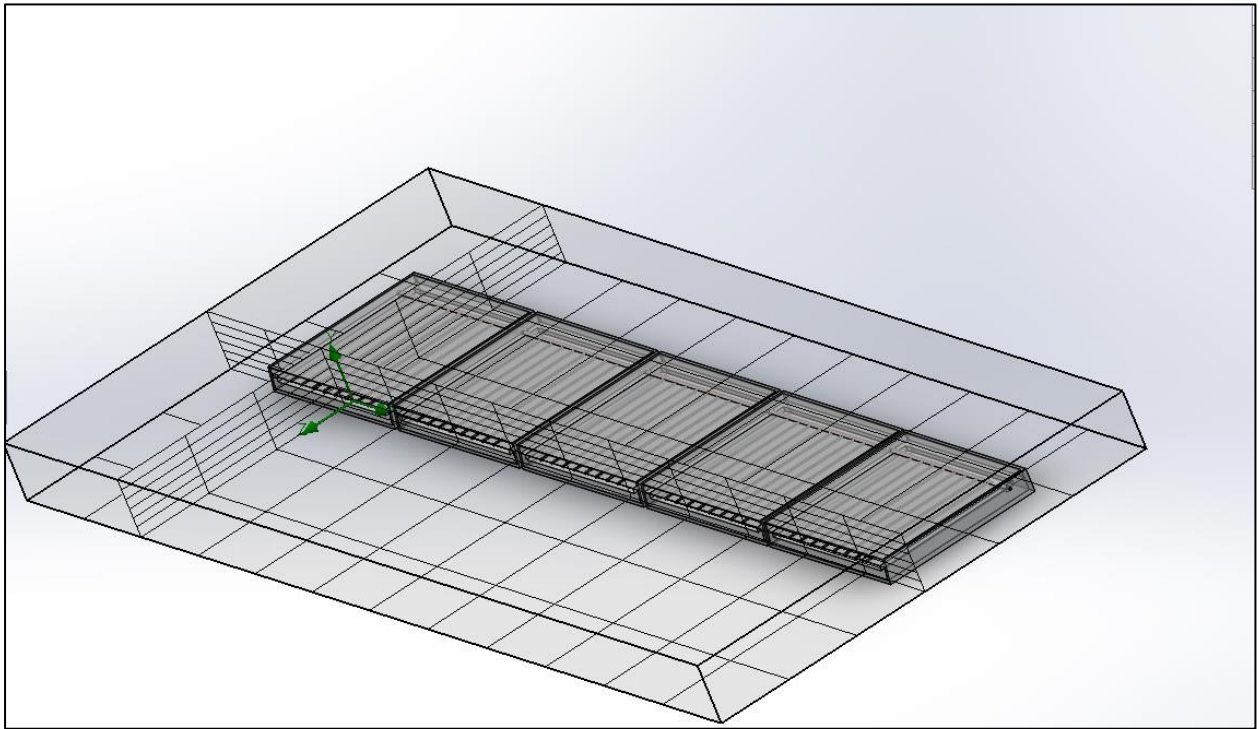


Condiciones de frontera

Para la malla, SolidWorks creó automáticamente una malla, garantizando así una resolución apropiada de los parámetros.

Figura 12

Malla SolidWorks



Mallado automática en solidworks.

Se realizó la simulación con la misma metodología, pero en diferentes situaciones del día. Se logró mediante los valores de altura solar y azimuth que nos fue dada por la figura 9.

Capítulo 3

3. RESULTADOS

Se presentan los resultados obtenidos del capítulo 2. Donde, además. Los cálculos se presentan en el apéndice C.

3.1 Dotación y dimensionamiento del Inter acumulador

A partir del requerimiento diario de agua caliente por persona obtenido de apéndice A, se dimensionó el tanque Inter acumulador para un volumen de 2200 litros, dicho valor corresponde a la dotación de agua caliente total diaria para el edificio residencial. Las dimensiones de altura y diámetro son 2 y 1.18 m respectivamente.

Tabla 6

Dotación y dimensión inter acumulador

Variable	Cantidad	Unidad	Descripción
Dot	2200	L	Dotación de consumo diario total por el edificio residencial
H	2	m	Altura del tanque Inter acumulador
D	1.18	m	Diámetro interno del inter acumulador

Nota. Dotación de agua caliente

3.2 Espesor del tanque a presión

El espesor de las paredes del tanque a presión es aproximadamente 2 mm, se obtuvo a partir de los esfuerzos circunferenciales provocados por la presión interna del agua. El material seleccionado para el tanque fue Acero inoxidable 304, con una eficiencia de junta de 0.8 correspondiente al proceso de soldadura de junta a tope con un solo cordón. Además, el tanque fue aislado térmicamente con fibra de vidrio con un espesor de 50 mm.

Tabla 7*Espesor del tanque*

Variable	Cantidad	Descripción
P	296.88 KPa	Presión total interna del tanque
R	0.59 m	Radio interno
S	175816 Kpa	Esfuerzo máximo admisible (Acero Inoxidable 304)
E	0.8	Eficiencia de Junta
Corrosión permisible asumida	0.001 m	Factor de corrosión permisible en el exterior del tanque
t	0.002 m	Espesor mínimo requerido del tanque

Nota. Espesor mínimo de tanque requerido

3.3 Caudal máximo probable

El caudal máximo probable obtenido fue de 1.34 L/s, corresponde al caudal necesario para el caso en que todos los aparatos de agua caliente del edificio sean accionados simultáneamente.

Tabla 8*Caudal máximo*

Variable	Cantidad	Descripción
K_s	0.25	Factor de simultaneidad
$\sum q_i$	5.36 L/s	Sumatoria de caudal instantáneo mínimo de agua caliente por todos los aparatos sanitarios del edificio residencial
Q_{MP}	1.34 L/s	Caudal máximo probable

Nota. Caudal máximo probable para ser accionados simultáneamente

3.4 Calor necesario para calentar masa de agua

Para el uso del sistema de calefacción de agua debe conocerse lo siguiente: Todos los días a partir de las 9:30 am, el tanque acumulador se comienza a llenar de agua mediante los dispositivos hidráulicos de bomba y tanque hidroneumático. El tiempo total de llenado del tanque dependerá de la cantidad de agua caliente que haya sobrado del día anterior; sin embargo, se tiene un tiempo aproximado de llenado total de 27.36 minutos para el caso en que el tanque se haya vaciado completamente.

Una vez que el tanque térmico se llenó por completo, se activará el funcionamiento del colector solar que calentará el volumen de agua depositado en un período de 5 horas. El calor necesario para realizar esta operación dependerá de la temperatura del agua dentro del tanque que se tenía al inicio del proceso de calentamiento.

A partir de las 3 pm, la temperatura del agua dentro del tanque habrá llegado a los 60 °C y conservará valores cercanos a esta temperatura hasta el día siguiente debido a que las pérdidas de calor son mínimas.

Para el diseño del sistema de calefacción de agua, se utilizan los datos para el caso que el serpentín comienza a calentar el agua a 22 °C, temperatura correspondiente al promedio del sistema de suministro de agua. La cantidad de energía requerida para calentar el volumen de 2200 litros de agua, desde 22 °C a 60 °C fue de aproximadamente 349364400 J, valor correspondiente al calor que debe proveer el serpentín sin las pérdidas térmicas del tanque.

Tabla 9*Energía consumida para calentar la dotación de agua diaria*

Variable	Cantidad	Descripción
m	2200 kg	Masa de agua a calentar
C_P	4178 $\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$	Calor específico del agua a 38.9°C
ΔT	42.2 K	Diferencia de temperatura de salida de agua caliente y Temperatura promedio de red
Q	349364400 J	Energía consumida para calentar masa de agua sin pérdidas del tanque
P	19.40 kW	Potencia requerida para calentar masa de agua
P	97.23 kW	Potencia requerida para calentar masa de agua sin pérdidas del tanque

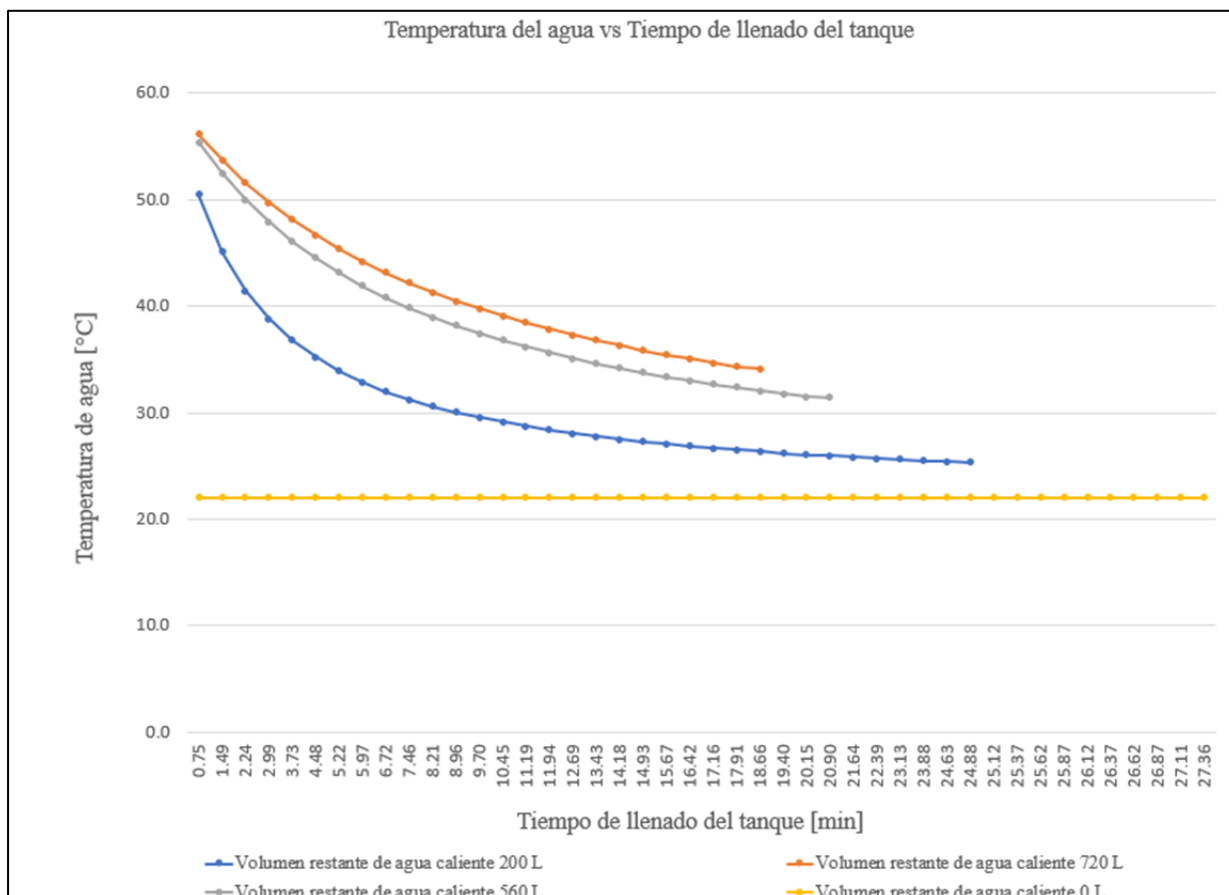
Nota. Potencia requerida para calentamiento

El agua caliente proveniente del tanque térmico estará siempre disponible para los usuarios, sin embargo, se debe tener en cuenta que la temperatura de la misma cambiará dependiendo del momento en el que se utilicen, por ejemplo, cuando el tanque se empiece a llenar, puede haber un volumen de agua caliente residual que no se utilizó, este residuo se mezclará con el agua entrante a temperatura de red, modificando así la temperatura final, así mismo, el tiempo de llenado del tanque se modificará en función de cuánto volumen de agua quedó.

A continuación, se muestra de ejemplo, una gráfica de temperatura final del agua vs tiempo de llenado, en donde se tienen casos distintos de volumen de agua residual.

Figura 13

Temperatura agua



Nota. Tiempo de llenado de tanque

Se puede observar que, para el caso donde el volumen de agua residual caliente es 0 litros, tomará un tiempo de llenado aproximado de 27.36 minutos, teniendo una temperatura constante de 22 °C, correspondiente a la temperatura del sistema de suministro de agua. Por otro lado, para un volumen residual de agua caliente de 560 litros, el tiempo de llenado se reduce a 20.41 minutos y su temperatura varía a 31.4 °C.

Las temperaturas obtenidas al finalizar el llenado del tanque, fueron las temperaturas de partida para estimar el calor necesario, tomando los ejemplos anteriores de 22°C y 31.4°C tenemos las siguientes tablas.

Tabla 10

Energía requerida para calentar 2200 litros de agua desde una temperatura inicial de 22°C

Horario	Energía necesaria para calentar agua [J]	Temperatura del agua caliente (°C)
10-11 am	69872880	29.6
11-12 am	139745760	37.2
12-13 pm	209618640	44.8
13-14 pm	279491520	52.4
14-15 pm	349364400	60

Nota. Presentación de temperatura requerida a 22°C

Tabla 11

Energía requerida para calentar 2200 litros de agua desde una temperatura inicial de 31.4°C

Horario	Energía necesaria para calentar agua [J]	Temperatura del agua caliente (°C)
10-11 am	52588536	37.12
11-12 am	105177072	42.84
12-13 pm	157765608	48.56
13-14 pm	210354144	54.28
14-15 pm	262942680	60

Nota. Presentación de temperatura requerida a 31.4°C

Como se puede apreciar en las tablas, para un período de 5 horas, necesitaremos menor energía para calentar el agua desde 31.4°C que desde 22°C. No obstante, para el diseño del sistema se tomó en cuenta el escenario más adverso, con una temperatura de 22°C.

3.5 Pérdidas térmicas del tanque

Las pérdidas de calor del tanque se estimaron utilizando una serie de resistencias por conducción, convección libre y radiación.

Resistencia de conducción

Las resistencias de conducción se dividieron en dos partes. Para la resistencia por conductividad térmica del material del tanque se obtuvo un valor aproximadamente de $9.91 \times 10^{-6} \left[\frac{k}{W} \right]$ y para la resistencia por conductividad del aislante (Lana de vidrio) fue de 1.84 k/W

Resistencia por convección libre

El valor de resistencia por convección libre fue de 0.05 k/w, este valor fue calculado a partir de una temperatura ambiente promedio en guayaquil de 25.5 °C y una temperatura superficial en el exterior de la pared del tanque de 32 °C.

Tabla 12

Resistencia por convección libre

Variable	Cantidad	Descripción
T_{amb}	25.5 °C	Temperatura ambiente promedio al año de guayaquil
T_{sup}	32°C	Temperatura superficial al exterior del tanque
ν	$1.60 \times 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s} \right]$	Viscosidad cinemática
α	$2.28 \times 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s} \right]$	Difusividad térmica
Pr	0.707	Número Prandtl
K	$0.026 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$	Conductividad térmica
β	$0.00331 [K^{-1}]$	Coefficiente de expansión
Ra_D	1.15×10^9	Número Rayleigh
Nu_D	116	Nusselt
h_0	$2.39 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	Coefficiente de convección libre
A_0	$8.04 [m^2]$	Área del tanque
$R_{Conv\ natur}$	$0.05 \left[\frac{k}{W} \right]$	Resistencia por convección natural

Nota. Valores por resistencia de convección libre.

Resistencia por radiación

El valor de la resistencia por radiación fue de $2.21 \times 10^{-2} \left[\frac{k}{W} \right]$, este valor fue obtenido a partir de una emisividad del material del tanque de 0.9 y con temperaturas promedio en la ciudad de guayaquil de 25.8°C

Tabla 13

Resistencia por radiación

Variable	Cantidad	Descripción
T_{amb}	25.5 °C	Temperatura ambiente promedio al año de guayaquil
T_{sup}	32 °C	Temperatura superficial al exterior del tanque
ε	0.9	Emisividad del material
σ	$5.67 \times 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right]$	Constante de Stefan-Boltzmann
h_{rad}	$5.63 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	Coefficiente de radiación
A_0	8.04 [m ²]	Área superficial del tanque
$R_{radiación}$	$2.21 \times 10^{-2} \left[\frac{k}{W} \right]$	Resistencia por radiación

Nota. Valor obtenido por emisividad del tanque

Pérdidas térmicas totales del tanque

Las pérdidas de calor totales fueron de 7.95 W, correspondientes a la diferencia entre la temperatura de salida del agua caliente y la temperatura de entrada al tanque desde la red de agua.

Tabla 14

Pérdidas térmicas totales del tanque

Variable	Cantidad	Descripción
$T_{\text{salida tanque}}$	60 °C	Temperatura del agua a la salida del tanque
$T_{\text{entrada tanque}}$	22 °C	Temperatura a la entrada del tanque
$R_{\text{conducción material}}$	$9.91 \times 10^{-6} \left[\frac{k}{W} \right]$	Resistencia térmica por conducción del material
$R_{\text{conducción aisl}}$	$1.84 \left[\frac{k}{W} \right]$	Resistencia térmica por conducción del aislante
$R_{\text{Conv natur}}$	$0.05 \left[\frac{k}{W} \right]$	Resistencia por convección natural
$R_{\text{radiación}}$	$2.21 \times 10^{-2} \left[\frac{k}{W} \right]$	Resistencia por radiación
$Q_{\text{pérdidas}}$	7.95 W	Pérdidas de calor del tanque acumulador con aislamiento

Nota. Diferencia de temperatura entrada y salida

3.6 Colector solar

La batería o agrupación de colectores solares debe estar dirigida hacia el sur con una inclinación de 15° (NEC,2011). Además, fue necesario obtener la latitud de la ciudad de Guayaquil. Es importante que se deje alrededor de 0.8 m entre colectores para mantenimiento.

Tabla 15

Información del colector solar

Dirección	Sur	----	Dirección de colectores solares
Inclinación	15	$^\circ$	Inclinación de cada colector con respecto al suelo.
h_0	68.74	m	Altura solar máxima
d	2.93	m	Distancia mínima entre colectores solares
$d_{lateral}$	2.60	m	Distancia mínima lateral de los colectores con respecto a un obstáculo de 1.5 metros.
$d_{lateral\ y\ superior}$	0.58	m	Distancia mínima frontal y superior de los colectores con respecto a un obstáculo de 1.5 metros.

Nota. Alrededor de 0.8 m entre colectores para mantenimiento

3.7 Coeficiente global de transmisión de calor en el colector solar.

Con la finalidad de encontrar la eficiencia del colector comercial, se usó de las ecuaciones 2.6.1.1, 2.6.1.2, y 2.6.1.3. Las cuales describen las pérdidas térmicas en el colector. Además, se realizó una gráfica para demostrar la variación del coeficiente global de transmisión de calor al modificarse la temperatura de la placa del aislamiento en las paredes es de lana de vidrio por su bajo costo y facilidad de instalación.

Tabla 16

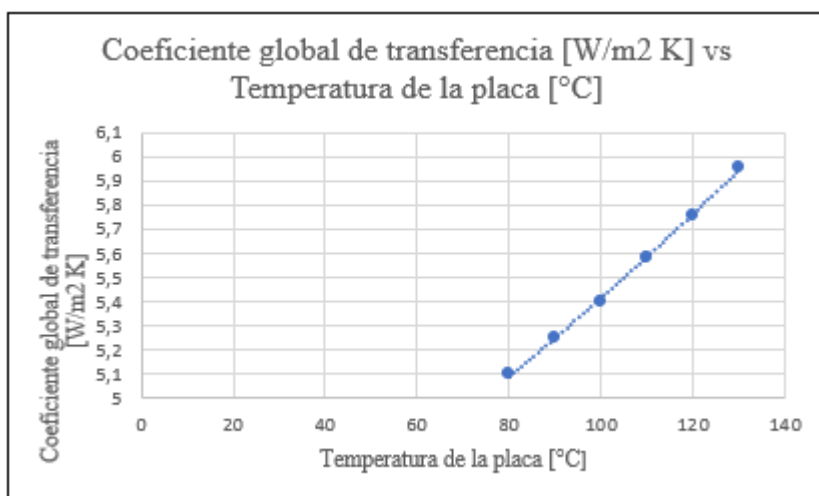
Coeficiente de transferencia

Variable	Cantidad	Descripción
k	$0,038 \frac{W}{m * K}$	Conductividad térmica del aislante en la parte inferior del colector. Lana de vidrio.
l_i	$0,05 m$	Espesor del aislante en la parte inferior del colector.
U_i	$0,76 \frac{W}{m^2 * K}$	Coefficiente de transferencia de calor en la parte inferior
A_l	$0.5 \times 10^{-3} m^2$	Área lateral de las paredes del colector.
A_{co}	$2 m^2$	Área de la placa de absorción
U_l	$0.19 \frac{W}{m^2 * K}$	Coefficiente de transferencia de calor en la parte lateral
N	1	Número de cubiertas en el colector solar
e_p	0,95	Emitancia de la placa, en superficies no selectiva
e_c	0,88	Emitancia de la cubierta
v	2 m/s	Velocidad del viento.
σ	$5,67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$	Coefficiente de transferencia de Stefan-Boltzmann
h_v	$13.3 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$	Coefficiente convectivo de transferencia de calor del viento.
T_{pa}	$90^\circ C$	Temperatura de la placa
C	493,48	Coefficiente
β	15°	Ángulo de inclinación del colector solar.
e	0.31	Coefficiente
f	0.766	Coefficiente
U_s	$4.30 \frac{W}{m^2 * K}$	Coefficiente de transferencia de calor en la parte superior.

Nota. Transferencia de calor en parte superior

Figura 14

Coeficiente global



Nota. Coeficiente de transferencia global

Calor útil y eficiencia del colector solar

Tabla 17

Calor y eficiencia

Variable	Cantidad	Descripción
S	$296.09 \frac{W}{m^2}$	Radiación total absorbida por el colector.
U	$5.24 \frac{W}{m^2 * K}$	Coefficiente total de transferencia de calor en el colector solar.
T_a	$22.5^{\circ}C$	Temperatura ambiente
T_{in}	$35^{\circ}C$	Temperatura de entrada al colector
FR	0.83	Factor de remoción de calor.
Q	$404.14 W$	Calor Útil para calentar el propilenglicol

Nota. Eficiencia de colector solar

Una vez fue hallado el calor útil, se determinó la eficiencia del mismo, como resultado se tiene un 57%. La eficiencia es la proporción de radiación solar absorbida por la placa negra y convertida en energía térmica, lo que está directamente relacionado al área de

captación. Es decir, una mayor área de captación capta más radiación solar, aumentando la eficiencia. El área de captación a una eficiencia del 57%, con una radiación solar de $4.25 \frac{kwh}{día * m^2}$, y con un calor necesario para abastecer de $97.23 \frac{kwh}{día}$, es de $40.13 m^2$. Por lo tanto, se decidió usar $40 m^2$ de área de captación, por estética se requiere usar la misma cantidad de baterías. Es así como, se usó 4 baterías de 5 colectores cada una.

3.8 Factor de remoción de calor (FR).

Tabla 18

Factor Remoción

Variable	Cantidad	Descripción
F'	0.87	Factor de eficiencia de la placa.
F''	0.95	Factor de la utilización de la energía.
FR	0.83	Factor de remoción de calor

Nota. Factor de remoción de calor

Factor de eficiencia de la placa, y utilización de la energía.

Para hallar el factor de eficiencia de la placa fue necesario realizar un análisis de convección interna en la tubería, donde, se determinó el número de Reynolds:

$$Re = \frac{4 * \dot{m}}{\pi * D * \mu}$$

A continuación, se determinó que se trata de un fluido con régimen laminar, por lo que el número de Nusselt es constante, siempre y cuando exista un flujo de calor superficial uniforme.

$$Nu = 4.36 = \frac{h * D}{k}$$

Tabla 19

Utilización de energía

Variable	Cantidad	Descripción
m	8.25 m^{-1}	Parámetro
F	0.94	
W	0.116 m	Distancia entre tubos verticales.
D	0.008 m	Diámetro de tubos verticales
U	$5.24 \frac{W}{\text{m}^2 * K}$	Coefficiente total de transferencia de calor en el colector solar.
T_{prom}	52.5 °C	Temperatura promedio
Re	682.37	Número de Reynolds para flujo dentro de la tubería.
Nu	4.36	Número de Nusselt
ν	$0.0008 \frac{kg}{m * s}$	Viscosidad dinámica del propilenglicol al 40%
k	$0.45 \frac{W}{m * K}$	Coefficiente de conducción del fluido.
h	$247.98 \frac{W}{\text{m}^2 * K}$	Coefficiente de transferencia por convección interna.
F'	0.87	Factor de eficiencia de la placa.
F''	0.95	Factor de la utilización de la energía.

Nota. Factor de utilización de energía

3.9 Longitud de tubos verticales dentro del colector.

Mediante el calor útil y la ecuación 1.4 se procedió a hallar el flujo másico que debe pasar por una de las 8 tuberías verticales del colector.

Tabla 20

Flujo masico

Variable	Cantidad	Descripción
cp	$3684 \frac{J}{kg * K}$	Calor específico del propilenglicol al 40%
T_{out}	$70^{\circ}C$	Temperatura de salida del colector
T_{in}	$35^{\circ}C$	Temperatura de entrada del colector
\dot{m}	$0.00343 \frac{kg}{s}$	Flujo másico tubería del colector

Nota. Flujo que debe pasar por tubería verticales

Para hallar la longitud de la tubería vertical se realizó una iteración entre la misma y la temperatura de la placa. Se hizo uso de la ecuación 2.6.4, mientras que el coeficiente de transferencia por convección interna es igual al calculado para el factor de eliminación de calor debido a que el análisis es en el mismo tubo.

Tabla 21

Longitud de tubería colector

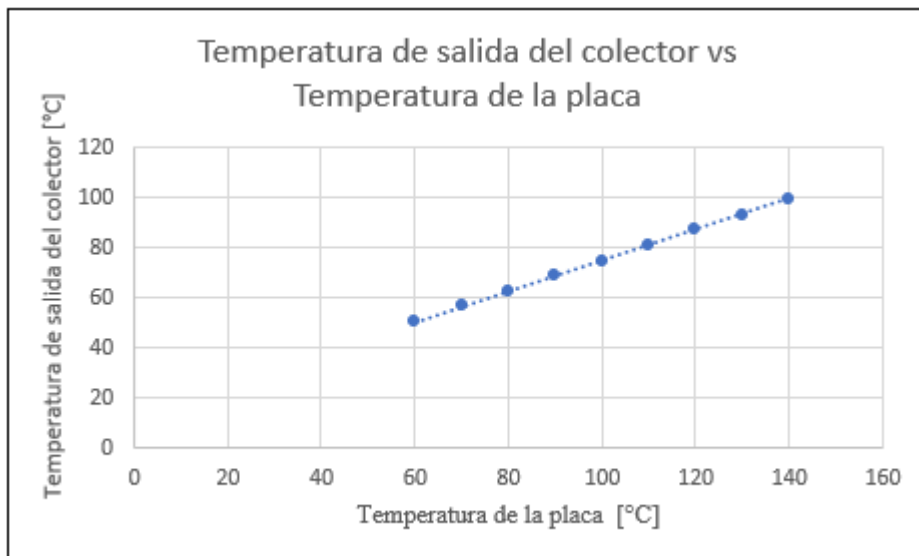
Variable	Cantidad	Descripción
h	$247.98 \frac{W}{m^2 * K}$	Coefficiente de transferencia por convección interna.
T_s	$93^{\circ}C$	Temperatura de placa de absorción
D	$0.008 m$	Diámetro de la tubería
L	$1.89 m$	Longitud de una tubería del colector

Nota. Interacción vertical de la tubería

Además, se planteó una gráfica con diversas temperaturas superficiales, para así determinar cómo influye en la temperatura de salida del colector.

Figura 15

Temperatura salida colector



Nota. Temperaturas superficiales

3.10 Serpentín para el acumulador

Para el cálculo de la longitud del serpentín se realizó un análisis de resistencias entre la tubería del serpentín y el agua dentro del acumulador. Donde se analizó la resistencia por convección interna de la tubería (Correlación Dittus- Boelter), conducción del material de la tubería, y convección libre al exterior de la misma, e interior del tanque acumulador.

Tabla 22

Factor de corrección

Variable	Cantidad	Descripción
$Q_{serpentin}$	19.42 KW	Calor que el serpentín del acumulador debe lograr para elevar la temperatura en el tanque interacumulador.
T_{out}	70 °C	Temperatura de salida del serpentín del interacumulador.
T_{in}	35 °C	Temperatura de entrada del serpentín del interacumulador.
$T_{out,a}$	60 °C	Temperatura de salida del interacumulador.
$T_{in,a}$	22 °C	Temperatura de entrada del interacumulador.
ΔT	11.43 °C	Temperatura media logarítmica
F	0.99	Factor de corrección

Nota. Serpentín por acumulador

Para el cálculo de la longitud del serpentín se realizó un análisis de resistencias entre la tubería del serpentín y el agua dentro del acumulador. Donde se analizó la resistencia por convección interna de la tubería (Correlación Dittus- Boelter), conducción del material de la tubería, y convección libre al exterior de la misma, e interior del tanque acumulador.

Tabla 23*Convección interna de la tubería.*

ν	$11 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$	Viscosidad dinámica del propilenglicol
Re	20577.27	Número de Reynolds
Pr	10.5	Número de Prandtl a 62.5°C
k	$0.455 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$	Conductividad térmica del fluido a 62.5°C
$h_{\text{convección}}$	$2522.34 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$	Convección interior

Nota. Cálculo de la longitud de serpentín**Tabla 24***Conducción de tubería de cobre*

k_{cobre}	$385 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$	Coficiente de conducción de cobre
r_{interno}	0.015 m	Radio de tubería interna
r_{externo}	0.016 m	Radio de tubería externa
$R_{\text{conducción}}$	$2.17 \times 10^{-7} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$	Resistencia de conducción

Nota. Resistencia de conducción

Tabla 25

Convección exterior

T_{amb}	25.5 °C	Temperatura ambiente promedio al año de guayaquil
T_{sup}	59.5 °C	Temperatura superficial al exterior del serpentín
γ	$1.03 \times 10^{-6} m^2/s$	Viscosidad cinemática
Pr	6.62	Número Prandtl
K	$0.606 \frac{W}{m \cdot K}$	Conductividad térmica Agua
β	$0.00023 K^{-1}$	Coefficiente de expansión
Ra_D	1.41×10^7	Número Rayleigh
Nu_D	32.30	Nusselt
h_0	$652.56 \frac{W}{m^2 \cdot K}$	Coefficiente de convección libre

Nota. Coeficiente de convección libre

3.11 Longitud serpentín del acumulador

Una vez se encontró la resistencia global, se calculó la longitud del serpentín.

Mediante el calor total que debe abastecer el serpentín, la temperatura de salida y entrada, se procedió a hallar el área del tubo y posteriormente su longitud.

$$L_{serpentín} = 33 \text{ m}$$

A continuación, se analizó si el serpentín entra en el acumulador, para esto se halló la circunferencia del serpentín enrollado, el número de vueltas, el espacio entre vueltas, y la altura ocupada.

Tabla 26

Espacio entre vueltas

Diámetro asumido del serpentín enrollado	0.9 m
Altura asumida del serpentín	1.75 m
Longitud del serpentín	33 m
Circunferencia del serpentín en una vuelta	2.83 m/vueltas
Número de vueltas	12
Espacio entre vueltas	0.12 m

Nota. Circunferencia del serpentín enrollado

3.12 Costos

Costos de los componentes del sistema hidráulico para llenado del tanque Inter acumulador

Tabla 27

Costo sistema hidráulico

Descripción Accesorio/ Máquina	cantidad	Precio unitario	Valor total
Válvula de bola 1"	2	\$11.58	\$23.16
Válvula de bola 1 1/4" (Cobre)	3	\$29.23	\$87.69
Válvula swing Check 1"	1	\$34.98	\$34.98
Válvula swing Check 1 1/4"	1	\$42.27	\$42.27
Codo 90° 1"	2	\$0.36	\$0.72
Codo 90° 1 1/4"	1	\$0.95	\$0.95
Válvula de pie 1 1/4"	1	\$28.52	\$28.52
Tubería PVC P Roscable 1" 320 Psi	3	\$26.84	\$80.52
Tubería PVC P Roscable 1 1/4" 260 Psi	1	\$34.60	\$34.60
Cinta Teflón 3/4 X 7M X 0.075Mm	12	\$0.24	\$2.88
Bomba centrifuga modelo ACM75-A (0.75 Kw- 1 Hp)	1	\$240.33	\$240.33
Tanque de presión metálico precargado de membrana 80 GLNS- Marca Well tank	1	\$727.76	\$727.76
Total			\$1,304.38

Nota. Valor para llenado del tanque Inter acumulador

Costos de los componentes para la construcción del tanque Inter acumular

Tabla 28*Costos de tanque Inter acumular*

Descripción Accesorio/ Máquina	Cantidad	Precio unitario	Valor total
PLANCHA A/INOX. 2MM (1220X2440) MATE	4	\$186.01	\$744.04
Anticorrosivo Stop Blanco Mate Galón Wesco	1	\$17.81	\$17.81
Rollo de lana de fibra de vidrio. 0.05M (1.2x7.50)	1	\$34	\$34
Rollo De Alambre Para Suelda Mig De 0.8 Milímetros 15 Kilogramos Golden Bridge	1	\$28.98	\$28.98
Sellador de silicón rojo para altas temperaturas, 85 g	6	\$2.33	\$13.98
Total			\$838.81

Nota. Valores para la construcción de tanque

Costos de los componentes del sistema de control para llenado de agua del tanque Inter acumulador

Tabla 29*Costo del sistema de control*

Descripción Accesorio/ Máquina	Cantidad	Precio unitario	Valor total
PLC Siemens Logo V8.3 12/24rc	1	\$230	\$230
Válvula maxol de alivio de presión 6kg/cm2 con manómetro	1	\$81	\$81
Termómetro bimetálico 0 – 100 °C	1	\$88.55	\$88.55
Autonics Pr08-d Sensor De Proximidad Inductivo	2	\$47.54	\$95.08
Contactador 12 Amp V-CJX7-102	1	\$24.31	\$24.31
Guardamotor V-DZ519-M10-2	1	\$67.55	\$67.55
Cableado, resistencias, relé eléctrico	///	\$80	\$80
Total			\$618.95

Nota. Sistema de control

Costos de los componentes para la construcción de los 20 colectores.

Tabla 30*Costos de construcción de colectores*

Descripción Accesorio/ Máquina	Cantidad	U	Precio unitario	Valor total
Vidrio templado 124 cm x 210 cm	20	uni	\$40	\$800
Tubería de cobre 8 mm	300	m	\$2.50	\$750
Lámina de aluminio 1060 de 2 m ² y 0.15 mm de espesor	20	uni	\$40	\$800
Plancha de hierro negro 5 MM (210 cm x 130 cm)	20	uni	\$28	\$560
Rollo de lana de fibra de vidrio 0.05M (1.2x7.50)	5	uni	\$34	\$34
Total				\$2944

Nota. Valor para la construcción de colectores

Costos de componentes hidráulicos para el circuito primario.

Tabla 31*Costos de circuito primario*

Descripción Accesorio/ Máquina	Cantidad	U	Precio unitario	Valor total
Tubería de cobre 30 mm	20	uni	\$19.58	\$489.50
Tubería de cobre 25 mm	300	m	\$10.50	\$42
Tubería de cobre 22 mm	20	uni	\$9.02	\$72.16
Tubería de cobre 18 mm	20	uni	\$7.22	\$202
Válvula de compuerta	5	uni	\$18.14	\$217.10
Branches de distribución	8	uni	\$20	\$160
Tanque de expansión de 28 litros	1	uni	\$1181	\$1181
Bomba de agua, 0.55 f/s, 49 Kpa	1	uni	\$515	\$515
Separador de aire de 30 mm-1964 l/h	1	uni	\$506	\$506
Total				\$3384

Nota. Valores de componentes hidráulicos del circuito primario

Costo de la mano de obra y alquiler de equipos

Tabla 32

Costo mano de obra

Mano de obra	Costos
Soldador	\$250
Pintor	\$80
gasfitero	\$600
estibadores	\$200
electricistas	----
Alquiler de equipos	
Grúa 16 toneladas	\$200
Transporte	
Fletes de los materiales y	\$130
Total	\$1460

Nota. Valor total de mano de obra

Es así como se concluye que el costo de fabricación del sistema de calentamiento solar con circulación forzada, 1 interacumulador de 2200 litros, y 20 colectores solares tiene un costo de \$9248.81 que contempla los distintos accesorios, el sistema de control, y la mano de obra.

3.13 Simulación del captador solar

Es así como se presenta los resultados obtenidos por las simulaciones:

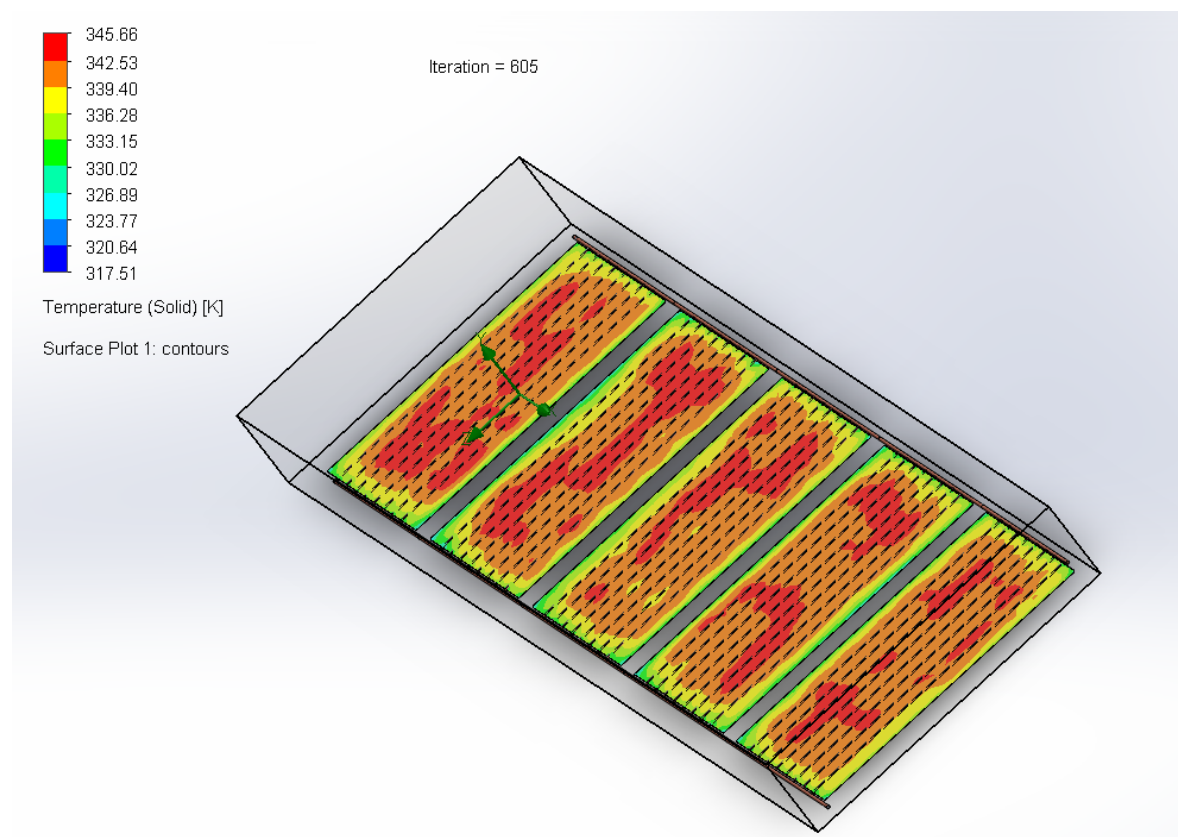
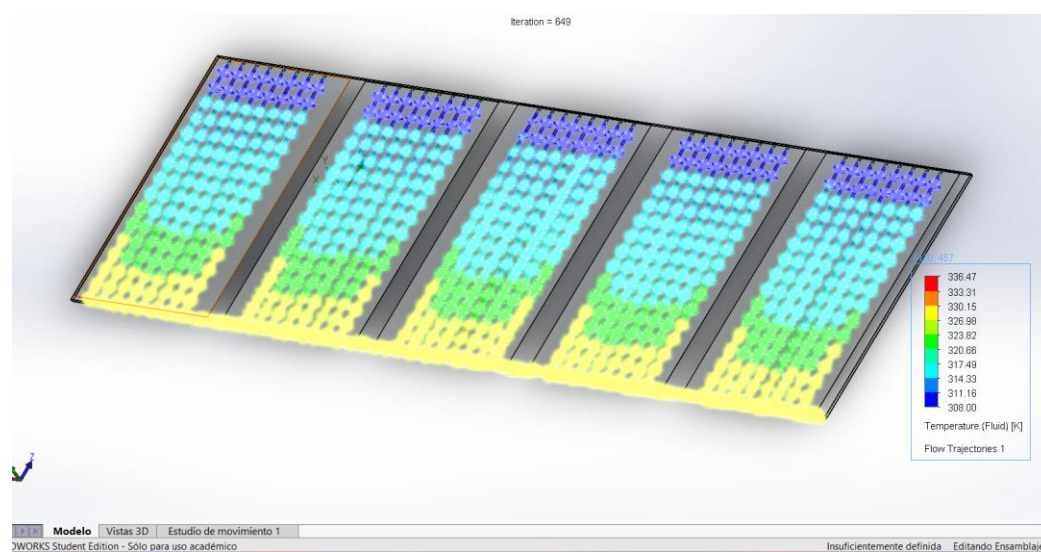
Figura 16*Captador solar 12: 00 AM**Temperatura de la placa.***Figura 17***Simulación de fluido a la salida a las 12:00 AM**Temperatura del fluido de salida.*

Figura 18

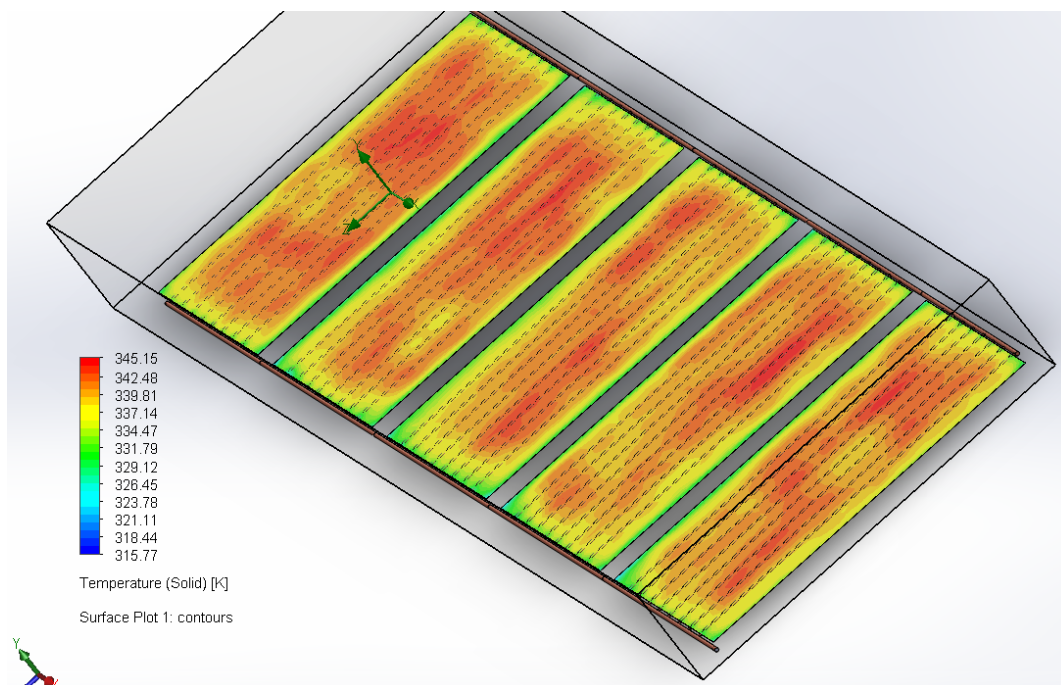
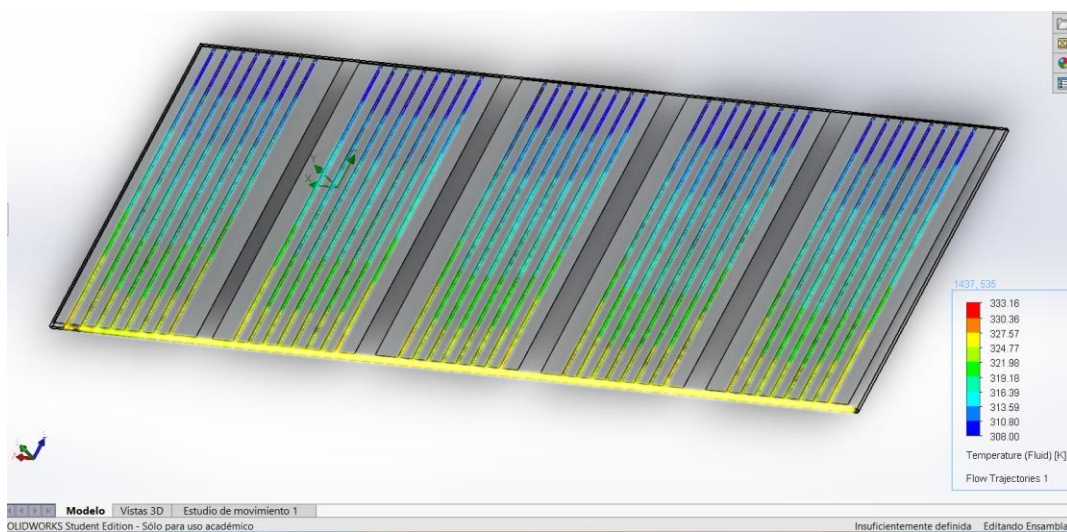
Captador solar 15: 00 PM*Temperatura de la placa.*

Figura 19

Simulación de fluido a la salida a las 15:00 AM*Temperatura del fluido de salida.*

En primer lugar, la temperatura de la placa no llega la recomendada, esto puede deberse a que se tiene una malla rectangular la cual es sencilla y de geometrías simples, es recomendada para configuraciones iniciales debido a que son menos exigentes computacionalmente, haciendo que el tiempo de iteración sea más corto. Esta malla resulta no óptima para geometrías complejas como curvas y unión de componentes, ya que puede no adaptarse a variaciones geométricas, dando como conclusión en una precisión reducida en los resultados, sobre todo en zonas donde se espera que exista una variación de temperatura. Por lo que para futuras simulaciones se recomienda una mejor precisión usando mallas más avanzadas, y no la predefinida por wizard. Además, aunque se configura solidworks no está tomando en cuenta el vidrio templado y el aislamiento, esto puede deberse a que se usa el wizard, que es un ayudante para simulaciones básicas. Es decir, solo está tomando en cuenta la placa negra y su absorción de calor, más no, la retención de la radiación por medio del vidrio y el aislamiento.

En comparación con los resultados teóricos, la simulación cumple con la Figura 15 ya que se estima que, a una temperatura de la placa de 70 °C, se tiene una salida del fluido a Por lo que se puede concluir que la efectiva transferencia de calor desde la placa absorbedora hacia la parrilla de tubos revela que la interfaz entre dichos componentes se ha diseñado eficazmente. Además, la alta conductividad térmica en dicha área concluye que el material y el diseño para unirse se encuentran optimizados para reducir las pérdidas térmicas.

Capítulo 4

4.1 Análisis de resultados

En primer lugar, se procedió a determinar la fracción solar. Es así como la energía aprovechada por el colector se calculó usando la ecuación 2.6.2.4, donde se considera la eficiencia del colector, el área de captación, y la radiación global promedio mensual detallada en la tabla #2, apéndice A. Se debe considerar el ángulo de inclinación de 15° para este análisis, debido a que anteriormente no se consideró la radiación inclinada ya que la cantidad de elementos era mayor; por lo que, se planteó usar la radiación horizontal, y así lograr el cálculo de la fracción solar, es decir, el porcentaje que aporta la energía solar. La radiación inclinada se halló mediante el software de NASA POWER DAV. La energía abastecer, 97.23 KWh/día, se calculó en apartados anteriores con la ecuación 2.6.4. La fracción solar no es más que la diferencia entre la energía captada y la energía que se debe suministrar.

En la Tabla 10 se observa que la energía que se debe abastecer es de 35488.95 KWh/año, donde la fracción solar es de 86%. Eso indica que el 14% deberá ser abastecido por otras fuentes como la energía eléctrica o por medio de GLP. Las instalaciones de energía solar deben contar con un sistema de calentamiento auxiliar, y de esta manera asegurar la continuidad del servicio de ACS (NEC, 2011).

El precio del kilovatio hora en Guayaquil para la zona donde se implementará cuesta 9 ctvos (Empresa eléctrica, 2022). Mientras que el rendimiento en promedio del GLP es de 0.87 (Bosh Ecuador, 2014), el rendimiento del calentador eléctrico es de 1. Es por eso que para determinar el consumo anual de las diferentes fuentes se realiza el siguiente análisis:

$$\text{Consumo}_{\text{sistema}} = \eta * \text{Energía a abastecer anual}$$

$$\text{Consumo}_{\text{colector-electricidad}} = 0.14 * 35488.95 \text{ KWh} = 4968.45 \text{ KWh}$$

$$\text{Consumo}_{\text{electricidad}} = 1 * 35488.95 \text{ KWh} = 35488.95 \text{ KWh}$$

$$\text{Consumo}_{\text{GLP}} = 0.87 * 35488.95 \text{ KWh} = 40791.90 \text{ KWh}$$

Un tanque de GLP en Ecuador pesa alrededor 15 kg para uso doméstico, sin embargo, solo 13.64 kg son útiles. Además, el poder calorífico del GLP es de 46168.7 KJ/Kg. (FAINSA, 2023). Es así como para estimar un costo usar GLP, sin contar el costo inicial del tanque de gas se tiene:

$$Energía_{\text{útil}} = \dot{m} * cp = 13.64 \text{ kg} * 46168.7 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}} = 629740.80 \text{ Kj} = 174.93 \text{ KWh}$$

Una vez hallada la energía útil se debe analizar el precio de usar esta fuente. En el Ecuador, se tiene que el valor del tanque de gas sin subsidio es de \$18. Por lo tanto, el costo de usar esta fuente anualmente es de 0.10 USD/KWh.

Por último, El precio que tiene cada fuente, inclusive el 14 % que no puede abastecer el colector solar que tendrá que abastecer una fuente auxiliar, como la energía eléctrica, se establece a continuación:

$$Costo \text{ anual}_{\text{colector-electricidad}} = \frac{\$ 0.09}{\text{KWh}} * 4968.45 \text{ KWh} = \$447.16$$

$$Costo \text{ anual}_{\text{electricidad}} = \frac{\$ 0.09}{\text{KWh}} * 35488.95 \text{ KWh} = \$ 3194.01$$

$$Costo \text{ anual}_{\text{GLP}} = \frac{\$ 0.10}{\text{KWh}} * 40791.90 \text{ KWh} = \$ 4197.42$$

El ahorro anual por fuente al usar colector solar es de:

$$Ahorro \text{ anual}_{\text{electricidad}} = \$ 3194.01 - \$447.16 = \$2746.85$$

$$Ahorro \text{ anual}_{\text{GLP}} = \$ 4197.42 - \$447.16 = \$3750.26$$

Usando otra fuente de energía establecida anteriormente, se determina en cuanto tiempo se recupera la inversión del sistema de colector solar:

$$Recuperar \text{ inversión}_{\text{electricidad}} = \frac{\$9248.81}{\$2746.85} = 3.36 \text{ años}$$

$$Recuperar \text{ inversión}_{\text{GLP}} = \frac{\$ 9248.81}{\$3750.26} = 2.46 \text{ años}$$

Por lo tanto, se observa que el colector solar mantiene un costo de inversión más elevado que sus homólogos, sin embargo, a lo largo del tiempo el colector solar mantiene el gasto únicamente de la cantidad de energía que no puede mantener, y así a los 3.36 años el colector solar se vuelve un método de calentamiento de agua más viable en comparación a la energía eléctrica. En comparación con el GLP es a menor tiempo, sin embargo, este último fue comparado con el valor del tanque sin subsidios, para mejor interpretación se debería analizar con el valor del tanque subsidiado.

La superficie de captadores mayores a 20 m² debe tener una revisión cada seis meses, mientras que el Interacumulador cada 12 meses (NEC, 2011). Esto puede hacer que el valor de mantener los colectores se eleve, ya que en el análisis no se contemplaron los costos por mantenimiento de ninguna fuente; sin embargo, se estima que los calentadores solares, con una buena calidad en materiales, son capaces de durar 20 años (Instituto Nacional de Ecología y Cambio Climático, 2020), en comparación con una ducha eléctrica que puede durar entre 3 o 2 años, o calefones eléctricos con una vida útil de 8 a 10 años, los colectores solares tienen una mayor vida útil (Grupo Alvarez, 2022).

La eficiencia global diaria de este tipo de sistema es de alrededor 53%-52% (Sixto Guevara Vásquez, 2001), sin embargo, la eficiencia del sistema diseñado es de 57% esto se debe a que el flujo forzado del fluido disminuye las pérdidas de presión en la tubería, garantizando así un intercambio de calor más eficiente. Otro factor que ayuda a aumentar la eficiencia es la ubicación ya que no existe ningún elemento que interrumpa la captación de radiación solar directa. Se debe al bajo coeficiente de pérdida de calor del colector, por incluir un mejor material como la fibra de vidrio, y la mejora en el espesor del aislante. Este El proyecto se enfoca en la autosuficiencia energética y la reducción de depender de fuentes no renovables, contribuyendo significativamente a la sostenibilidad. Por medio de la

simulación se destaca que la superficie de recolección y la planificación del sistema han demostrado ser eficaces al momento de cubrir la demanda de agua caliente sanitaria.

El propósito principal de estos sistemas es asegurar que una parte del consumo energético provenga de fuentes de energía renovable, se sugiere una fracción solar mínima del 70 % en edificaciones residenciales (NEC, 2011), sin embargo, el sistema mantiene una fracción solar de 86% lo que cumple con la normativa, siendo el principal logro de este proyecto, reflejando un diseño bien ejecutado.

Dado que el sistema diseñado requiere de espacio, el edificio cuenta con un cuarto de máquinas específico para el acumulador y la bomba, mientras que, los captadores estarán situado y distribuidos en la cubierta del inmueble, generando espacios inutilizables. Además, se necesitaron de 20 captadores solares con medidas de $2m^2$ cada uno por la baja eficiencia individual de los mismos. Otra de las limitaciones es el costo de inversión elevado, al tratarse de un sistema cerrado, es necesario accesorios como el tanque de expansión, el separador de aire, válvulas de compuerta, y un sistema de control.

Con una inversión alta, los compradores pueden llegar a desistir de este producto ya que sus homólogos tienen inversiones más pequeñas. Al ser un sistema donde se tenga que almacenar en la noche porque solo trabaja con radiación solar, el tanque acumulador se vuelve más robusto, y por consecuencia, más peso en la cubierta. El rubatex es un aislamiento de tuberías de cobre más ocupado, con un espesor de 4.5 cm se logró reducir a despreciable la pérdida de temperatura que se puede tener por el recorrido de tuberías, no obstante, el rubatex requiere de un cuidado especial ya que mantiene una resistencia mecánica baja. (Abel Ochoa, 2023)

Este sistema de calentamiento de agua está diseñado para mantener una escalabilidad alta, ya que se hizo uso de un factor de seguridad en el tanque de acumulación, para las 8 familias se requieren 1640 litros (NEC, 2011), por lo que el tanque de acumulación podría

abastecer a 13 personas más, sin embargo, al ser un sistema que solo trabaja en el día, sería arriesgado que trabaje en su capacidad máxima. A diferencia de otros trabajos, el sistema usa un fluido caloportador no tóxico como el etilenglicol, y con inhibidores de corrosión que protegen las superficies metálicas.

Los diferentes accesorios como la bomba del circuito primario trabajarán alrededor de 6 horas al día, en el análisis de costos, se obvió las implicaciones indirectas que el sistema conlleva, pero, a futuro se puede abastecer de electricidad a esta bomba y la fracción que el sistema no contempla, con energía solar, al usar paneles solares. Y de esta manera reducir aún más los gastos, y la dependencia de la energía eléctrica o peligros con el GLP.

Es relevante considerar que los datos obtenidos son válidos para regiones con condiciones climáticas parecidas a Guayaquil. Esto porque se considera la radiación solar global, la temperatura de red y la temperatura ambiente.

Tabla 33

Tabla de datos para el gasto mensual de los colectores.

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre	Anual
Eficiencia del colector	0.57												
Radiación horizontal global KWh/m ² /día	4.65	4.59	4.96	5.08	4.46	4.04	3.86	3.85	3.97	3.45	3.79	4.37	4.26
Radiación global inclinado 15° KWh/m ² /día	3.46	3.54	3.83	4.06	3.81	3.59	3.61	3.81	3.9	3.66	3.69	3.55	3.71
Días x mes El colector debe abastecer (Kwh)	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31	
Energía absorbida por el fluido (Kwh)	3014.1	2722.44	3014.1	2916.9	3014.1	2916.9	3014.1	3014.1	2916.9	3014.13	2916.9	3014.13	35488.95
	2366.64	2421.36	2619.72	2777.04	2606.04	2455.56	2469.24	2606.04	2667.60	2503.44	2523.96	2428.20	30444.84
Fracción solar	79%	80%	87%	92%	86%	81%	82%	86%	89%	83%	84%	81%	86%

4.1.1 Conclusiones

El sistema de calefacción de agua sanitaria mostró que es capaz de cubrir el 86% de las necesidades de aseo y confort de 8 familias, superando así la recomendación de la normativa. Esto refleja que no solo cumple con los requisitos, sino que contribuye significativamente a la reducción del consumo energético residencial, y de esta manera se alinea con los principios de sostenibilidad.

La eficiencia alcanzó un 57% de uso eficiente de la energía solar, ahora bien, el conjunto de colectores solares y el tanque interacumulación fueron diseñados para mantener un funcionamiento óptimo. Eso se logró usando materiales de alta capacidad, como el rubatex, tuberías de cobre, fibra de vidrio como aislamiento en los colectores, y acero inoxidable para el inter acumulador.

El diseño del serpentín para el intercambiador de calor debe encontrarse con varias consideraciones técnicas, en este contexto, es la unión entre los dos volúmenes de control analizados, por lo que es un punto crítico en el diseño del sistema. Es importante tomar en cuenta varios factores como: las pérdidas térmicas del tanque, calculadas por medio de la resistencia por conducción, convección y radiación, además, el diseño de los captadores solares y la temperatura a la que logra llegar el fluido de trabajo. En general, es importante optimizar el diseño, y así minimizar pérdidas térmicas, además, maximizar la eficiencia del sistema de calentamiento por medio de energía solar.

El análisis comparativo sobre el ahorro energético mostró que se obtiene un ahorro considerable frente a las tecnologías tradicionales. El sistema permitió un ahorro anual de aproximadamente \$2746 en comparación con la energía eléctrica. \$3750 es el ahorro anual frente al GLP. Demostrando así que, aunque la inversión para colectores sea más alta, se convierte en la opción más eficiente y sostenible a largo plazo.

La selección de accesorios, o equipos, como la bomba de circulación, y el tanque de expansión considerando un sistema de alta eficiencia y durabilidad. Se obtuvieron componentes que garantiza la circulación eficiente del fluido de trabajo, y así contribuyó a la alta eficiencia general del sistema, y su capacidad de operación confiable y continua.

4.1.2 Recomendaciones

Se recomienda el estudio en diferentes latitudes y condiciones climáticas para de esta manera, validar el diseño a distintos escenarios geográficos, como resultado logrando ampliar así la aplicabilidad del sistema.

Un análisis más detallado y exhaustivo de la radiación solar y como varia en cada estación, podría mejorar la precisión para la optimización del sistema.

Sería beneficioso investigar la utilización de otras fuentes de energía renovable, como sistemas fotovoltaicos o eólicos, para complementar a la cantidad de energía que no se logra abastecer, y así maximizar la eficiencia energética en sistemas híbridos.

Se recomienda hacer una proyección anual de los costos incluyendo el mantenimiento para tener el ahorro que se puede generar en un largo periodo de tiempo.

Para mejorar la eficiencia del sistema, se sugiere investigar el uso de materiales de aislamiento más avanzados y con menor conductividad térmica, lo que reduciría las pérdidas de calor y optimizaría la eficiencia del sistema.

Implementar sistemas de control avanzados que permitan un monitoreo en tiempo real de las variables operativas, y así, aumentar la capacidad de respuesta del sistema frente a cambios en las condiciones externas.

Referencias

- Carrión-Chamba, W., Murillo-Torres, W., & Montero-Izquierdo, A. (2022). Una revisión de los últimos avances de los colectores solares térmicos aplicados en la industria. *Ingenius. Revista de Ciencia y Tecnología*, (27), 59-73.
- Carvajal Paucar, A. P., & Mejía Almeida, R. D. (2021). Diseño y análisis de implementación de un sistema de calentamiento de agua por tubos de vacío con energía solar térmica para la piscina de 360 m³ del Club Castillo de Amaguaña (Bachelor's thesis).
- Leyva Alcazaba, J. D. (2020). Estudio del aprovechamiento del Vapor Flash de purgas de superficie para incrementar la temperatura del agua de alimentación de las calderas pirotubulares de la empresa Sociedad Agrícola Virú SA.
- Maestre Rodríguez, H. (2021). Proyecto de instalaciones hidráulicas de un edificio de viviendas: Receptora de agua, saneamiento, depuración y recuperación de aguas, ventilación, recuperación energética y producción de ACS (Doctoral dissertation, Universitat Politècnica de València).
- Moratón-Linares, L. R., Verdecia-Rodríguez, J. L., Sánchez-Rodríguez, A., Menéndez-Pérez, A., Pita-Canto, L., & Borrajo-Pérez, R. (2021). Ángulo de inclinación preferente para calentadores solares operando en régimen de circulación natural en Cuba. *Ingeniería Mecánica*, 24(3), 1-10.
- Muñoz Morales, E. A. (2021). Modificación de un depurador de gases para minimizar la emisión de partículas contaminantes en una caldera acuotubular de combustión de bagazo de caña (Doctoral dissertation, Universidad de San Carlos de Guatemala).
- Osornio-Cárdenas, J. I., Domínguez-Barreto, O., Miranda-Hernández, A., Reyes-Sandoval, F. A., & Vargas-Rosas, E. M. (2022). Energía Solar Térmica. *TEPEXI Boletín Científico de la Escuela Superior Tepeji del Río*, 9(18), 41-43.

Pezo Pérez, M. F. (2024). Comparación de tecnologías para edificios de energía neta cero: Sistema reversible de bomba de calor/ciclo Rankine orgánico acoplado a colectores solares y sistema convencional de bomba de calor acoplada a paneles fotovoltaicos.

Ponce Churta, J. C. (2023). Implementación de Electrificación Rural Mediante Energía Solar en Zonas Aisladas en la Comunidad Masa 2, Isla del Golfo de Guayaquil (Bachelor's thesis).

Ramírez Duato, M. (2022). Caracterización de purgadores para redes de agua potable. Puesta a punto de un banco de ensayos para su estudio experimental y análisis comparativo (Doctoral dissertation, Universitat Politècnica de València).

Reina, F. G., Rojas, R. R., Zamora, T. M., Mora, L. Y. H., & Rodríguez, F. H. (2021). Eficiencia de conversión de la energía de la radiación solar en energía interna térmica del agua en calentadores solares de tubos al vacío. *Revista colombiana de tecnologías de avanzada (RCTA)*, 1(37), 59-65.

Renovables, E. Construcción y modelación de un nuevo diseño propuesto de intercambiador de calor agua-aire tipo serpentín. In *CONGRESO INTERNACIONAL DE INGENIERÍAS* (p. 46).

Ruiz Chaname, L. R. (2022). Propuesta sistema de bombeo para conducción de agua de mar de tanques descarga y efluentes en Austral Group Coishco.

Vanegas Caballero, J. D. (2024). Operación y mantenimiento de equipos con intercambio de energía, extrusión de bloques con material reciclado PP y fabricación de pellets en el laboratorio de térmicas de las UTS.

YAVE, A. O. J., FABIAN, B. M. L., & ADRIANA, H. S. (2022). Análisis de riesgos en la instalación de sistemas fotovoltaicos interconectados a la red para la generación distribuida en baja tensión.

González Pérez, R. A., & Calad Uribe, A. F. (2021). Evaluación termo económica de colectores solares de placa plana para producción de agua caliente sanitaria en hotel de la ciudad de Montería-Córdoba.

Carrasco Cornejo, O. E. (2023). Estudio de factibilidad técnica para la implementación de un recuperador de calor residual (economizador) en una caldera pirotubular de 2000 Kg/h de vapor en la Industria Camanchaca.

Naciones unidas.(2020). <https://www.un.org/es/climatechange/what-is-renewable-energy>

Naciones unidas.(2019). <https://www.un.org/es/climatechange/raising-ambition/renewable-energy>

sistemas solares térmicos II. (2010). <https://sst.minenergia.cl/wp-content/uploads/2016/05/guia-de-diseno-y-montaje-de-sst-para-ac.s.pdf>

SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS II Guía de diseño e instalación para grandes sistemas de agua caliente sanitaria

NORMA HIDROSANITARIA NHE AGUA (2011)

Norma Ecuatoriana de la Construcción 11(2020). Capítulo 16

Norma ecuatoriana de la construcción Energías renovables. (2011). Capítulo 14

Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). Solar Engineering of Thermal Processes (Fourth edition ed.). Wisconsin-Madison: Wiley.

<http://www4.tecnun.es/asignaturas/Ecologia/Hipertexto/07Energ/150EnSolar.htm>

Greenpeace México. (2022). El sol, la fuente de energía más abundante del planeta -

Greenpeace México. <https://www.greenpeace.org/mexico/blog/51001/la-fuente-de-energia-mas-abundante-del-planeta-el-sol>

Cao (2010) Kern (1999). Procesos de transferencia de calor Donald Kern Capitulo 7

Fainsa. (2023). <https://fainsa.com.ec/producto/tanque-de-gas-de-15-kg-para-uso-domestico/#:~:text=Descripción,hace%20más%20de%2050%20años.>

La Hora (2021). <https://www.lahora.com.ec/pais/el-subsidio-por-tanque-de-gas-supera-los-13/>

Grupo Alvarez. (2022). <https://www.juanalvarez.com.ec/termotanques-electricos/>

Guevara, S. (2003). Teoría para el diseño de calentadores solares de agua. Blume ediciones, Centro Panamericano de Ingeniería Sanitaria y Ciencias del Ambiente Área de Desarrollo Sostenible y Salud Ambiental, Lima.

Sabogal, N. D. M., Fernández, C. M. H., Guerrero, A. F. G., Ruiz, K. D. C., Yepes, E. P.,

Varela, C. C. E., & Duarte, J. C. T. (2021). EVALUACIÓN COMPARATIVA DE TECNOLOGÍAS DE CALEFACCIÓN EN APLICACIONES INDUSTRIALES. Encuentro Internacional de Educación en Ingeniería.

APÉNDICE A-TABLAS

Se usará el programa de PVsyst para encontrar los datos de Irradiación horizontal global, temperatura ambiente, velocidad del viento, entre otros, de la ciudadela Vernaza norte, Ecuador.

Tabla 1

Datos de irradiación global, temperatura ambiente y velocidad del viento para la ciudad de Guayaquil, Ecuador

Sitio Vernaza Norte (Ecuador)						
Fuente de datos <input type="text" value="Meteonorm 8.1 (2016-2021), Sat=100%"/>						
	Irradiación horizontal global	Irradiación difusa horizontal	Temperatura	Velocidad del viento	Turbidez Linke	Humedad relativa
	kWh/m ² /día	kWh/m ² /día	°C	m/s	[-]	%
Enero	4.65	2.55	26.6	1.29	4.361	70.6
Febrero	4.59	2.75	26.5	1.00	4.186	76.7
Marzo	4.96	2.75	27.0	1.08	4.241	74.8
Abril	5.08	2.83	26.7	1.19	4.697	74.9
Mayo	4.46	2.53	26.4	1.49	4.625	72.1
Junio	4.04	2.46	24.8	2.09	4.155	73.7
Julio	3.86	2.27	24.5	2.39	3.934	71.6
Agosto	3.85	2.29	24.1	2.79	4.158	70.9
Septiembre	3.97	2.74	24.1	2.89	4.686	70.6
Octubre	3.45	2.23	24.5	2.79	4.867	69.5
Noviembre	3.79	2.45	24.7	2.70	5.001	68.9
Diciembre	4.37	2.72	26.5	2.20	5.271	64.4
Año	4.25	2.55	25.5	2.0	4.515	71.6

Irradiación horizontal global variabilidad año a año 6.8%

Fuente: (Norma Ecuatoriana de la Construcción, 2020)

A continuación, se muestra la tabla de criterio de demanda por litros/día persona de diferentes sitios:

Tabla 2

Demanda de referencia a 60 °C

Criterio de demanda	Litros/día persona
Vivienda unifamiliar	28
Hospitales y clínicas	55
Ambulatorio y centro de salud	41
Hotel *****	69
Hotel ****	55
Hotel ***	41
Hotel/hostal **	34
Camping	21
Hostal/pensión *	28
Residencia multifamiliar	41
Centro penitenciario	28
Albergue	24
Vestuarios/Duchas colectivas	21
Escuela sin ducha	4
Escuela con ducha	21
Cuarteles	28
Fábricas y talleres	21
Oficinas	2
Gimnasios	21
Restaurantes	8
Cafeterías	1

Fuente: (Norma Ecuatoriana de la Construcción, 2011)

Tabla 3

Temperatura de red de Guayaquil

País: Ecuador	Lugar: Guayaquil
Fecha	Temperatura promedio del agua de red (°C)
01-07-2024	22.7

02-07-2024	22.7
03-07-2024	23.1
04-07-2024	23.1
05-07-2024	22.4
06-07-2024	21.2
07-07-2024	20.4
08-07-2024	20.3
09-07-2024	20.8
10-07-2024	20.9
11-07-2024	21.4
12-07-2024	22.4
13-07-2024	23.5
14-07-2024	20.4
15-07-2024	22.7
16-08-2024	22.7
17-08-2024	23.3
18-08-2024	24.8
19-08-2024	23.5
20-08-2024	22.4
21-08-2024	22.5
22-08-2024	21.4
23-08-2024	25.4
24-08-2024	22.9
25-08-2024	23.5
26-08-2024	25.2

Promedio	22.52
----------	-------

Fuente: El autor.

APÉNDICE B- CÁLCULOS HIDRÁULICOS.

Dimensiones del cilindro del acumulador

Para el cálculo de las dimensiones del cilindro, se asumió un valor de altura de 2 metros que usualmente es la medida que las casas comerciales distribuyen este tipo de acumuladores. Una vez asumido este valor, el principal objetivo se centró en la búsqueda del diámetro interno, para lo cual, utilizamos la fórmula del volumen en función del radio debido a que ya se conocía el volumen por la dotación total del consumo diaria.

$$V = \pi * r^2 * h$$

$$r = \sqrt{\frac{V}{h * \pi}}$$

$$D = 2 * r$$

Donde:

V : Volumen de consumo de agua diaria [m^3]

r : Radio [m]

D : Diámetro del cilindro [m]

h : Altura del cilindro [m]

Presión interna del acumulador

Para determinar la presión interna que soporta el acumulador fue necesario calcular la presión hidrostática del volumen de agua que se va a contener.

$$P_{interna} = P_{atm} + P_{man}$$

$$P_{interna} = P_{atm} + \rho g h$$

Donde:

P_{atm} : Presión atmosférica [Pa]

ρ : Densidad del agua $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$

g : Gravedad $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

h : Altura del cilindro [m]

Espesor de la plancha metálica

Para saber si las paredes del acumulador soportarán las cargas de presión interna fue necesario calcular el espesor de la pared mediante Normativa ASME capítulo VIII división I, UG-27 (Tanques a presión). Esta normativa internacional indica que un recipiente a presión estará sometido a esfuerzos circunferenciales y longitudinales. El espesor en función de estos esfuerzos viene dado por parámetros de radio, presión interna, material de diseño y la eficiencia de la junta en soldadura. Estos 2 últimos parámetros son seleccionados por tablas obtenidas de la misma normativa, que se encuentran en anexo.

Esfuerzos circunferenciales

$$t = \frac{P_{interna} * R}{S * E - 0.6 * P} + \text{Corrosión admisible}$$

Esfuerzos longitudinales

$$t = \frac{P_{interna} * R}{2 * S * E - 0.4 * P} + \text{Corrosión admisible}$$

Donde:

$P_{interna}$: Presión interna del acumulador [Pa]

R : Radio interno del acumulador [m]

S : Esfuerzo máximo admisible [Pa]

E : Eficiencia de la junta

Para las variables S y E, se decidió seleccionar el material Acero Inoxidable 304 a una temperatura de 140°F y un valor de 0,8 como eficiencia de junta correspondiente a parámetros seleccionados en la tabla.

Pérdidas térmicas recorrido de tuberías

En el sistema el calor captado de los colectores tiene que ser transportado eficientemente al acumulador, esto se realiza mediante un sistema de tuberías, fue necesario hallar las pérdidas térmicas en el recorrido (Q_{cx}). (Carrasco, 2023)

$$\frac{Q_{cx}}{L} = \frac{T_{int} - T_{ext}}{R}$$

T_{int} : Temperatura interior de la tubería de cobre. [K]

T_{ext} : Temperatura exterior. [K]

El análisis de resistencias (R) para la tubería contempla convección de flujo interno, la conducción de cobre y aislamiento, por último, la convección y radiación externa. El coeficiente de convección interno se calculó usando la correlación empírica de Dittus-Boelter.

Mientras que para el coeficiente por convección libre se usó la correlación empírica de Churchill y Chu.

$$R = \frac{1}{2\pi * r_{int} * h_{conv,int}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2\pi * k_{cobre}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2\pi * k_{aislamiento}} + \frac{1}{2\pi * r_{ext} * h_{conv-rad,ext}}$$

$h_{conv,int}$: Convección de flujo interno.

$h_{conv-rad,ext}$: Convección y radiación de flujo externo

$k_{aislamiento}$: Coeficiente de conducción del aislamiento

k_{cobre} : Coeficiente de conducción del cobre

L : Longitud de tubería

El espesor del aislamiento es asumido mediante la normativa de la construcción ecuatoriana. Para hallar la temperatura de salida del fluido a lo largo de la tubería se hizo uso de la siguiente ecuación diferencial básica:

$$-\dot{m} * c_p * dT = \frac{T_{fluido} - T_{externo}}{R_{TOT}} dH$$

La siguiente ecuación describe la transferencia de calor a lo largo del tubo. El termino izquierdo representa la pérdida de calor del fluido debido a su enfriamiento mientras se transfiere calor hacia el entorno, así mismo, el término de la derecha representa la transferencia de calor desde el fluido a través del tubo hacia el exterior. Se encontró una expresión para la temperatura de salida del fluido del recorrido de tuberías, si integramos desde la entrada hasta la salida de la tubería y despejamos. Esta ecuación se da para temperatura superficial constante:

$$T_{fluido,sal} = T_{ext} + (T_{fluido,ent} - T_{ext}) * e^{\frac{-L}{\dot{m} * c_p * R_{TOT}}}$$

Se realizó una iteración para conocer la temperatura superficial de la tubería. Por la cual se asumió su valor para calcular el coeficiente global de transferencia de calor por convección libre, mediante un análisis de resistencias entre la superficie y el exterior. Por otro

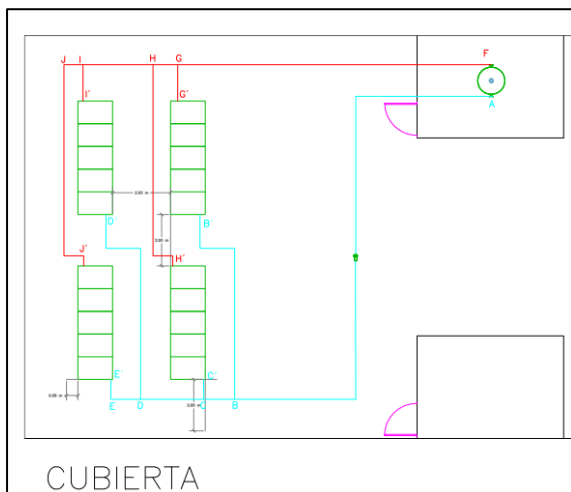
lado, se calculó el coeficiente de convección libre usando la correlación empírica de Churchill y Chu. Si estos dos valores no son iguales se procedió a asumir otro valor distinto de temperatura superficial hasta que sean iguales o aproximados.

Tubería circuito primario

Se realizó un dibujo para conocer las distribuciones de cada elemento en el circuito, sobre todo las longitudes de las tuberías para hallar las pérdidas de carga y pérdidas de calor. Es importante recalcar que el Inter acumulador se lo ubicó dentro de un cuarto para mantener su temperatura interna de mejor manera. El análisis hidráulico para encontrar el diámetro de tubería y su caudal se realizó en la sección de circuitos hidráulicos. Es así como, en esta sección se planteó directamente los resultados para el mejor entendimiento de los cálculos futuros.

Figura 1

Circuito primario



Cubierta dibujada.

Tabla 1

Tubería de circuito primario

Tramos	Longitud (m)	Caudal (l/h)	Diámetro (mm)
A-B	15	1964	30
B-B'	5	491	18
B-C	2	1473	25
C-C'	1	491	18
C-D	4	982	22
D-D'	5	491	18
D-E	2	491	18
E-E'	1	491	18
J'-J	5	491	18
J-I	2	491	18
I'-I	1	491	18
I-H	4	982	22
H'-H	5	491	18
H-G	2	1473	25
G'-G	1	491	18
G-F	10	1964	30

Caudal y diámetro.

Cálculos hidráulicos

Para el diseño del circuito hidráulico, se realizó un primer análisis de energía desde el tanque hidroneumático hasta el tanque acumulador, este cálculo dio como resultado la presión mínima que se necesita para operar el sistema hidroneumático. Posteriormente, se realiza un segundo análisis de energía para obtener el cabezal necesario de la bomba.

Caudal

En el circuito se presentan dos caudales, el caudal para el circuito primario y el segundo para el circuito de red. La ecuación de caudal viene dada por la relación entre la velocidad del fluido y el área por donde se mueve el mismo.

$$Q = V * A$$

Donde:

Q: Caudal $\left[\frac{L}{s}\right]$

V: Velocidad $\left[\frac{m}{s}\right]$

A: Área $[m^2]$

El caudal del circuito primario se encuentra mediante el balance de energía en el acumulador donde además se pudo hallar el diámetro de la tubería que viene dado al despejar la variable de la ecuación de caudal:

$$D = \left(\frac{4 * Q_{c.primario}}{V * \pi}\right)^{1/2}$$

El caudal para el circuito de red, es el mismo que fue obtenido como caudal máximo admisible.

La función principal que tuvo la fórmula de caudal por “Ecuación de la continuidad” fue la proporción de dato para encontrar el área de la tubería en el primer análisis de energía y para encontrar la velocidad de flujo en el segundo análisis de energía.

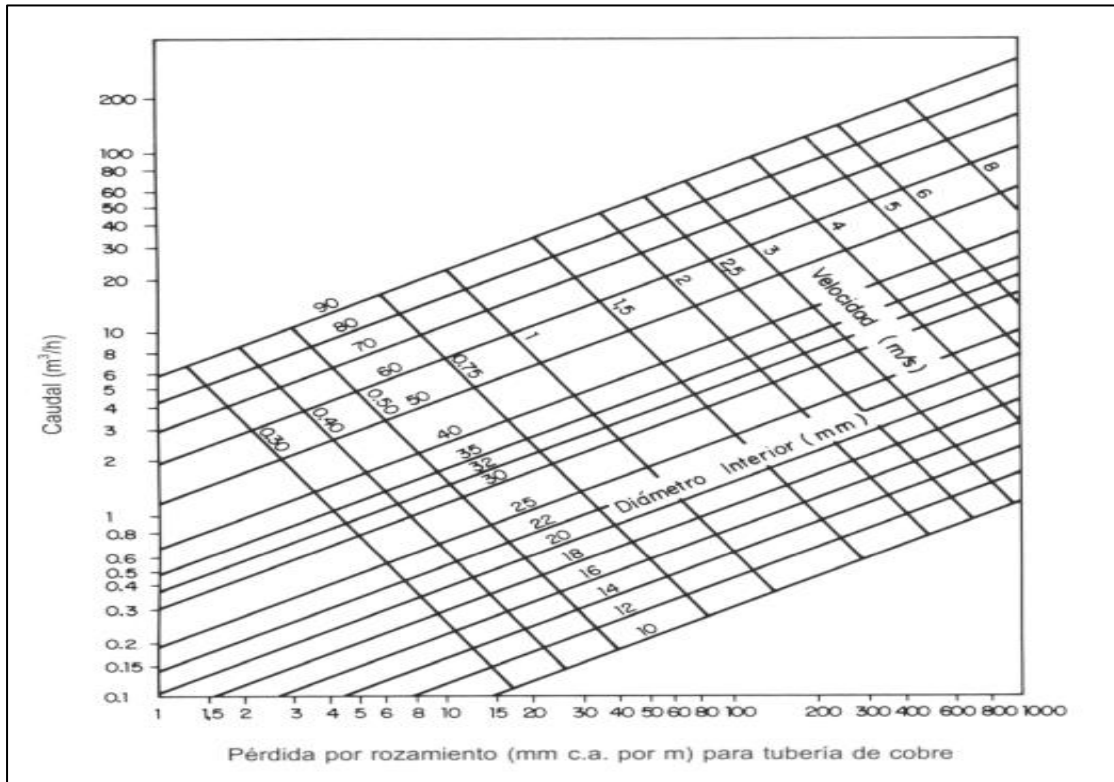
Para el primer análisis energético, la velocidad de flujo fue tomada por normativa de construcción ecuatoriana (2.5 m/s).

Para el segundo análisis energético, el diámetro de la tubería se consideró de 0.042 m por normativa de construcción.

Se halló la dimensión de la tubería que va desde el colector solar al acumulador mediante el ábaco para la determinación de carga en tubería de colectores en mm.c.a., donde para las tuberías del circuito primario la velocidad del flujo se debe mantener entre 0.3 m/s a 2 m/s, además las pérdidas de carga deben ser menores a 40 mm.c.a. por metro (NEC, 2011). Se determinó el número de colectores, número de captadores en una batería, y el número de baterías existentes para cumplir el área de captación. De esta manera, se realizó un dibujo en AutoCad de cómo sería la cubierta del edificio y el espacio necesario. Así, se asumió la longitud de las tuberías.

Figura 2

Fluido de trabajo en el agua



Nota. Presentación cubierta de edificio.

El ábaco presentado se usa para un fluido de trabajo que es el agua, y a cierta temperatura (45°C). Es así como la pérdida de carga se corrigió mediante el factor k_1 y k_2 .

El factor k_1 se encarga de que se pueda usar el ábaco a otra temperatura.

Tabla 2

Factor corrector

Temperatura del agua (°C)	5	10	20	30	40	50	60	70	80
Factor corrector (k_1)	1.24	1.18	1.09	1.02	1.00	0.99	0.96	0.92	0.91

Nota. Valores del factor corrector

Como se usa otro fluido de trabajo que no es el agua, fue necesario corregir las pérdidas térmicas para poder usarse con el propilenglicol.
























$$k_2 = \sqrt[4]{\frac{\text{Viscosidad de la mezcla}}{\text{Viscosidad del agua}}}$$

Bomba circuito primario.

Al conocerse el flujo másico en un captador solar, se calculó el mismo en todas las baterías del sistema y de esta manera se determinó el caudal, que fue necesario para seleccionar la bomba del circuito primario. Sin embargo, también es necesario hallar las pérdidas de carga de todo el sistema. Por lo que, para las tuberías ya se encontró anteriormente la pérdida de carga debido a la longitud, mediante el ábaco. Ahora bien, se calculó las pérdidas de carga tanto en el serpentín del acumulador, la batería de captadores, y en los accesorios mediante la Tabla de longitudes equivalentes:

Figura 3

Longitudes equivalentes

Clase de resistencia aislada	Diámetros de las tuberías (") (mm)	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	4	5	6
		10	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
	manguito de unión	0,00	0,00	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,09	0,12	0,15	0,20	0,25
	cono de reducción	0,20	0,30	0,50	0,65	0,85	1,00	1,30	2,00	2,30	3,00	4,00	5,00
	codo o curva de 45°	0,20	0,34	0,43	0,47	0,56	0,70	0,83	1,00	1,18	1,25	1,45	1,63
	curva de 90°	0,18	0,33	0,45	0,60	0,84	0,96	1,27	1,48	1,54	1,97	2,61	3,42
	codo de 90°	0,38	0,50	0,63	0,76	1,01	1,32	1,71	1,94	2,01	2,21	2,94	3,99
	te de 45°	1,02	0,84	0,90	0,96	1,20	1,50	1,80	2,10	2,40	2,70	3,00	3,30
	te arqueada o de curvas (pantalones)	1,50	1,68	1,80	1,92	2,40	3,00	3,60	4,20	4,80	5,40	6,00	6,60
	te confluencia de ramal (paso recto)	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00	1,20
	te derivación a ramal	1,80	2,50	3,00	3,60	4,10	4,60	5,00	5,50	6,20	6,90	7,70	8,90
	válvula retención de batiente	0,20	0,30	0,55	0,75	1,15	1,50	1,90	2,65	3,40	4,85	6,60	8,30
	de pistón	1,33	1,70	2,32	2,85	3,72	4,67	5,75	6,91	8,40	11,1	12,8	15,4
	válvula retención paso de escuadra	5,10	5,40	6,50	8,50	11,50	13,0	16,5	21,0	25,0	36,0	42,0	51,0
	válvula de compuerta abierta	0,14	0,18	0,21	0,26	0,36	0,44	0,55	0,69	0,81	1,09	1,44	1,70
	válvula de paso recto y asiento inclinado	1,10	1,34	1,74	2,28	2,89	3,46	4,53	5,51	6,69	8,80	10,8	13,1
	válvula de globo	4,06	4,95	6,25	8,25	10,8	13,0	17,0	21,0	25,0	33,0	39,0	47,5
	válvula de escuadra o ángulo (abierta)	1,90	2,55	2,35	4,30	5,60	6,85	8,60	11,1	13,7	17,1	21,2	25,5
	válvula de asiento de paso recto	—	3,40	3,60	4,50	5,65	8,10	9,00	—	—	—	—	—
	intercambiador	—	—	—	2,10	5,00	12,5	13,2	14,2	25,0	—	—	—
	radiador	2,50	3,00	3,50	4,00	4,50	5,00	5,75	6,50	7,00	7,50	8,00	10,0
	radiador con valvulería	3,75	4,40	5,25	6,00	6,75	7,50	8,80	10,1	11,4	12,7	14,0	15,0
	caldera	2,50	3,00	3,50	4,00	4,50	5,00	5,75	6,50	7,00	7,50	8,00	10,0
	contador general	4,5 m.c.d.a.											
	individual o divisionario	10 m.c.d.a.											

Nota. Bomba de circuito primario

Finalmente se encontró la pérdida de carga total mediante la siguiente ecuación

Perdida de carga total

$$\begin{aligned}
 &= \text{Perdida de carga tubería} + \text{Perdida de carga accesorios} \\
 &+ \text{Perdida de carga captadores} + \text{Perdida de carga serpentín}
 \end{aligned}$$

Vaso de expansión

Para hallar el volumen del vaso de expansión se tiene que hallar el volumen en el sistema de tubería, intercambiador, y colectores. El volumen del captador es asumido debido a que anteriormente se asumió un captador para facilidad de cálculo, $V_{CAP} = 1.50 \text{ litros} \times \text{captador}$. Una vez que se obtuvo el volumen de la tubería y serpentín intercambiador por medio de un análisis de área y volumen sencillo. Se procedió a encontrar el volumen del vaso de expansión.

$$V_{vaso} = C_{pre} * (C_a * V + V_{cap} * 1.1)$$

Dónde:

C_{pre} : Coeficiente de presión del fluido. Para este caso del edificio de viviendas que mantiene 4 pisos el coeficiente es 1.59. (NEC,2011)

C_a : Coeficiente de dilatación del fluido. Al tratarse de una mezcla de agua con glicol se usó 0.065. (NEC,2011)

V : Volumen total del circuito. (litros)

V_{cap} : Volumen que se encuentra en los colectores, hace referencia al volumen que puede evaporarse cuando se mantiene estancado (litros).

Pérdidas de presión (mayores y menores)

Las pérdidas por presión fueron necesarias obtenerlas para cada análisis energético que se muestran en los posteriores cálculos del tanque hidroneumático y la bomba centrífuga.

En esta sección de cálculo, se utilizó el diagrama de Moody para obtener el factor de Darcy.

Para el primer análisis energético se tiene un valor de $K=$ y para el segundo un $K=$

$$h_l = \frac{v^2}{2g} * \left(k + \frac{f * l}{d} \right)$$

Donde:

v : Velocidad del fluido $\left[\frac{m}{s}\right]$

g : Gravedad $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

k : Coeficiente de pérdidas de accesorios

f : Factor de Darcy

l : Longitud de la tubería $[m]$

d : Diámetro de la tubería $[m]$

Tanque hidroneumático

Para la selección de nuestro tanque hidroneumático debíamos conocer el rango de presiones de operación y el volumen del mismo

Presión mínima (Presión ON) [Psi]

Calculamos la presión mínima del tanque a partir de la presión interna ya calculada, las pérdidas y la diferencia de altura que se tiene desde el tanque hidroneumático hasta el acumulador

$$P_{on} = \rho * g * \left(\frac{P_{acumulador}}{\rho g} + (Z_B - Z_A) + h_L \right)$$

Donde:

ρ : Densidad del agua a 14 °C $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$

g : Gravedad $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

$P_{acumulador}$: Presión manométrica del acumulador $[Pa]$

$Z_B - Z_A$: Diferencia del cabezal de elevación $[m]$

h_L : Pérdidas mayores y menores

Nota: Se convierte el valor de presión mínima de [Pa] A [Psi]

Presión máxima (Presión Off) [Psi]

Para obtener la presión máxima del tanque hidroneumático, se suma una presión de 20 psi a la presión mínima ya obtenida en el cálculo anterior.

$$P_{off} = P_{on} + 20$$

Volumen del tanque hidroneumático [L]

Una vez obtenido las presiones máximas y mínimas del tanque, se procedió a obtener el volumen del mismo, ya que estos datos fueron necesarios para su selección en catálogos.

$$W_{tanque} = \frac{19 * R_{aire} * Q_b * (P_{off} + 10.33)}{N_{bombas} * N_{ciclos} * (P_{off} - P_{on})}$$

Donde:

Q_b = Caudal de bombeo medio, en litros por minuto $\left[\frac{L}{min}\right]$

N_{bombas} = Número de bombas en funcionamiento (excepto la de reserva)

N_{ciclos} = Número de ciclos por hora

P_{on} = Presión de encendido o arranque [Psi]

P_{off} = Presión de apagado o paro [Psi]

R_{aire} = Coeficiente que relaciona el tipo de renovación de aire.

R_{aire} = 1.0, para hidroneumático de membrana con revisión periódica de la masa de aire

$R_{aire} = 1.5$, para renovación de aire con compresor automático

$R_{aire} = 2.0$, para renovación de aire mediante inyección manual

Nota: Número de ciclos por hora se obtiene de la tabla 16.5 (nec,2011)

Cabezal de Bomba

El cabezal de bomba fue necesario de calcular debido a que necesitábamos llenar el tanque hidroneumático a una presión mínima y máxima, Este cabezal fue obtenido mediante un análisis energético desde la cisterna hasta el tanque de presión hidroneumático.

$$h_{pump} = \left(\frac{P_{on}}{\rho g} + (Z_B - Z_A) + h_L \right)$$

Donde:

ρ : Densidad del agua a 14 °C $\left[\frac{Kg}{m^3} \right]$

g : Gravedad $\left[\frac{m}{s^2} \right]$

P_{on} : Presión de encendido o arranque [Pa]

$Z_B - Z_A$: Diferencia del cabezal de elevación [m]

h_L : Pérdidas mayores y menores [m]

Resultados

Pérdidas térmicas en el circuito primario.

El análisis de perdidas térmicas para la tubería fue dado por la convección de flujo interno, la conducción de cobre y aislamiento, por último, la convección y radiación externa.

Además, se detalla los parámetros usados para el cálculo:

Tabla 4*Densidad de fluido*

Variable	Cantidad	Descripción
T_{ext}	25.5°C	Temperatura exterior
k	$385 \frac{W}{m^2 * K}$	Coefficiente de conducción del cobre
k	$0.034 \frac{W}{m^2 * K}$	Coefficiente de conducción del fluido
ϵ	0.045 m	Espesor de aislamiento (Rubatex)
cp	$3684 \frac{KJ}{Kg * K}$	Calor específico del fluido
ρ	$1006 \frac{Kg}{m^3}$	Densidad del fluido

Nota. Análisis pérdidas térmicas

A continuación, se detalla las temperaturas de entrada y salida por cada tramo de tubería.

Tabla 5*Entrada y salida temperatura*

Tramos	Resistencia de convección $\frac{w}{m * K}$	Resistencia de conducción $\frac{w}{m * K}$	Resistencia aislamiento $\frac{w}{m * K}$	Resistencia convección exterior $\frac{w}{m * K}$	Temperatura inicial [°C]	Temperatura final [°C]
A-B	0.008	2.720.E-05	6.260	0.322	35.14	35.13
B-B'	0.015	3.898.E-05	8.022	0.361	35.01	35.00
B-C	0.009	3.243.E-05	6.859	0.336	35.13	35.11
C-C'	0.015	3.898.E-05	8.022	0.361	35.00	35.00
C-D	0.011	3.666.E-05	7.288	0.343	35.11	35.02
D-D'	0.015	3.898.E-05	8.022	0.361	35.01	35.00
D-E	0.015	3.898.E-05	8.022	0.361	35.02	35.01
E-E'	0.015	3.898.E-05	8.022	0.361	35.00	35.00
J'-J	0.015	3.898.E-05	8.022	0.361	70.00	69.93
J-I	0.015	3.898.E-05	8.022	0.361	69.93	69.92
I'-I	0.015	3.898.E-05	8.022	0.361	70.00	69.98
I-H	0.011	3.666.E-05	7.288	0.343	69.95	69.91
H'-H	0.015	3.898.E-05	8.022	0.361	70.00	69.93
H-G	0.009	3.243.E-05	6.859	0.336	69.92	69.91
G'-G	0.015	3.898.E-05	8.022	0.361	70.00	69.98
G-F	0.008	2.720.E-05	6.260	0.322	69.92	69.86

Nota. Entrada y salida por tramo.

Caudal

Mediante el ábaco de pérdida de rozamiento, que no se puede sobre pasar los 40 mm. c.a, y que la velocidad en las tuberías no debe ser menor a 0.3 m/s, ni exceder los 2 m/s.

(NEC,2011)

Se llegó a determinar los diámetros de los arreglos de tubería.

Tabla 6

Diámetro de tubería

Tramos	Longitud (m)	Caudal (l/h)	Diámetro (mm)	Pérdida de carga por metro (mm. c.a.) (Agua a 45°C)	Velocidad (m/s)	K1	K2	Pérdida de carga por metro (mm. c.a.) (Propilenglicol a 60°C)	Pérdida de carga total (mm.c.a)
A-B	15	1964	30	25	0.75	1.02	1.5	38.25	573.75
B-B´	5	491	18	22	0.5	1.02	1.5	33.66	168.3
B-C	2	1473	25	30	0.75	1.02	1.5	45.9	91.8
C-C´	1	491	18	22	0.5	1.02	1.5	33.66	33.66
C-D	4	982	22	28	0.65	1.02	1.5	42.84	171.36
D-D´	5	491	18	22	0.5	1.02	1.5	33.66	168.3
D-E	2	491	18	22	0.5	1.02	1.5	33.66	67.32
E-E´	1	491	18	22	0.5	1.02	1.5	33.66	33.66
J´-J	5	491	18	22	0.5	0.94	1.5	31.02	155.1
J-I	2	491	18	22	0.5	0.94	1.5	31.02	62.04
I´-I	1	491	18	22	0.5	0.94	1.5	31.02	31.02
I-H	4	982	22	28	0.65	0.94	1.5	39.48	157.92
H´-H	5	491	18	22	0.5	0.94	1.5	31.02	155.1
H-G	2	1473	25	30	0.75	0.94	1.5	42.3	84.6
G´-G	1	491	18	22	0.5	0.94	1.5	31.02	31.02
G-F	10	1964	30	25	0.75	0.94	1.5	35.25	352.5
Total, de pérdida de carga total (mm.c.a.)									2337.45

Nota. Arreglo de tubería

Bomba del circuito primario

Determinada la pérdida de carga en los tramos, se prosigue a hallar en cada una de las baterías, como las baterías están conectados en paralelo, la pérdida de carga en el sistema de captación corresponde prácticamente a la de un captador, es decir al que cubre solo 2 m² de área de absorción, por lo tanto, al asumir este captador anteriormente, tiene una pérdida de carga de 243.96 mm.c.a.(NEC, 2011). Sin embargo, como es un solo captador, aún se deben

hallar pérdidas de carga en los otros captadores, no obstante, como los tubos verticales están en paralelo con el captador, no se analizan las pérdidas de carga. Para los tubos colectores al no encontrarse en paralelo, es necesario hallar las pérdidas de carga, pero solo en el resto de captadores de la batería, es decir, en los 4 captadores que faltan.

Tabla 7

Tubos colectores

Tubos colectores								
Longitud	Caudal (l/h)	Diámetro (mm)	Pérdida de carga por metro (mm. c.a.) (Agua a 45°C)	Velocidad (m/s)	K1	K2	Pérdida de carga por metro (mm. c.a.) (Agua a 60°C)	Pérdida de carga total (mm.c.a)
1.025	392.8	18	18	0.45	0.94	1.5	25.38	26.0145
Perdida de carga por colector (mm. c.a.)								243.96
Total, por batería con 5 captadores (mm. c.a.)								348.018

Tubos colectores

A continuación, se determinó las pérdidas de carga por accesorios en lo que se contemplará codos, té y válvulas de corte. Para esto se usará la tabla de equivalencia ubicada en el apartado de anexos. Se hizo uso de accesorios como curva de 90°, te de derivación a ramal, y válvula de globo, el coeficiente se halló según el diámetro de la tubería. Para decidir la cantidad se hizo uso del dibujo realizado en autocad.

Tabla 8*Perdida de carga por accesorio*

Tramos	Diámetro (mm)	Válvula de compuerta	T	Curva 90°
A-B	30	1	-	2
B-B'	18	1	1	2
B-C	25	-	-	-
C-C'	18	1	1	-
C-D	22	-	-	-
D-D'	18	1	1	2
D-E	18	-	-	-
E-E'	18	1	1	-
J'-J	18	1	1	2
J-I	18	-	-	-
I'-I	18	1	1	-
I-H	22	-	-	-
H'-H	18	1	1	2
H-G	25	-	-	-
G'-G	18	1	1	-
G-F	30	3	-	-

Número de accesorios

Mediante el gráfico de equivalencias se encontró los coeficientes de cada accesorio respecto al diámetro de tubería que ocupa.

Tabla 9*Coefficiente válvula*

Tramos	Diámetro (mm)	Coefficiente curvo de 90°	Coefficiente T	Coefficiente Válvula de compuerta
A-B	30	0.82	-	0.36
B-B'	18	0.45	3	0.21
B-C	25	-	-	-
C-C'	18	-	3	0.21
C-D	22	-	-	-
D-D'	18	0.45	3	0.21
D-E	18	-	-	-
E-E'	18	-	3	0.21
J'-J	18	0.45	3	0.21
J-I	18	-	-	-
I'-I	18	-	3	0.21
I-H	22	-	-	-
H'-H	18	0.45	3	0.21
H-G	25	-	-	-
G'-G	18	-	3	0.21
G-F	30	-	-	0.36

Coefficiente de accesorios.

Al multiplicar el coeficiente para el número de veces que se repite en el mismo tramo, se obtiene el total de metros equivalentes por tramo de tubería.

Tabla 10*Equivalente por tramo*

Tramos	Diámetro (mm)	Equivalencia curva de 90° (m)	Equivalencia T (m)	Equivalencia Válvula de compuerta (m)	Total, equivalente (m)
A-B	30	1.64	-	0.36	2.36
B-B'	18	0.9	3	0.21	4.32
B-C	25	-	-	-	-
C-C'	18	-	3	0.21	3.42
C-D	22	-	-	-	-
D-D'	18	0.9	3	0.21	4.32
D-E	18	-	-	-	-
E-E'	18	-	3	0.21	3.42
J'-J	18	0.9	3	0.21	4.32
J-I	18	-	-	-	-
I'-I	18	-	3	0.21	3.42
I-H	22	-	-	-	-
H'-H	18	0.9	3	0.21	4.32
H-G	25	-	-	-	-
G'-G	18	-	3	0.21	3.42
G-F	30	-	-	1.08	1.44

Repetición por tramo

Por último, se encuentra el total de pérdidas de carga por accesorios.

Tabla 11*Perdida por carga*

Tramos	Diámetro (mm)	Total, equivalente (m)	Pérdida de carga por metro (mm. c.a.) (Propilenglicol a 60°C)	Pérdida de carga total (mm.c.a)
A-B	30	2.36	38.25	90.27
B-B´	18	4.32	33.66	145.4112
B-C	25	-	45.9	
C-C´	18	3.42	33.66	115.1172
C-D	22	-	42.84	
D-D´	18	4.32	33.66	145.4112
D-E	18	-	33.66	
E-E´	18	3.42	33.66	115.1172
J´-J	18	4.32	31.02	134.0064
J-I	18	-	31.02	
I´-I	18	3.42	31.02	106.0884
I-H	22	-	39.48	
H´-H	18	4.32	31.02	134.0064
H-G	25	-	42.3	
G´-G	18	3.42	31.02	106.0884
G-F	30	1.44	35.25	50.76
Total, de perdida de carga por accesorios (m.m.c.a.)				1142.2764

Total de pérdida

Una vez hallada la perdida de carga por tramo de tubería, accesorios, y captadores solares se obtuvo la perdida de carga del serpentín, este fue analizado como perdida de carga por tramo de tubería únicamente. Por lo que se hace uso nuevamente del ábaco de pérdida de rozamiento ubicado en la sección de anexos.

Tabla 12

Perdida carga total

Longitud	Caudal (l/h)	Diámetro (mm)	Pérdida de carga por metro (mm. c.a.) (Agua a 45°C)	Velocidad (m/s)	K1	K2	Pérdida de carga por metro (mm. c.a.) (Agua a 60°C)	Pérdida de carga total (mm.c.a)
33	1964	30	25	0.75	1.02	1.5	38.25	126.25

Nota. Abaco de pérdida

Perdida de carga total

$$= 2337.45 \text{ m.m.c.a.} + 348.02 \text{ m.m.c.a.} + 1142.27 \text{ m.m.c.a.} + 1262.25 \text{ m.m.c.a.}$$

$$= 5089.99 \text{ m.m.c.a.} = 5.09 \text{ m.c.a.} = 50 \text{ KPa}$$

Es así como para seleccionar la bomba del primer circuito se obtuvo un caudal de 0.53 l/s, y una pérdida de carga de 50 KPa.

Vaso de expansión

Para hallar el volumen para seleccionar el vaso de expansión fue necesario encontrar el volumen total del sistema, realizando un análisis sencillo de área y volumen, en las tuberías por tramos, además, la del serpentín.

Tabla 13*Vaso de expansión*

Tramos	Longitud (m)	Diámetro (mm)	Área de sección (m²)	Volumen (m³)	Volumen (l)
A-B	15	30	7.07.E-04	1.06.E-02	10.60
B-B'	5	18	2.54.E-04	1.27.E-03	1.27
B-C	2	25	4.19.E-04	9.82.E-04	0.98
C-C'	1	18	2.54.E-04	2.54.E-04	0.25
C-D	4	22	3.80.E-04	1.52.E-03	1.52
D-D'	5	18	2.54.E-04	1.27.E-03	1.27
D-E	2	18	2.54.E-04	5.09.E-04	0.51
E-E'	1	18	2.54.E-04	2.54.E-04	0.25
J'-J	5	18	2.54.E-04	1.27.E-04	1.27
J-I	2	18	2.54.E-04	5.09.E-04	0.51
I'-I	1	18	2.54.E-04	2.54.E-04	0.25
I-H	4	22	3.80.E-04	1.52.E-03	1.52
H'-H	5	18	2.54.E-04	1.27.E-03	1.27
H-G	2	25	4.19.E-04	9.82.E-04	0.98
G'-G	1	18	2.54.E-04	2.54.E-04	0.25
G-F	10	30	7.07.E-04	7.07.E-04	7.07
Intercambiador	33	30	7.07.E-04	2.33.E-02	23.33
Volumen total de la tubería(I)+Volumen intercambiador(l)					53.13

Nota. Volumen total del sistema

Una vez obtenido el volumen en la tubería y el intercambiador, se procedió a calcular el volumen del vaso de expansión.

Tabla 14*Volumen de expansión*

Variable	Cantidad	Descripción
c_{pre}	1.59	Coefficiente de presión del fluido
C_a	0.065	Coefficiente de dilatación del fluido.
V_{cap}	20.4 l	Volumen en el captador solar
$V_{serp+tuuberia}$	53.13 l	Volumen en serpentín y tubería.
V_{vaso}	27.22 l	Volumen vaso de expansión

Nota. Cálculo del volumen del vaso de expansión

Presión de encendido y apagado del tanque hidroneumático

Los valores calculados para la presión de encendido y apagado del tanque hidroneumático fueron 331.78 kPa y 469.68 kPa respectivamente. Estos valores fueron obtenidos a partir de una velocidad de flujo de 1.9 m/s que recorre una tubería de diámetro de 0.03 m.

El sistema hidráulico fue diseñado a partir de tubería PVC de 1" cédula 40, con el caudal máximo probable de 1.34 L/s.

Tabla 15*Presión apagado hidroneumático*

Variable	Cantidad	Descripción
ρ	998.6 $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$	Densidad del agua
g	9.8 $\left[\frac{m}{s^2}\right]$	Gravedad
$P_{interna}$	195.60 kPa	Presión manométrica del inter acumulador
$Z_B - Z_A$	12.66 m	Carga de elevación
v_{agua}	1.9 $\left[\frac{m}{s}\right]$	Velocidad de fluido
k_L	5.4	Coefficiente de pérdidas totales por accesorios
f	0.02	Factor de fricción Darcy
L	12.26 m	Longitud de la tubería
D	0.03 m	Diámetro de la tubería
P_{ON}	331.78 kPa	Presión de encendido del tanque hidroneumático
P_{OFF}	469.68 kPa	Presión de apagado del tanque hidroneumático

Nota. Presión de encendido y apagado

Volumen del tanque hidroneumático

El volumen requerido del tanque hidroneumático a partir de las presiones de encendido y apagado fue de 299.60 Litros.

El volumen y las presiones del tanque, permitieron la selección del mismo, dentro de un catálogo en el mercado, teniendo así un tanque de 80 galones con una presión máximas de 861.84 kPa.

Tabla 16*Volumen hidroneumático*

Variable	Cantidad	Descripción
P_{ON}	331.78 kPa	Presión de encendido del tanque hidroneumático
P_{OFF}	469.68 kPa	Presión de apagado del tanque hidroneumático
Q	$1.34 \left[\frac{L}{s} \right]$	Caudal auxiliar de diseño
N_{ciclos}	20 ciclos/ hora	Ciclos por hora de encendido y apagado del grupo motor bomba
N_{bombas}	1	Número de bombas
R_{aire}	1	Hidroneumático de membrana con revisión periódica de masa de aire
W_{thn}	299.60 L	Volumen de tanque hidroneumático

Nota. Volumen y presión de tanque

Cabezal de la bomba centrífuga

El cabezal de la bomba obtenido fue de 34.68 m a partir de un caudal de 1.34 L/s

Tabla 17*Cabezal de bomba centrífuga*

Variable	Cantidad	Descripción
ρ	998.6 $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$	Densidad del agua
g	9.8 $\left[\frac{m}{s^2}\right]$	Gravedad
P_{on}	331788.52 Pa	Presión de encendido del tanque hidroneumático
$Z_B - Z_A$	0.5 m	Carga de elevación
v_{agua}	0.97 $\left[\frac{m}{s}\right]$	Velocidad de fluido
k_L	4.4	Coefficiente de pérdidas totales por accesorios
f	0.05	Factor de fricción Darcy
L	1.7 m	Longitud de la tubería
D	0.042 m	Diámetro de la tubería
h_{pump}	34.68 m	Altura manométrica de la bomba

Resultado de la altura manométrica de la bomba.

APÉNDICE C- MEMORIA DE CÁLCULOS

Datos de nuestro problema

8 departamentos, 5 personas por cada departamento

Cada departamento cuenta con los siguientes aparatos servidos:

- 2 duchas
- 1 lavabo para máquina de lavar ropa
- 2 lavabos

5 aparatos servidos por cada departamento, 40 aparatos servidos por todo el edificio.

Dotación de consumo diario

La demanda de agua diaria que necesita el edificio residencial de 8 departamentos con familias de 5 personas cada uno, viene dado por:

$$Dot = np * Vp * Fc$$

$$Dot = (40) * (41) * (1.34) = 2200 \text{ l}$$

Dimensiones del cilindro del acumulador

Para el cálculo de las dimensiones del cilindro, se asumió un valor de altura de 2 metros que usualmente es la medida que las casas comerciales distribuyen este tipo de acumuladores.

$$2200 \text{ L} = 2.2 \text{ m}^3$$

$$V = \pi * r^2 * h$$

$$r = \sqrt{\frac{2.2}{2 * \pi}}$$

$$D = 2 * 0.59 = 1.18 \text{ m}$$

Presión interna del acumulador

La presión interna que soporta el tanque es la presión hidrostática del volumen de agua que se va a contener.

$$P_{interna} = P_{atm} + P_{man}$$

$$P_{interna} = P_{atm} + \rho gh$$

$$P_{interna} = 101325 Pa + (1000) * 9.8 * 2$$

$$P_{interna} = 296933 Pa = 43.06 Psi$$

Espesor de la plancha metálica

El cálculo del espesor de la pared del acumulador fue calculado mediante Normativa ASME capítulo VIII división I, UG-27 (Tanques a presión). Esta normativa internacional nos indica que un recipiente a presión estará sometido a esfuerzos circunferenciales y longitudinales. El espesor en función de estos esfuerzos viene dado por:

Tabla 1

Esfuerzos circunferenciales

Cuerpo del recipiente	Cilíndrico
Material	Acero Inoxidable 304
Esfuerzo máximo admisible	25500 Psi
Eficiencia de junta	0.8
Corrosión permisible	0.04
Presión del agua	43.06 Psi

$$t = \frac{P_{interna} * R}{S * E - 0.6 * P} + \text{Corrosión admisible}$$

$$t = \frac{(43.06) * (23.4)}{25500 * 0.8 - 0.6 * (43.06)} + 0.04 = 0.08 \text{ in}$$

Esfuerzos longitudinales

$$t = \frac{P_{interna} * R}{2 * S * E - 0.4 * P} + \text{Corrosión admisible}$$

$$t = \frac{43.06 * 23.4}{2 * 25500 * 0.8 - 0.4 * 43.06} + 0.04 = 0.06 \text{ in}$$

Se selecciona el mayor espesor

Calor requerido para calentar el volumen de agua diario

$$Q = \dot{m} * cp * \Delta T$$

$$Q = 2200 * 4179 * 38 = 349364400 \text{ J/s}$$

Donde:

\dot{m} : Flujo másico $\left[\frac{kg}{s}\right]$

cp : Calor específico del agua $\left[\frac{J}{kg * ^\circ C}\right]$

ΔT : Variación de temperatura $[^\circ C]$

Caudal máximo probable

Para obtener el caudal máximo probable tenemos que:

$$Q_{MP} = k_s * \sum q_{min}$$

Para obtener el coeficiente de simultaneidad (K_s)

$$K_s = \frac{1}{\sqrt{n-1}} + F * (0.04 + 0.04 * \log(\log(n)))$$

Donde:

K_s = coeficiente de simultaneidad, entre 0.2 y 1.0

n = número total de aparatos servidos (40)

F = factor que toma los siguientes valores:

F = 2, para edificios habitacionales

$$K_s = \frac{1}{\sqrt{40-1}} + 2 * (0.04 + 0.04 * \log(\log(40))) = 0.25$$

Para obtener ($\sum q_{min}$):

Caudales instantáneos mínimo de aparatos sanitarios para agua fría

- Ducha = $0.20 \left[\frac{L}{s} \right]$
- Lavabo para máquina de lavar ropa = $0.2 \left[\frac{L}{s} \right]$
- Lavabo = $0.10 \left[\frac{L}{s} \right]$

Caudal instantáneo mínimo de agua fría por cada departamento

- 2 duchas = $2 * 0.20 \left[\frac{L}{s} \right] = 0.40 \left[\frac{L}{s} \right]$
- 1 máquina de lavar ropa = $1 * 0.20 \left[\frac{L}{s} \right] = 0.20 \left[\frac{L}{s} \right]$
- 2 lavabo = $3 * 0.20 \left[\frac{L}{s} \right] = 0.40 \left[\frac{L}{s} \right]$

$$\text{Total} = 0.40 + 0.20 + 0.40 = 1.00 \left[\frac{L}{S} \right]$$

Caudal instantáneo mínimo de agua fría por 8 departamento

$$= 1.00 \left[\frac{L}{S} \right] * 8 = 8 \left[\frac{L}{S} \right]$$

Caudal instantáneo mínimo de agua caliente ($\sum q_{min}$)

Para obtener el caudal instantáneo mínimo de agua caliente por los 8 departamentos se aplica un factor de corrección al valor que calculamos anteriormente

$$\sum q_{min} = 0.67 * (\text{caudal instantáneo mínimo de agua fría})$$

$$\sum q_{min} = 0.67 * 8 \left[\frac{L}{S} \right] = 5.36 \left[\frac{L}{S} \right]$$

Aplicando la fórmula de caudal máximo probable

$$Q_{MP} = k_S * \sum q_{min}$$

$$Q_{MP} = 0.25 * 5.36 = 1.34 \left[\frac{L}{S} \right]$$

Tabla 2

Aparato sanitario

Aparato sanitario	Caudal instantáneo mínimo (L/s)	Presión		Diámetro según NTE INEN 1369 (mm)
		recomendada (m c.a.)	mínima (m c.a.)	
Bañera / tina	0.30	7.0	3.0	20
Bidet	0.10	7.0	3.0	16
Calentadores / calderas	0.30	15.0	10.0	20
Ducha	0.20	10.0	3.0	16
Fregadero cocina	0.20	5.0	2.0	16
Fuentes para beber	0.10	3.0	2.0	16
Grifo para manguera	0.20	7.0	3.0	16
Inodoro con depósito	0.10	7.0	3.0	16
Inodoro con fluxor	1.25	15.0	10.0	25
Lavabo	0.10	5.0	2.0	16
Máquina de lavar ropa	0.20	7.0	3.0	16
Máquina lava vajilla	0.20	7.0	3.0	16
Urinario con fluxor	0.50	15.0	10.0	20
Urinario con llave	0.15	7.0	3.0	16
Sauna, turco, ó hidromasaje domésticos	1.00	15.0	10.0	25

Presión mínima del tanque hidroneumático

Para obtener la presión mínima del tanque hidroneumático se realiza un análisis energético desde el tanque hidroneumático hasta el Intercambiador de calor.

$$P_{on} = \rho * g * \left(\frac{P_{acumulador}}{\rho g} + (Z_B - Z_A) + h_L \right)$$

$$h_L = \frac{v^2}{2g} * \left(k + \frac{f * l}{D} \right)$$

Donde,

$$L = 12.26 [m]$$

$$Z_b - Z_a = 12.66 [m]$$

$$\rho = 999.46 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$$

$$g = 9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$P_{acumulador} = 195608 \text{ Pa}$$

Diámetro de la tubería (D)

V= Velocidad del fluido según normativa NEC=1.9 [m/s]

$$Q_{MP} = Q = \text{Caudal} = 1.34 \left[\frac{L}{s} \right] = 0.00134 \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$Q = V * A$$

$$Q = V * \left(\frac{\pi * D^2}{4} \right)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * Q}{\pi * V}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * (0.00134)}{\pi * (1.9)}} = 0.030[m] = 30[mm]$$

Determinación del factor Darcy (f)

ε = Rugosidad relativa del material a utilizar para la tubería (Plástico PVC): 0.0015 [mm]

D=Diámetro de la tubería = 30 [mm]

V= Velocidad del fluido = 1.9 $\left[\frac{m}{s} \right]$

γ =Viscosidad del agua = $1.08 \times 10^{-6} \left[\frac{m^2}{s} \right]$

- Rugosidad relativa

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.0015 [mm]}{30 [mm]} = 5 \times 10^{-5}$$

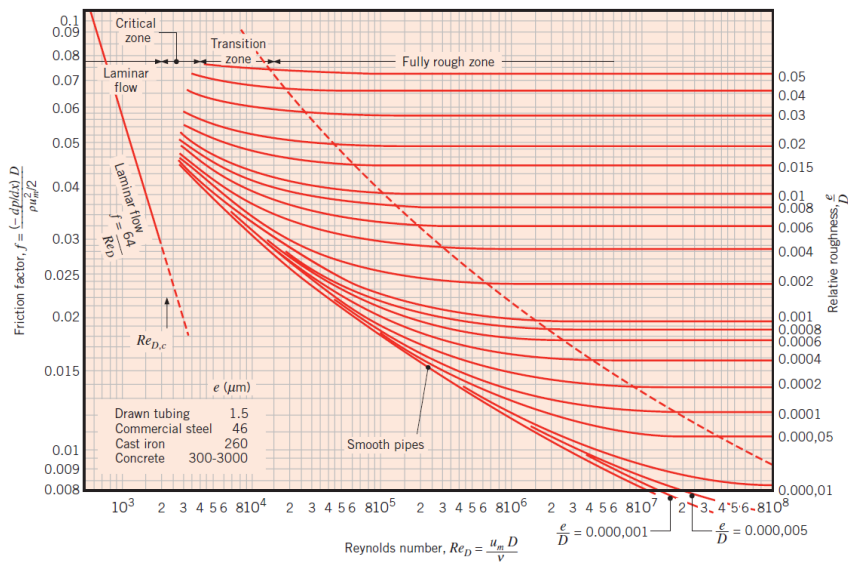
- Reynolds (Re_D)

$$Re_D = \frac{V * D}{\gamma} = \frac{2.5 * 30}{1.08 \times 10^{-6}} = 5.26 \times 10^4$$

Por diagrama de Moody $f = 0.02$

Figura 1

Diagrama de moody



Coefficientes de presi3n por accesorios ($\sum K_{total}$)

- Coeficientes de resistencias para entradas (3ngulo agudo) = 0.5
- V3lvula de bola totalmente abierta = 0.05
- Codos de 90° = 0.9
- V3lvula swing Check = 2.5

$$\sum K_{total} = 2 * (0.5) + 2 * (0.05) + 2 * (0.9) + 2.5 = 5.4$$

Una vez calculado todos los datos necesarios, se calcula la presión mínima del tanque hidroneumático

$$P_{on} = \rho * g * \left(\frac{P_{acumulador}}{\rho g} + (Z_B - Z_A) + \frac{v^2}{2g} * \left(k + \frac{f * l}{D} \right) \right)$$

$$P_{on} = (999.46) * (9.8)$$

$$* \left(\frac{195608}{(999.46) * (9.8)} + 12.66 + \frac{(1.34)^2}{2 * (9.8)} * \left(5.4 + \frac{0.02 * (12.26)}{0.03} \right) \right)$$

$$P_{on} = 331788.52 \text{ Pa} = 48.12 \text{ [Psi]}$$

Presión máxima del tanque hidroneumático

$$P_{m\acute{a}x} = P_{m\acute{i}n} + 20 \text{ [Psi]}$$

$$P_{m\acute{a}x} = P_{off} = 48.12 + 20 \text{ [Psi]} = 68.12 \text{ [Psi]}$$

Volumen de tanque hidroneumático

$$W_{thn} = \frac{19 * R_{aire} * Q_b * (P_{off} + 10.33)}{N_{bomba} * N_{ciclos} * (P_{off} - P_{on})}$$

$$W_{thn} = \frac{19 * 1 * 80.4 * (68.12 + 10.33)}{1 * 20 * (68.12 - 48.12)} = 299.60 \text{ litros} = 79.14 \text{ galones}$$

Tabla 3

Ciclos por hora -bomba

Potencia (HP)	Máximo número de Ciclos / hora	Tiempo mínimo (minutos)
Hasta 10.0	20	3
De 10.0 a 20.0	15	4
De 20.0 a 30.0	12	5
De 30.0 a 50.0	10	6
Desde 50.0	6	10

Cabezal de la bomba centrífuga

$$h_{pump} = \left(\frac{P_{on}}{\rho g} + (Z_B - Z_A) + h_L \right)$$

$$h_{pump} = \left(\frac{P_{on}}{\rho g} + (Z_B - Z_A) + \frac{v^2}{2g} * \left(k + \frac{f * l}{D} \right) \right)$$

Donde,

$$\rho: 999.46 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$$

$$g: 9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$l = 1.7 [m]$$

$$P_{on}: 331788.52 \text{ Pa}$$

$$Z_B - Z_A : 0.5 [m]$$

Velocidad del fluido

D = Diámetro de las tuberías según Normativa = 0.042[m]

$$Q_{MP} = Q = \text{Caudal} = 1.34 \left[\frac{L}{s} \right] = 0.00134 \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$Q = V * A$$

$$V = \frac{Q}{\left(\frac{\pi * D^2}{4}\right)}$$

$$V = \frac{0.00134}{\left(\frac{\pi * (0.042)^2}{4}\right)} = 0.97 \left[\frac{m}{s}\right]$$

Factor de Darcy (f)

ε = Rugosidad relativa del material a utilizar para la tubería (Plástico PVC): 0.0015 [mm]

D=Diámetro de la tubería = 42.2 [mm] = 0.042[m]

V= Velocidad del fluido = 0.97 $\left[\frac{m}{s}\right]$

γ =Viscosidad del agua = $1.08 \times 10^{-6} \left[\frac{m^2}{s}\right]$

- Rugosidad relativa

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.0015 [mm]}{0.042 [mm]} = 0.03$$

- Reynolds (Re_D)

$$Re_D = \frac{V * D}{\gamma} = \frac{0.97 * 0.042}{1.08 \times 10^{-6}} = 37617.17$$

Por diagrama de Moody $f = 0.05$

Coefficientes de presión por accesorios ($\sum K_{total}$)

- Válvula con colador = 0.8
- Válvula de bola totalmente abierta = 0.05
- Codos de 90° = 0.9
- Válvula swing Check = 2.5

$$\sum K_{total} = (0.8) + 4 * (0.05) + 2.5 + 0.9 = 4.4$$

Una vez calculado todos los datos necesarios, se calcula el cabezal mínimo de la bomba hidráulica

$$h_{pump} = \left(\frac{P_{on}}{\rho g} + (Z_B - Z_A) + \frac{v^2}{2g} * \left(k + \frac{f * l}{D} \right) \right)$$

$$h_{pump} = \left(\frac{331788.6}{999.46 * 9.8} + (0.5) + \frac{(0.97)^2}{2 * 9.8} * \left(4.4 + \frac{0.05 * 1.7}{0.042} \right) \right) = 34.68 \text{ m}$$

Pérdidas térmicas del tanque

Datos

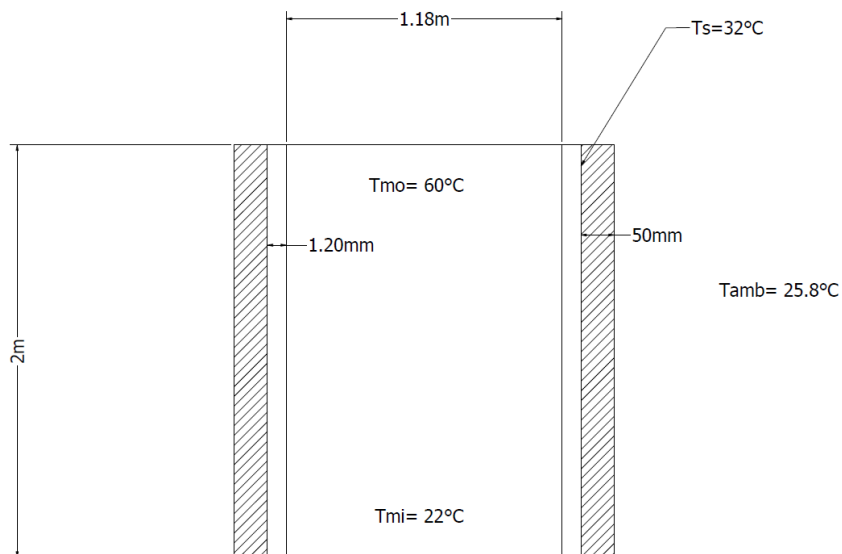
Material de recubrimiento (lana de vidrio, K=0.0035 W/m*k)

Material del tanque (Acero Inox 304, K= 16.3 W/m*k)

Esquemático

Figura 2

Esquemático tanque acumulador



Análisis

$$Q = U * A_S * \Delta T$$

$$Q = \frac{T_{inter} - T_{ext}}{R.Total}$$

$$R.Total = R_{Cond\ material} + R_{Cond\ aislant} + R_{Conv\ natural} + R_{radiación}$$

Resistencia por conducción del material (Acero Inox 304)

$$R_{condu} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 * \pi * K_{material} * L}$$

$$R_{condu} = \frac{\ln\left(\frac{0.5912}{0.59}\right)}{2 * \pi * (16.3) * (2)} = 9.91 * 10^{-6} \left[\frac{k}{W}\right]$$

Resistencia por conducción del aislante

$$R_{condu} = \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2 * \pi * K_{aislnt} * L}$$

$$R_{condu} = \frac{\ln\left(\frac{0.6412}{0.5912}\right)}{2 * \pi * (0.0035) * (2)} = 1.84 \left[\frac{k}{W}\right]$$

Resistencia por convección libre

Propiedades a $T_{\bar{f}}$

- $T_{amb} = 25.8^\circ\text{C}$ (Tabla)
- $T_s = 32^\circ\text{C}$ (Asumida)

$$T_f = \left(\frac{T_{amb} + T_s}{2} \right) + 273.15 = \left(\frac{25.8 + 32}{2} \right) + 273.15 \cong 302.5 \text{ K}$$

$$\gamma = 1.60 * 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

$$\alpha = 2.28 * 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

$$\text{Pr} = 0.707$$

$$K = 26.3 * 10^{-3} \left[\frac{W}{m * K} \right]$$

$$D = 1.28 \text{ m}$$

Obtener el número de Rayleigh

$$Ra_D = \frac{g * \beta * (T_s - T_\infty) * D^3}{\gamma * \alpha}$$

$$Ra_D = \frac{9.8 * \frac{1}{302.05} * (32 - 25.8) * (1.28)^3}{1.60 * 10^{-5} * 2.28 * 10^{-5}} = 1.15 * 10^9$$

Para el cálculo de Nusselt

$$Nu_D = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 * Ra_D^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{\text{Pr}} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_D = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 * (1.15 * 10^9)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{0.707} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 = 116.0$$

Se determina el coeficiente de convección libre

$$Nu_D = \frac{h_0 * D}{K}$$

$$h_0 = \frac{Nu_D * K}{D}$$

$$h_0 = \frac{116 * (26.3 * 10^{-3})}{1.28} = 2.39 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

Resistencia por convección libre

$$R_{Conv \ natur} = \frac{1}{h_0 * A_0} = \frac{1}{h_0 * \pi * D * L} = \frac{1}{2.39 * (\pi * (1.28) * 2)} = 0.05 \left[\frac{K}{W} \right]$$

Resistencia por radiación

- Emisividad= 0.9
- Constante Stephan Boltzmann= $5.67 \times 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 * K^4} \right]$
- $T_{amb} = 25.8^\circ C$ (Tabla)
- $T_s = 32^\circ C$ (Asumida)

Coeficiente de radiación

$$h_{rad} = \varepsilon * \sigma * (T_s^2 + T_{amb}^2) * (T_s + T_{amb})$$

$$h_{rad} = (0.9) * (5.67 \times 10^{-8}) * ((32)^2 + (25.8)^2) * (32 + 25.8) = 5.63 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

Resistencia por radiación

$$R_{radiación} = \frac{1}{h_{rad} * A_0} = \frac{1}{h_{rad} * \pi * D * L} = \frac{1}{5.63 * (\pi * (1.28) * 2)} = 0.02 \left[\frac{K}{W} \right]$$

Pérdidas totales de calor

La temperatura interna del tanque es el promedio de la temperatura de entrada (22°C) y la temperatura de salida (60°C) del tanque, mientras que la temperatura exterior es la temperatura ambiental.

$$Q = \frac{T_{inter} - T_{ext}}{R.Total}$$

$$Q = \frac{41 - 25.8}{9.91 \times 10^{-6} + 1.84 + 0.05 + 0.02} = 7.95 \text{ W}$$

Pérdidas térmicas del colector

Coefficiente en la parte inferior.

$$U_i = \frac{k_i}{l_i}$$

$$U_i = \frac{0,038 \frac{W}{m * K}}{0,05 m}$$

$$U_i = 0,76 \frac{W}{m^2 * K}$$

Coefficiente en la parte lateral.

$$U_l = \frac{k_l A_l}{l_l A_{co}}$$

$$U_l = \frac{0.038 \frac{W}{m * K} * 0.5 \times 10^{-3} m^2}{0.05 m * 2 m^2}$$

$$U_l = 0.19 \frac{W}{m^2 * K}$$

Coefficiente de transferencia de calor en la parte superior.

$$U_s = \left[\frac{N}{\frac{C}{T_{pa}} \left(\frac{T_{pa} - T_a}{N + f} \right)^e + \frac{1}{h_v}} \right]^{-1} + \frac{\sigma(T_{pa} + T_a)(T_{pa}^2 + T_a^2)}{(e_p + 0,00591Nh_v)^{-1} + \frac{2N + F - 1 + 0,133e_p}{e_c} - N}$$

N : Número de cubiertas en el colector solar. (1)

e_p : Emitancia de la placa, en superficies no selectiva $e_p = 0,95$

e_c : Emitancia de la cubierta (vidrio: 0,88)

v : Velocidad del viento. [m/s]. Por la tabla antes mencionada: (2 m/s)

$\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$: Coeficiente de transferencia de Stefan-Boltzmann.

$h_v = 5,7 + 3,8v$: Coeficiente convectivo de transferencia de calor del viento. [$\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$]

(13.3 [$\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$])

T_{pa} Temperatura de la placa que se va a asumir de 70 a 120°C. Se aconseja la temperatura de 90°C (Centro Panamericano de Ingeniería Sanitaria y Ciencias del Ambiente, 2003)

$C = 520(1 - 0,00051\beta^2)$: Para $0^\circ < \beta < 70^\circ$ ($\beta = 15^\circ$)(493,48)

β : Ángulo de inclinación del colector solar. (15°)

$$e = 0,430 \left(1 - \frac{100}{T_{pa}} \right) = 0,31$$

$$f = (1 + 0,089h_v - 0,1166h_v * e_p)(1 + 0,0786N) = 0,766$$

$$U_s = 4,30 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$U = 0,76 \frac{W}{m^2 * K} + 0,19 \frac{W}{m^2 * K} + 4,30 \frac{W}{m^2 * K}$$

$$U = 5,24 \frac{W}{m^2 * K}$$

Factor de eficiencia geométrica.

$$M = \sqrt{\frac{U}{k * \delta}}$$

$$m = \sqrt{\frac{5.24 \frac{W}{m^2 * K}}{385 \frac{W}{m * K} * 0.0002 m}}$$

$$m = 8.25 m^{-1}$$

$$F = \frac{\text{Tanh}\left(\frac{m * (W - D)}{2}\right)}{\frac{m * (W - D)}{2}}$$

$$F = \frac{\text{Tanh}\left(\frac{8.25m^{-1} * (0.116 m - 0.008 m)}{2}\right)}{\frac{8.25m^{-1} * (0.116 m - 0.008 m)}{2}}$$

$$F = 0.94$$

Coefficiente de convección interior en la tubería.

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\nu * D * \pi}$$

Donde:

\dot{m} : Flujo másico. (kg/s)

ν : Viscosidad dinámica. (kg/m*s)

D : Diámetro interior de la tubería de cobre. (m)

$$Re = \frac{4 * 0.0034 \frac{kg}{s}}{0.0008 \frac{kg}{m * s} * 0.008 m * 3.1416}$$

$$Re = 682.37$$

La temperatura a la entrada de cada captador es de 35°C, mientras que la salida es de 70°C.

$$T_{prom} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} = \frac{70^{\circ}C + 35^{\circ}C}{2} = 52.5^{\circ}C$$

En un tubo circular con flujo de calor superficial uniforme y laminar completamente desarrolladas. En número de Nusselt se mantiene constante, sin importar el Re, Pr, y su posición axial. Por lo tanto:

$$Nu = 4.36 = \frac{h * D}{k}$$

Donde:

D : Diámetro interior de la tubería de cobre. (m)

k : Coeficiente de conducción del fluido. (W/mK)

h : Coeficiente de transferencia de calor. (W/m²*K)

$$\frac{4.36 * 0.45}{\frac{W}{m * K}} = h = 247.98 \text{ m}$$

Factor de remoción de calor

$$FR = F' * F''$$

Eficiencia del colector:

$$F' = \frac{1}{\frac{W * U}{D * h * \pi} + \frac{W}{D + (W - D) * F} + \frac{W * U}{C}}$$

Donde:

W : Espacio entre tuberías. (m)

D : Diámetro de tubería. (m)

h : Coeficiente de transferencia global. (W/m² K)

C : Conductancia unión placa-tubo (tubo<3/4=0)

$$F' = \frac{1}{\frac{0.116 \text{ m} * 5.24 \frac{W}{m^2 * K}}{0.008 \text{ m} * 247.98 \text{ m} * \pi} + \frac{0.116 \text{ m}}{0.008 \text{ m} + (0.116 \text{ m} - 0.008 \text{ m}) * 0.94}} = 0.87$$

Factor de flujo:

$$F'' = \frac{m * cp}{A_{co} * U * F'} \left(1 - e^{-\frac{A_{co} * U * F'}{m * cp}} \right) = 0.95$$

$$FR = 0.87 * 0.95$$

$$FR = 0.83$$

Radiación total absorbida por el colector.

$$S = H_t * (\alpha * \tau)$$

$$S = 354.17 \frac{W}{m^2} * (0.95 * 0.88)$$

$$S = 296.09 \frac{W}{m^2}$$

Calor útil

$$Q = 2 \text{ m}^2 * 0.83 * \left[296.09 \frac{W}{m^2} - 5.24 \frac{W}{m^2 * K} * (35 \text{ }^\circ\text{C} - 25.5 \text{ }^\circ\text{C}) \right]$$

$$Q = 404.14 \text{ W}$$

Eficiencia del colector solar

$$\eta = \frac{Q_u}{H_t * A_{co}}$$

$$\eta = \frac{404.14 \text{ W}}{354.17 \frac{W}{m^2} * 2 \text{ m}^2} = 0.57 = 57\%$$

Área de captación

$$A_{CT} = \frac{Q}{H_t * \eta}$$

$$A_{CT} = \frac{97.23 \frac{kwh}{día}}{4.25 \frac{kwh}{día * m^2} * 0.57}$$

$$A_{CT} = 40.13 m^2$$

Longitud del tubo vertical del colector

Se usa propilenglicol de fluido de trabajo: $cp = 3684 \frac{J}{kg * K}$

$$Q = m cp \Delta T$$

$$442.57 W = \dot{m} * 3684 \frac{J}{kg * K} * (75^\circ C - 35^\circ C)$$

$$442.57 W = \dot{m} * 3684 \frac{J}{kg * K} * (70^\circ C - 35^\circ C)$$

$$\dot{m} = \frac{442.57 W}{3684 \frac{J}{kg * K} * (70^\circ C - 35^\circ C)} = 0.00343 \frac{kg}{s}$$

$$\frac{T_s - T_{out}}{T_s - T_{in}} = e^{\frac{-P * L * h}{\dot{m} * cp}}$$

Se debe hallar el coeficiente de convección interno en la tubería.

Temperatura media:

$$T_{pm} = \frac{70^\circ C + 35^\circ C}{2} = 52.5^\circ C$$

Reynolds

$$Re = \frac{4 * \dot{m}}{\pi * D * \mu}$$

$$Re = \frac{4 * 0.00343 \frac{kg}{s}}{\pi * 0.008 m * 0.0018 Pa * s} = 303.27$$

Por lo tanto, el fluido es laminar.

$$Nu = \frac{h * D}{k} = 3.66$$

$$4.36 = \frac{h * 0.008 \text{ m}}{0.45 \frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}}}$$

$$h = \frac{4.36 * 0.45 \frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}}}{0.008 \text{ m}} = 247.98 \text{ m} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

$$\frac{93^{\circ}\text{C} - 70^{\circ}\text{C}}{93^{\circ}\text{C} - 35^{\circ}\text{C}} = e^{\frac{-\pi * 0.008 \text{ m} * L * 247.98 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}}{0.00343 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 3684 \frac{\text{J}}{\text{kg} * \text{K}}}}$$

$$0.40 = e^{-0.48 * L}$$

$$L = 1.88 \text{ m}$$

Caudal por batería.

Ahora bien, se tiene 8 tubos en el colector comercial cada uno mueve un flujo de 0.00343 kg/s.

$$\dot{m} = \rho * Caudal$$

$$\frac{0.00343 \frac{kg}{s}}{1006 \frac{kg}{m^3}} = Caudal$$

$$Caudal \text{ por tubería} = 3.41 \times 10^{-6} \frac{m^3}{s}$$

$$Caudal \text{ por colector} = 3.41 \times 10^{-6} \frac{m^3}{s} * 8 = 97 \frac{l}{h}$$

$$Caudal \text{ por batería} = 2.728 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s} * 5 = 491 \frac{l}{h}$$

$$Caudal \text{ total} = 1.364 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} * 4 = 1964 \frac{l}{h}$$

Factor de corrección por temperatura.

Figura 3

Factores de corrección en temperaturas.

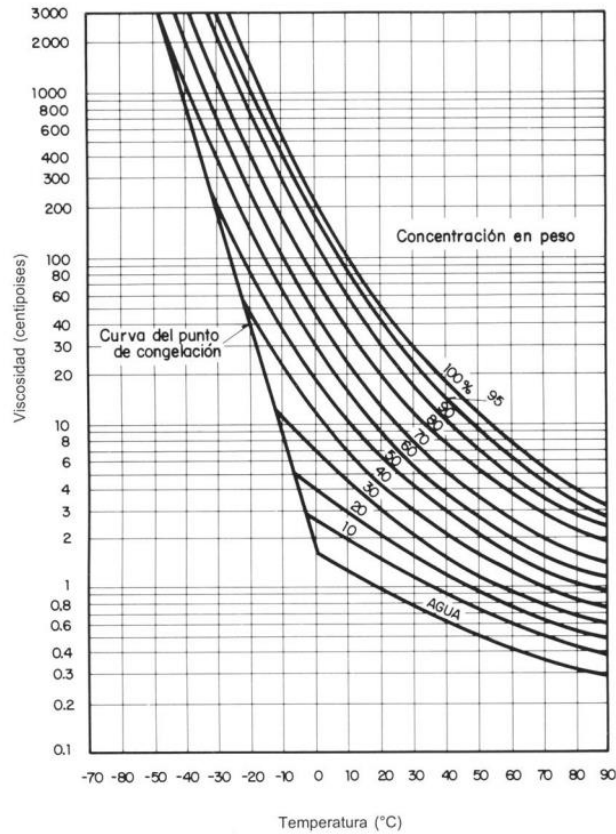
Temperatura del agua (°C)	5	10	20	40	45	50	60	80	90	95
Factor corrector k_1	1,24	1,18	1,09	1,02	1,00	0,99	0,96	0,92	0,91	0,91

La siguiente tabla muestra los factores de corrección para temperaturas medias del agua distintas de 45 °C. Es así como sabiendo que se trabaja a temperaturas de 70°C el factor K_1 será 0.94.

Factor de corrección por fluido de trabajo.

Figura 4

Temperatura vs viscosidad



Donde se interseca la temperatura de trabajo que es de 70°C y la concentración del propilenglicol que es de 40%, sin embargo, como la gráfica es del agua se debe tomar el valor de 60% que hace referencia a una concentración del 60% de agua. Por lo tanto, la viscosidad del agua a 70°C será 0.35. Mientras la viscosidad del propilenglicol al 40% es de 1.8.

$$K2 = \sqrt[4]{\frac{\text{Viscosidad de la mezcla}}{\text{Viscosidad del agua}}} = \sqrt[4]{\frac{1.8}{0.35}} = 1.50$$

Pérdidas térmicas

Se analiza las perdidas térmicas en la longitud de entrada al colector más elevada debido a que es el sector más crítico (J'-J) con 6 metros de longitud.

$$R_{conv} = \frac{1}{2 * \pi * r * h_{conv}} = \frac{1}{2 * \pi * 0.009 \text{ m} * 1170.86 \frac{w}{m^2 * K}} = 0.015 \frac{w}{m * K}$$

$$R_{cond,cobre} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k} = \frac{\ln\left(\frac{0.0098}{0.009}\right)}{2 * \pi * 385 \frac{w}{m^2 * K}} = 3.89 \times 10^{-5} \frac{w}{m * K}$$

$$R_{cond,aislamiento} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 * \pi * k} = \frac{\ln\left(\frac{0.054}{0.0098}\right)}{2 * \pi * 0.034 \frac{w}{m^2 * K}} = 8.02 \frac{w}{m * K}$$

$$R_{conv,ext} = \frac{1}{2 * \pi * r * h_{conv,ext}} = 0.36$$

$$R = R_{conv} + R_{cond,cobre} + R_{cond,aislamiento} + R_{conv,ext} = 8.38 \frac{w}{m * K}$$

$$\frac{Q_{cx}}{L} = \frac{70^{\circ}C - 25.5^{\circ}C}{8.38 \frac{w}{m * K}} = 5.31 \frac{w}{m}$$

Longitud del serpentín acumulador

$$Q_{acumulador} = F U A_{transporte} \Delta T_{ml}$$

Donde:

ΔT_{ml} : Temperatura media logarítmica.

$A_{transporte}$: Área perpendicular al transporte.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{Ss} - T_{Sa}) - (T_{Es} - T_{Ea})}{\ln\left(\frac{(T_{Es} - T_{Ea})}{(T_{Sa} - T_{Ss})}\right)}$$

Donde:

T_{Sa} : Temperatura salida del acumulador (60°C)

T_{Sa} : Temperatura entrada del acumulador (22°C)

T_{Es} : Temperatura de entrada al serpentín (70°C)

T_{Ss} : Temperatura de salida al serpentín (35°C)

$$\Delta T_{ml} = \frac{(70^\circ\text{C} - 60^\circ\text{C}) - (35^\circ\text{C} - 22^\circ\text{C})}{\ln\left(\frac{(70^\circ\text{C} - 60^\circ\text{C})}{(35^\circ\text{C} - 22^\circ\text{C})}\right)} = 11.43^\circ\text{C}$$

$$\frac{1}{U A_{transporte}} = \frac{1}{h_{int} * 2 * \pi * L * r_{int}} + \frac{e_{serpentín} * \ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{k_{serpentín} * 2 * \pi * L * (r_{ext} - r_{int})} + \frac{1}{h_{ext} * 2 * \pi * L * r_{ext}}$$

$$\frac{1}{U A_{transporte}} = \frac{1}{L} * \left(\frac{1}{h_{int} * 2 * \pi * r_{int}} + \frac{e_{serpentín} * \ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{k_{serpentín} * 2 * \pi * (r_{ext} - r_{int})} + \frac{1}{h_{ext} * 2 * \pi * r_{ext}} \right)$$

$$Q_{\text{acumulador}} = F * \frac{1}{L} * \left(\frac{1}{h_{\text{int}} * 2 * \pi * r_{\text{int}}} + \frac{e_{\text{serpentín}} * \ln\left(\frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}}}\right)}{k_{\text{serpentín}} * 2 * \pi * (r_{\text{ext}} - r_{\text{int}})} + \frac{1}{h_{\text{ext}} * 2 * \pi * r_{\text{ext}}} \right) * \Delta T_{ml}$$

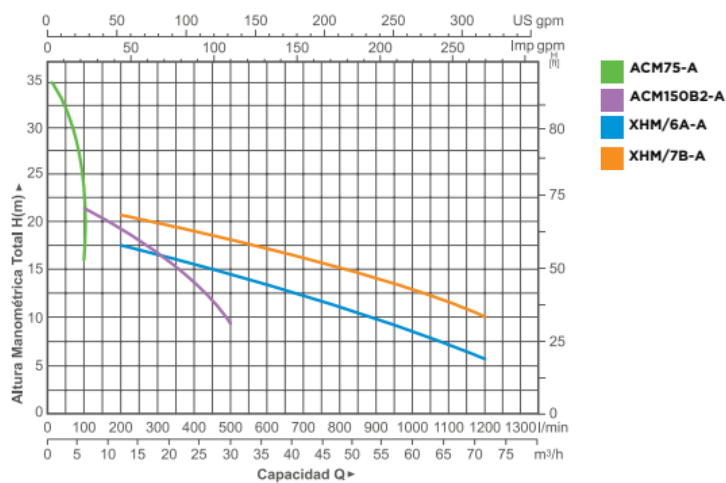
$$L = F * \frac{1}{Q_{\text{acumulador}}} * \left(\frac{1}{h_{\text{int}} * 2 * \pi * r_{\text{int}}} + \frac{e_{\text{serpentín}} * \ln\left(\frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}}}\right)}{k_{\text{serpentín}} * 2 * \pi * (r_{\text{ext}} - r_{\text{int}})} + \frac{1}{h_{\text{ext}} * 2 * \pi * r_{\text{ext}}} \right) * \Delta T_{ml} = 33 \text{ m}$$

APÉNDICE D- BOMBA CIRCUITO RED

La bomba del circuito red, es para el circuito que abastece a los departamentos y viene desde la red de agua, debe ser elegida con 1.34 l/s y 34.68 metros de cabezal.

Figura 1

Gráfica dada por el fabricante para la selección de la bomba.



Por lo que se elige la bomba ACM75-A con un precio de \$240.33

Figura 2

Bomba seleccionada



SKU: ACM75-A
 Bomba Agrícola Centrifuga De 1hp 1
 X 1in 110/220v Leo

[Escribir una reseña](#)

240.33

Unidades

- 1 +

Agregar al carrito

0 Disponible - Entrega a Domicilio

0 Disponible - Retiro en Tienda
 Pintulac Matriz Cotocollao

[Revisar otras tiendas aquí](#)

Con una potencia mecánica de 1 HP. Ahora bien, se hallará la eficiencia:

$$n = \frac{g * \rho * H * Q}{Potencia\ mecánica} = \frac{456\ W}{745\ W} = 62\%$$

Por lo tanto, la bomba trabajará a una eficiencia del 62%

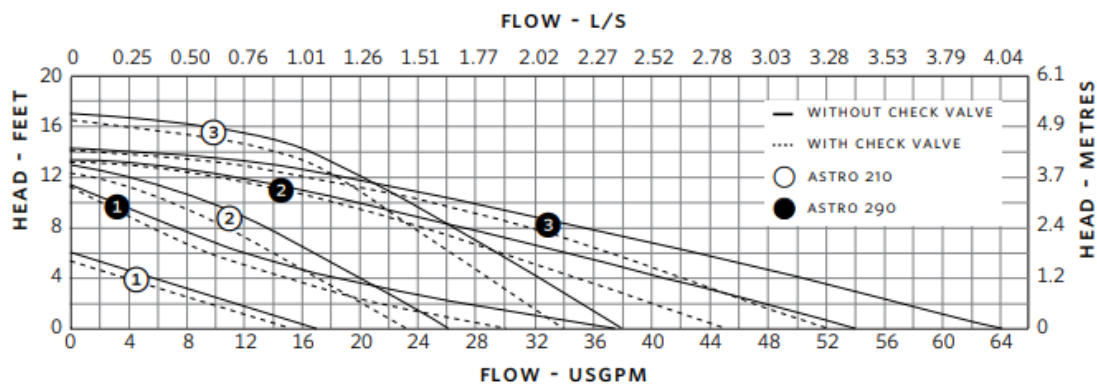
APÉNDICE E- BOMBA CIRCUITO PRIMARIO

La bomba del circuito primario debe ser elegida con 1940 l/h (0.53 l/s) y 5.09 metros de cabezal.

Figura 1

Gráfica dada por el fabricante para la selección de la bomba.

ASTRO 210, 290



Por lo que se elige la bomba Amstrong Astro 210 con un precio de \$514.95

Figura 2

Bomba seleccionada



210CI Cast Iron Circulating Pump

★★★★★ (No reviews yet)

[Write a Review](#)

MPN: 110223-328

AVAILABILITY: This Item Usually Ships The Same Day!

SHIPPING: Free Shipping

\$514.95

QUANTITY:

▼ 1 ▲

Con una potencia mecánica de 1/25 HP. Ahora bien, se hallará la eficiencia:

$$\eta = \frac{g * \rho * H * Q}{Potencia\ mecánica} = \frac{26.59\ W}{29.82\ W} = 89\%$$

Por lo tanto, la bomba trabajará a una eficiencia del 89%

APÉNDICE F- PLANOS

Colector solar

Figura 1

Ensamblaje de los 5 captadores de una batería solar

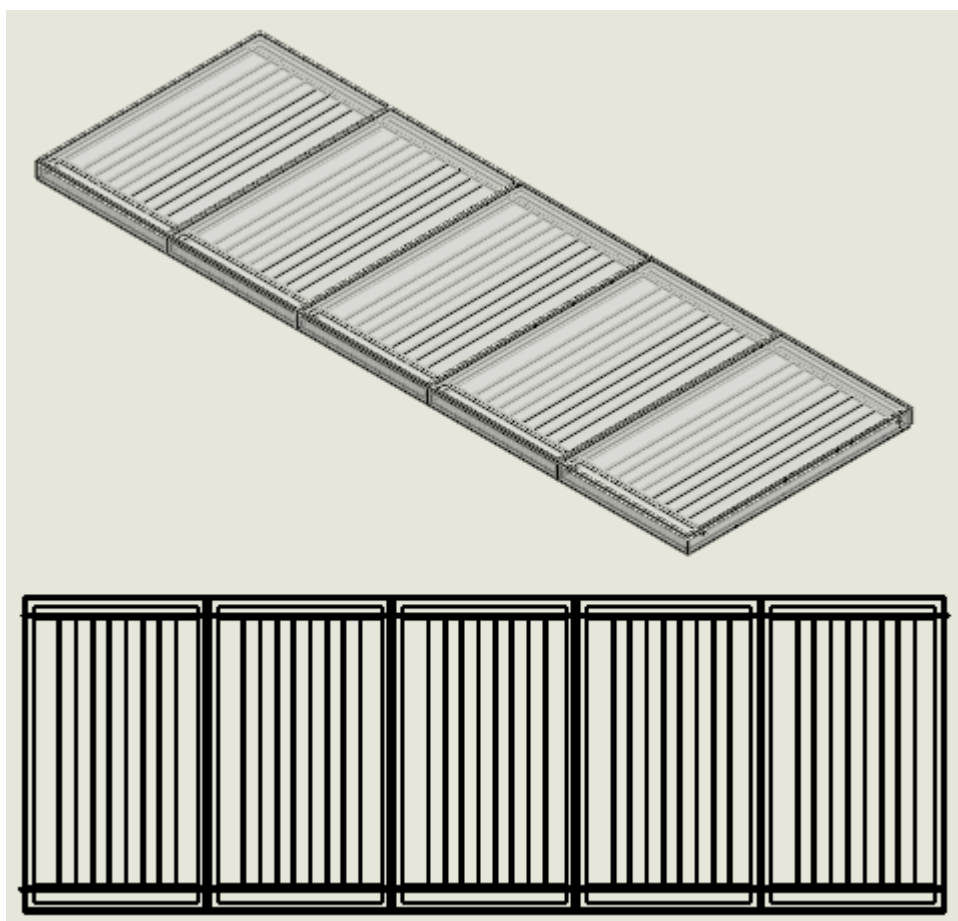
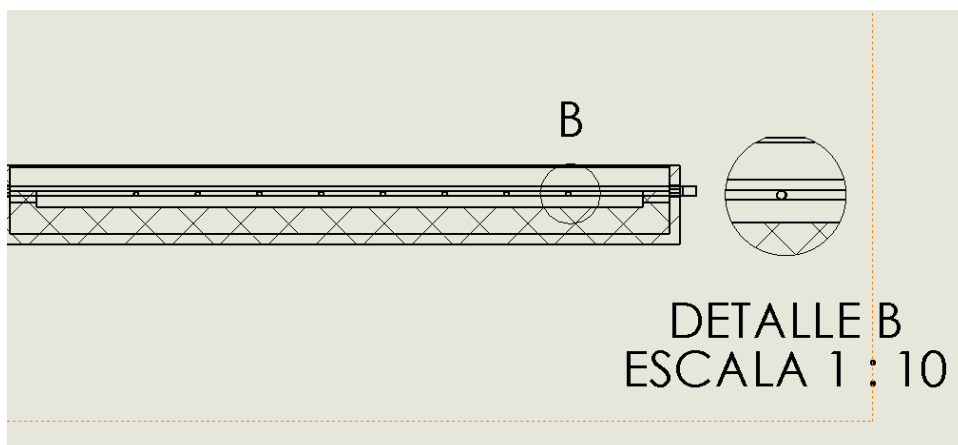
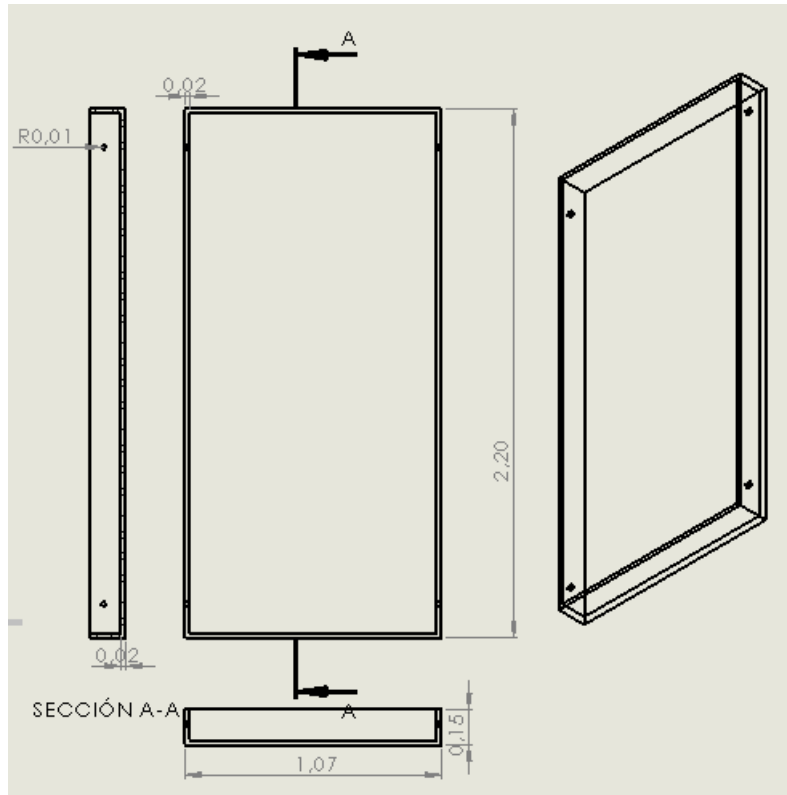


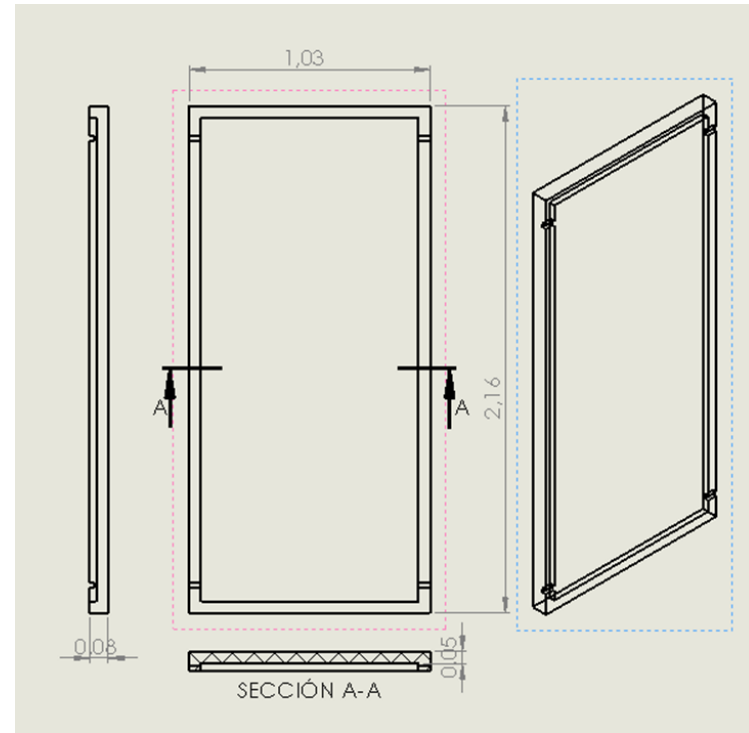
Figura 2

Detalle de la tubería de 8 mm.





Base

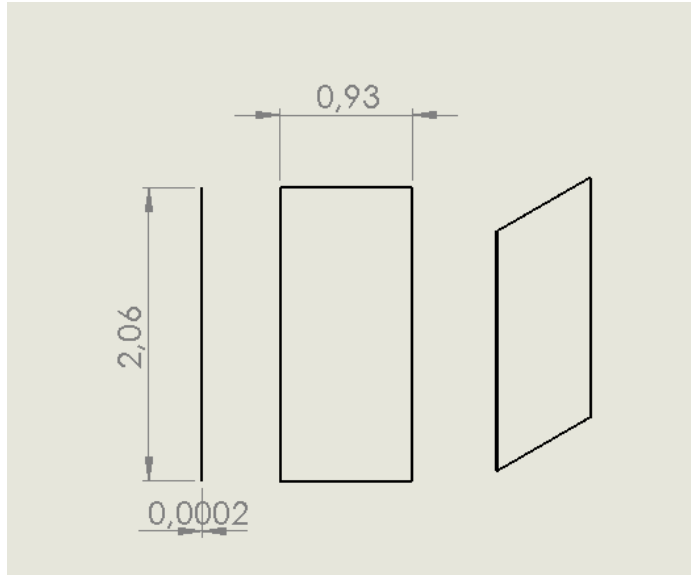


Aislamiento

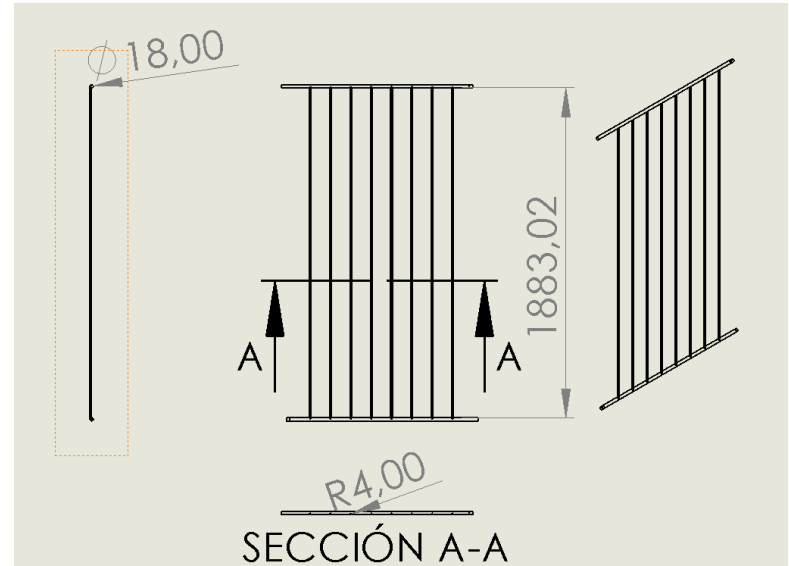
Designed by Felipe Marcillo	Checked by Ing. Francis Loayza	Approved by Ing. Francis Loayza	Date 04/09/2024	
Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción		Partes de colector solar-Base- Aislamiento		
			Edition	Sheet 1 / 1

6 5 4 3 2 1

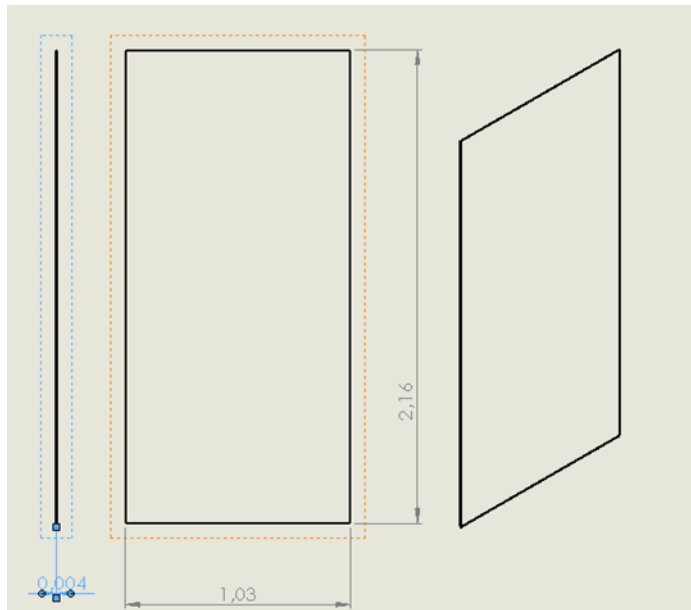
D
C
B
A



Placa absorbente



Parrilla de tubos



Vidrio templado

Designed by Felipe Marcillo	Checked by Ing. Francis Loayza	Approved by Ing. Francis Loayza	Date 04/09/2024	
Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción		Tubos- Placa de vidrio-Placa absorbente		
			Edition	Sheet 1 / 1

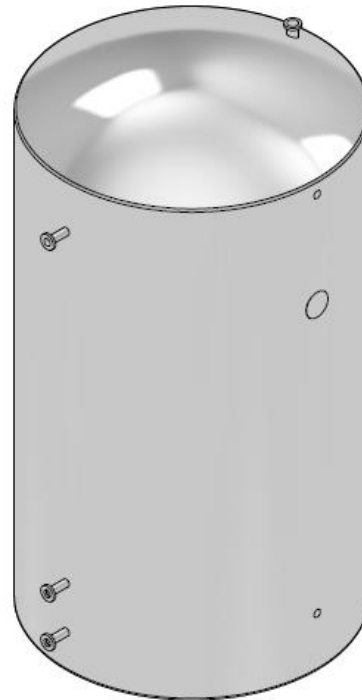
D
C
B
A

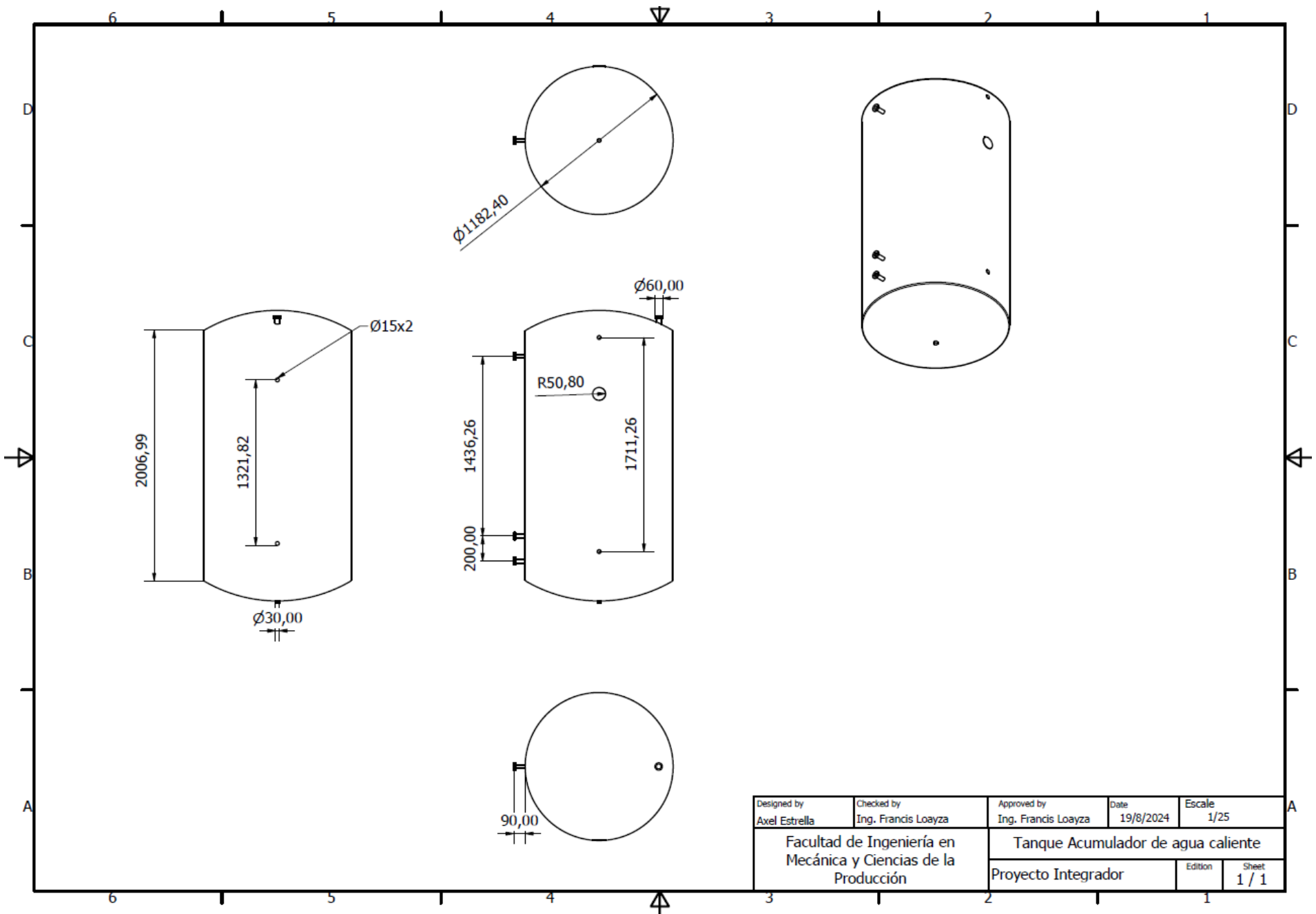
6 5 4 3 2 1

Diseño de tanque acumulador.

Figura 3

Tanque acumulador de 2200 litros





Designed by Axel Estrella	Checked by Ing. Francis Loayza	Approved by Ing. Francis Loayza	Date 19/8/2024	Escala 1/25
Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción		Tanque Acumulador de agua caliente		
		Proyecto Integrador	Edition	Sheet 1 / 1