

Universidad Internacional de La Rioja (UNIR)

ESIT

**Máster Universitario en Gestión Ambiental y
Energética en las Organizaciones**

Diseño de una instalación
solar térmica de ACS para una
vivienda unifamiliar ubicada
en Riobamba-Ecuador

Trabajo Fin de Máster

Presentado por: Cáceres Guerrero, Mauricio A.

Director: Sánchez Prieto, Javier

Ciudad: Quito - Ecuador

Fecha: febrero de 2020

RESUMEN

El diseño eficiente de un sistema solar térmico de placa plana que satisfaga las condiciones medioambientales y de uso para una vivienda unifamiliar ubicada en la ciudad de Riobamba – Ecuador, es el núcleo de esta investigación. Para realizar el diseño de los componentes de la instalación se analizó las condiciones medioambientales y elementos constructivos correspondientes a los propios de la localidad y además se estableció una geometría de acuerdo a normas técnicas del Ecuador. El diseño del captador se realizó a partir del estudio de la eficiencia y la potencia demandada por la vivienda, mientras que el dimensionado del volumen del tanque de acumulación se lo determinó de acuerdo al consumo diario requerido. Como resultado del diseño, se obtuvo un área de captación de 2,09 m², con una eficiencia del captador del 57,46 % y un volumen del tanque de acumulación de 120 L.

Palabras claves: Colector solar, Placa plana, Energía Solar Térmica, Agua caliente Sanitaria, Sistema solar térmico.

ABSTRACT

The efficient design of a flat plate solar thermal system that satisfies the environmental and use conditions for a single-family home located in the city of Riobamba - Ecuador, is the core of this research. To carry out the design of the components of the installation, the environmental conditions and construction elements corresponding to those of the locality were analyzed and a geometry was established in accordance with the technical standards of Ecuador. The design of the collector was made from the study of the efficiency and power demanded by the house, while the dimensioning of the volume of the accumulation tank was determined according to the daily consumption required. As a result of the design, a catchment area of 2.09 m² was obtained, with a collector efficiency of 57.46% and an accumulation tank volume of 120 L.

Keywords: Solar collector, Flat plate, Thermal solar energy, Domestic hot water, Solar thermal system.

ÍNDICE

ÍNDICE.....	3
INDICE DE FIGURAS	8
INDICE DE TABLAS	9
CAPÍTULO 1	10
CONCEPTOS FUNDAMENTALES	10
1.1 INTRODUCCIÓN	10
1.2 OBJETIO GENERAL.....	11
1.2.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	11
1.3 ESTADO ACTUAL DE LAS ENERGÍAS RENOVABLES EN ECUADOR.....	12
1.3.1 ESTADO ACTUAL DE LA ENERGÍA SOLAR TÉRMICA EN ECUADOR.....	13
1.4 PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	14
1.4.1 CONDUCCIÓN	15
1.4.2 CONVECCIÓN.....	15
1.4.2.1 Convección forzada	16
1.4.2.2 Convección natural	16
1.4.2.3 Flujo Laminar	16
1.4.2.4 Flujo Turbulento.....	17
1.4.3 RADIACIÓN	17
1.5 ENERGÍA SOLAR.....	18
1.5.1 RADIACIÓN SOLAR TÉRMICA	18
1.5.1.1 Radiación incidente directa	19
1.5.1.2 Radiación incidente difusa	19
1.5.1.3 Radiación incidente reflejada o de albedo.....	19
1.5.1.4 Radiación incidente global	19
1.6 PROPIEDADES RADIATIVAS DE LA MATERIA	20
1.6.1 COEFICIENTE DE ABSORTANCIA (α).....	20
1.6.2 COEFICIENTE DE REFLECTANCIA (ρ).....	20
1.6.3 COEFICIENTE DE TRANSMITANCIA (τ).....	20
1.6.4 COEFICIENTE DE EMITANCIA (ϵ)	20
1.7 AGUA CALIENTE SANITARIA (ACS)	21
1.8 SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS (SST)	22
1.8.1 COLECTORES SOLARES.....	24
1.8.1.1 Clasificación de los colectores solares.....	25
1.8.1.2 Colector solar plano	25
1.8.2 SISTEMA DE ACUMULACIÓN DE AGUA CALIENTE	27

1.8.2.1	Clasificación de los tanques de almacenamiento	29
1.8.2.2	Partes de los tanques de almacenamiento.....	30
CAPÍTULO 2		31
CARACTERIZACIÓN TERMODINÁMICA DEL COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA....		31
2.1	INTRODUCCIÓN	31
2.1.1	FUNCIONAMIENTO DE UN COLECTOR DE PLACA PLANA.....	32
2.2	CONSIDERACIONES	34
2.3	BALANCE ENERGÉTICO.....	35
2.4	COEFICIENTE GLOBAL DE PÉRDIDAS TÉRMICAS.....	36
2.4.1	COEFICIENTE DE PÉRDIDAS TÉRMICAS INFERIOR	38
2.4.2	COEFICIENTE DE PÉRDIDAS TÉRMICAS LATERAL	39
2.4.3	COEFICIENTE DE PÉRDIDAS TÉRMICAS SUPERIOR	40
2.5	FACTORES DE LA SECCIÓN DEL COLECTOR.....	40
2.5.1	FACTOR DE EFICIENCIA GEOMÉTRICA DE LA PLACA (F).....	42
2.6	FACTOR DE EFICIENCIA DE LA SECCIÓN DE LA PLACA (F')	44
2.6.1	COEFICIENTE DE CONVECCIÓN TUBO – FLUIDO	45
2.6.1.1	Número de Reynolds ReD	45
2.6.1.2	Número de Prandtl.....	45
2.6.1.3	Número de Nusselt NuD	46
2.6.1.4	Coeficiente de transferencia de calor por convección debido al flujo interno en tuberías	46
2.7	FACTOR DE REMOCIÓN DE CALOR.....	48
2.7.1	DISTRIBUCIÓN DE LA TEMPERATURA EN DIRECCIÓN DEL FLUJO	48
2.7.2	FACTOR DE REMOCIÓN DE CALOR Y FACTOR DE FLUJO	49
2.8	EFICIENCIA GLOBAL DEL COLECTOR SOLAR	50
2.8.1	CALOR ÚTIL.....	50
2.8.2	EFICIENCIA GLOBAL.....	50
2.9	TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO Y TEMPERATURA MEDIA DE LA PLACA ABSORBEDORA	51
2.9.1	TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO.....	51
2.9.1.1	Temperatura media del fluido.....	51
2.9.2	TEMPERATURA MEDIA DE LA PLACA	52
CAPÍTULO 3		53
DISEÑO DEL SISTEMA SOLAR TÉRMICO.....		53
3.1	DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	53
3.1.1	FLUIDO CALOPORTADOR	53

3.1.2	OCUPACIÓN DE LAS VIVIENDAS Y DEMANDA DE ACS.....	54
3.1.3	DEMANDA DE ENERGÍA TÉRMICA	55
3.2	DISEÑO DEL CAPTADOR SOLAR.....	56
3.2.1	DATOS METEOROLÓGICOS.....	57
3.2.2	CÁLCULO DE LA DEMANDA	58
3.2.3	TOPOLOGÍA DEL CAPTADOR	59
3.2.3.1	Tubos del captador	59
3.2.3.2	Placa absorbedora.....	60
3.2.3.3	Cubierta	61
3.2.3.4	Aislante Térmico	62
3.2.3.5	Área del captador.....	63
3.2.1	RESULTADOS DEL DISEÑO DEL CAPTADOR.....	63
3.3	DISEÑO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO.....	65
3.3.1	CONSIDERACIONES TÉCNICAS	65
3.3.1.1	Circulación por gravedad o termosifón.....	66
3.3.2	DISEÑO MECÁNICO DEL CILINDRO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO 67	
3.3.2.1	Dimensionado del volumen del cilindro del tanque de almacenamiento...68	
3.3.2.2	Determinación del diámetro y la altura del cilindro del tanque.....68	
3.3.2.3	Determinación del espesor del cilindro del tanque de almacenamiento....71	
3.3.3	SELECCIÓN DEL AISLAMIENTO TÉRMICO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO.....	72
3.3.4	SELECCIÓN DE LA CARCASA DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO.....	73
3.3.5	RESULTADOS DEL DISEÑO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO.....	73
3.4	DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO	74
3.4.1	RECOMENDACIONES PARA SISTEMAS DE CIRCULACIÓN NATURAL	74
3.4.2	DIMENSIONADO DE LAS TUBERÍAS.....	74
3.4.2.1	Determinación del tipo de tubería.....	75
3.4.2.2	Determinación del diámetro de tubería.....	75
3.4.3	SELECCIÓN DE LAS VÁLVULAS Y ACCESORIOS.....	78
3.4.3.1	Válvulas	78
3.4.3.2	Elementos de control	80
3.4.3.3	Vaso de expansión.....	80
3.4.4	RESULTADOS DEL DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO.....	81
3.5	SELECCIÓN DEL SISTEMA DE APOYO.....	82
CAPÍTULO 4		84

ESTUDIO ECONÓMICO DE LA INSTALACIÓN	84
4.1 COSTOS DEL SISTEMA SOLAR TÉRMICO	84
4.1.1 COSTO DE INVERSIÓN.....	84
4.1.1.1 Costo de los componentes.....	84
4.1.1.2 Costo de la instalación del SST.....	85
4.1.2 COSTOS TOTALES DE INVERSIÓN	86
4.1.3 COSTOS ANUALES	86
4.1.3.1 Costo de mantenimiento del SST.....	86
4.2 ANORTIZACIÓN DEL SST	86
4.2.1 AHORRO ANUAL	87
4.2.1.1 Cantidad de combustible ahorrado.....	87
4.2.1.2 Valor monetario ahorrado anualmente	88
4.2.2 VALOR ACTUAL NETO DE LA INSTALACIÓN	88
4.2.2.1 VAN con subsidio de combustible	89
4.2.2.2 VAN sin subsidio de combustible	90
4.3 RENTABILIDAD AMBIENTAL DE LA INSTALACIÓN TÉRMICA	92
CAPÍTULO 5	93
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	93
5.1 CONCLUSIONES	93
5.2 RECOMENDACIONES	95
BIBLIOGRAFÍA	96
ANEXOS.....	103
6.1 ANEXO A.....	104
6.1.1 PROPIEDADES DEL AGUA SATURADA	104
6.2 ANEXO B.....	105
6.2.1 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE UN COLECTOR SOLAR	105
6.3 ANEXO C.....	106
6.3.1 DIMENSIONES DE TUBERÍAS DE COBRE NORMALIZADAS SEGÚN UNE-EN ISO 1057.....	106
6.4 ANEXO D.....	107
6.4.1 EMITANCIA Y ABSORTANCIA DE SUPERFICIES	107
6.5 ANEXO E	108
6.5.1 PROPIEDADES TÉRMICAS DE MATERIALES CONDUCTORES	108
6.5.2 PROPIEDADES TÉRMICAS DE MATERIALES AISLANTES	109
6.6 ANEXO F	110
6.6.1 ESPESORES DE LÁMINAS DE COBRE	110

6.7	ANEXO G.....	111
6.7.1	VALORES DE EMITANCIA DE DIFERENTES MATERIALES TIPICOS DE CONSTRUCCIÓN.....	111
6.7.2	VALORES DE TRANMITANCIA DEL VIDRIO CLARO	111
6.8	ANEXO H.....	112
6.8.1	HOJA DE CÁLCULO DE EXCEL PARA EL DISEÑO DEL CAPTADOR SOLAR 112	
6.9	ANEXO I	113
6.9.1	COMPOSICIÓN QUÍMICA DE PLANCAS DE ACERO INOXIDABLE	113
6.9.2	APLICACIONES DE PLANCAS DE ACERO GALVANIZADO.....	114
6.10	ANEXO J.....	115
6.10.1	CATÁLOGO DE TUBERÍAS DE PVC	115
6.11	ANEXO K.....	116
6.11.1	FACTORES DE EMISIÓN PARA GLP.....	116

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. “Transferencia unidimensional de calor por conducción”	15
Figura 2. “Transferencia de calor por convección”	15
Figura 3. “Esquema de flujo laminar en una tubería”	16
Figura 4. “Esquema de flujo turbulento en una tubería”	17
Figura 5. “Intercambio de radiación entre una superficie y sus alrededores”	17
Figura 6. “Radiación solar incidente”	18
Figura 7. “Valores de demanda de ACS”	22
Figura 8. “Esquema de un Sistema Solar Térmico”	23
Figura 9. “Clasificación de los sistemas solares térmicos”	24
Figura 10. “Clasificación de colectores solares según el índice de concentración”	25
Figura 11. “Partes principales de un colector solar plano”:	26
Figura 12. “Tanque de almacenamiento sin intercambiador”	28
Figura 13. “Esquematización del efecto invernadero”	32
Figura 14. “Esquematización del efecto termosifón”	33
Figura 15. “Esquema de un Colector solar Plano”	33
Figura 16. “Balance de energía en un colector solar”	35
Figura 17. “Esquema de las pérdidas térmicas en el colector solar”	37
Figura 18. “Circuito de térmico en el colector solar”	38
Figura 19. “Esquema de la placa absorbedora”	41
Figura 20. “Factor de Eficiencia Geométrica”	43
Figura 21. “Elemento diferencial de agua dentro del tubo”	48
Figura 22. “Esquema de conexión de una instalación de gravedad (termosifón)”	67
Figura 23. “Cuadro para determinar la dimensión óptima del tanque sometido a presión interna”	70
Figura 24. “Diseño del circuito hidráulico”	81
Figura 25. “Detalle de los accesorios del circuito hidráulico”	81
Figura 26. “Instalación solar térmica con sistema de apoyo convencional instantáneo”	83
Figura 27. “Evolución del VAN, para un valor monetario ahorrado CON subsidio”	90
Figura 28. “Evolución del VAN, para un valor monetario ahorrado SIN subsidio”	91

INDICE DE TABLAS

Tabla 1. “Temperatura diaria media mensual de agua fría para Riobamba”	55
Tabla 2. “Requerimientos de consumo del ACS y propiedades del agua”	55
Tabla 3. “Consumo de agua mensual y demanda de energía térmica para el calentamiento de agua sanitaria en una casa unifamiliar”	56
Tabla 4. “Irradiación global media mensual (MJ/m^2) sobre superficie inclinada a 8° para la ciudad de Riobamba”	57
Tabla 5. “Número medio de horas diarias de sol para latitudes comprendidas entre 25 grados de latitud norte y 25 grados de latitud sur”	57
Tabla 6. “Temperatura ambiente ($^\circ C$) diaria media mensual para la ciudad de Riobamba” ..	57
Tabla 7. “Velocidad del viento (m/s) diario medio mensual para la ciudad de Riobamba”	58
Tabla 8. “Demanda mensual y media diaria de: potencia térmica, Irradiación global y Caudal de ACS para la ciudad de Riobamba”	59
Tabla 9. “Diseño del captador solar de placa plana”	63
Tabla 10. “Determinación del volumen del cilindro del tanque”	68
Tabla 11. “Propiedades del acero inoxidable AISI 304 en planchas”	69
Tabla 12. “Determinación del factor óptimo de longitud”	70
Tabla 13. “Determinación de la altura del cilindro del tanque de almacenamiento”	71
Tabla 14. “Determinación de espesor del cilindro del tanque de almacenamiento”	72
Tabla 15. “Diseño del tanque de almacenamiento”	73
Tabla 16. “Dimensionado de la tubería”	78
Tabla 17. “Accesorios y elementos de control”	82
Tabla 18. “Costo de los componentes del SST”	85
Tabla 19. “Costo de la instalación del SST”	85
Tabla 20. “Costo total de inversión del SST”	86
Tabla 21. “Costo anual de mantenimiento del SST”	86
Tabla 22. “Cálculo de la masa de GLP ahorrada”	88
Tabla 23. “Cálculo del valor monetario ahorrado”	88
Tabla 24. “VAN, CON subsidio”	89
Tabla 25. “VAN, SIN subsidio”	91
Tabla 26. “Emisiones de CO_2 no vertidas a la atmósfera”	92

CAPÍTULO 1

CONCEPTOS FUNDAMENTALES

1.1 INTRODUCCIÓN

La energía solar es un recurso renovable limpio, cuyo potencial es aprovechado para solucionar problemas de demanda energética, como el calentamiento de agua y la generación de energía eléctrica. Hoy en día, la gran demanda de combustibles fósiles y el crecimiento de la contaminación en el planeta, ha llevado al hombre a producir energía a partir de fuentes no convencionales (p ej.: energía solar, eólica, etc.) (Muñoz, 2013). En este sentido, la presente investigación se centra en el diseño de una instalación solar térmica de placa plana para agua caliente sanitaria.

El estudio de calentadores solares se vincula directamente con políticas nacionales e internacionales, específicamente en lo referente al cambio climático y al consumo energético (Carvajal, 2011). Su importancia radica en la necesidad de disminuir el consumo de combustibles fósiles, mejorar la calidad del aire y fundamentalmente disminuir las emisiones de gases de efecto invernadero.

Varios estudios se han enfocado en el área de los captadores solares; así, por ejemplo, Riffat, y otros (2000), realizó estudios sobre colectores, modificando la forma de las placas absorbentes, llegando a determinar experimentalmente su eficiencia térmica. Por otro lado, Sumathy (1999), centró sus estudios teóricos en determinar el rendimiento de captadores planos sometidos a condiciones climáticas propias de Hong Kong. Otros estudios se focalizan en las diferentes formas de placas absorbentes (Shariah, Rousan, Rousan, & Ahmad, 1999) y en la influencia del ángulo de inclinación del captador solar (Shariah, Al-Akhras, & Al-Omari, 2002). La mayor aplicación de estos captadores está el calentamiento de agua doméstica, aunque también se utilizan para procesos de calentamiento en industria (Khalifa, 1999).

En el contexto nacional, el elevado potencial solar que goza el Ecuador es desaprovechando (Corporación para la Investigación Energética, 2008). Paralelamente, para el año 2020, el Estado ha propuesto la inserción de energías alternativas como base para el cambio de matriz energética en Ecuador (Muñoz, 2013). Por ende, se propone diseñar un colector solar de

placa plana para una vivienda unifamiliar ubicada en la serranía del Ecuador, y a su vez, impulsar proyectos para la utilización de energía solar y la implementación de instalaciones eficientes para el calentamiento de agua sanitaria en viviendas. En ese sentido, el presente trabajo queda justificado perfectamente.

Por tanto, las interrogantes fundamentales que guían la presente investigación son:

- ¿Es posible diseñar un colector solar de placa plana eficiente y rentable para calentamiento de agua sanitaria en esta localidad?
- ¿La eficiencia térmica de materiales constructivos locales que influyen en el diseño de colectores solares pueden ajustarse a dicho diseño?

El resolver estas interrogantes generará un aporte en los procesos de diseño de colectores solares para localidades de la serranía del Ecuador.

Ya se ha visto casos de diseño de colectores solares para otras localidades del Ecuador, pero no se encuentra en bibliografía el diseño de un colector solar específico para la localidad de Riobamba, sin embargo, estos textos y las demás normas técnicas servirán de guía para el diseño de dicho colector.

1.2 OBJETIVO GENERAL

Implementar un diseño eficiente y rentable de colector solar de placa plana para calentamiento de agua sanitaria, con materiales de la zona y que satisfaga completamente las condiciones de uso y medioambientales específicas de la localidad de Riobamba - Ecuador.

1.2.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar el área del captador solar que satisface la demanda energética requerida por una vivienda unifamiliar ubicada en la serranía ecuatoriana.
- Fijar el volumen del tanque de almacenamiento necesario para satisfacer el consumo diario de agua caliente sanitaria.
- Dimensionar el diámetro de la tubería suficiente para que no exista pérdidas de carga superiores a las establecidas para una instalación por termosifón.

-
- Establecer la disposición de los componentes, así como sus propiedades térmicas y aislamiento necesario para obtener una mínima pérdida de calor.
 - Seleccionar los elementos de control, protección y seguridad que corresponden a una instalación solar termosifón de circuito abierto.
 - Examinar el costo de la instalación solar térmica, así como su periodo de amortización y su rentabilidad tanto económica como ambiental.

1.3 ESTADO ACTUAL DE LAS ENERGÍAS RENOVABLES EN ECUADOR

Dadas las condiciones geográficas que goza el Ecuador, el potencial para aplicar tecnologías con energías renovables es elevado, sin embargo, las obras que se han implementado en la zona son escasas. Según se reporta en Jacobs, y otros (2013), el mercado de las energías renovables en Ecuador, en el año 2011, creció muy poco, ya que únicamente se destinó la tarifa regulada para: (1) tres proyectos de generación eléctrica con bagazo de caña en la Costa y (2) una granja eólica en Galápagos. Según las proyecciones del CONELEC (Consejo Nacional de Electrificación), lo importante es priorizar las obras hidroeléctricas de gran escala, mientras que hasta el año 2021, las energías renovables no convencionales (ERNC), tendrán una participación de un 7,19 % (incluido las hidroeléctricas de menos de 50 MW de capacidad) (CONELEC, 2013).

Las organizaciones vinculadas al sector eléctrico han estudiado el potencial real de las energías renovables en Ecuador y, además del recurso hidroeléctrico, se han fijado tanto el potencial solar como el potencial eólico mostrados en los correspondientes Atlas.

Actualmente el Ministerio de Electricidad y Energía Renovable (MEER) comanda varias Subsecretarías, entre ellas la Subsecretaría de Energía Renovable y Eficiencia Energética (SEREE), donde se impulsan planes, programas y proyectos enfocados en la eficiencia energética en el Ecuador. El Plan Nacional del Buen Vivir (PNBV) 2009- 2013 fija en su Política 4.3 “Diversificar la matriz energética nacional, promoviendo la eficiencia y una mayor participación de Energías Renovables Sostenibles”; consecutivamente, en el PNBV 2013-2017, promueve en la Política 11.1: “Reestructurar la matriz energética bajo criterios de transformación de la matriz productiva, inclusión, calidad, soberanía energética y sustentabilidad, con incremento de la participación de energía renovable”, donde uno de sus objetivos estratégicos es “Incentivar el uso eficiente y el ahorro de energía, sin afectar la cobertura y calidad de sus productos y servicios” (SENPLADES, 2013).

Para impulsar la generación renovable en el Ecuador, como parte de la política energética fijada, se establecieron varios mecanismos, estos son: incentivos económicos, mecanismos fiscales, instrumentos de mercado, portafolio de energía y objetivos nacionales. De los mecanismos de promoción y financiamiento el más importante y el que generalmente ha demostrado mayor efectividad y eficiencia para incentivar el uso de Energías Renovables, es el conocido como el Feed-in Tariff o de tarifa regulada.

Para el año 2020, con respecto a las energías renovables no convencionales, se espera que al menos un 2 % del total de la generación eléctrica incluya las tecnologías eólica, solar y biomasa. A pesar de aquello están implícitos varios obstáculos que frenan la promoción e implementación de energías renovables en el territorio, que van desde la falta de voluntad política hasta las barreras económicas (Peláez & Espinoza, 2015).

A continuación, se enumerarán varias acciones más relevantes de eficiencia energética que se ha tomado en el sector eléctrico ecuatoriano, a nivel residencial e industrial, estas son: (1) Programa de “focos ahorradores”, (2) Programa Renova (Refrigeradoras eficientes), (3) Programa de Cocinas de Inducción, (4) Eficiencia Energética en el Sector Industrial, (5) Alumbrado Público Eficiente y (6) Nuevo esquema tarifario. Hay que mencionar que la estrategia para todos estos programas es clara, ya que se busca crear simultáneamente la normativa (legal) y el incentivo (económico) y, de ser el caso, establecer limitaciones a prácticas o tecnologías no deseadas:

1.3.1 ESTADO ACTUAL DE LA ENERGÍA SOLAR TÉRMICA EN ECUADOR

Lamentablemente en el Ecuador, la energía solar térmica para calentamiento de agua no ha tenido cabida, a pesar de las excelentes condiciones climáticas del país para el desarrollo de este tipo de tecnología; esto se debe a que las fuentes de energía que utilizan las tecnologías convencionales, como el calefón a gas y la ducha eléctrica, se encuentran subvencionadas por el Estado, lo que ocasiona que los paneles solares térmicos no puedan competir en costos con las tecnologías convencionales (Sánchez J. , 2013).

A pesar que Ecuador no posee ningún proyecto termosolar, se está estudiando las potenciales zonas donde pueda ser relevante la implementación de estas tecnologías. Como punto de partida, en el año 2015, el Instituto Nacional de Eficiencia Energética y Energía Renovable (INER), en convenio con la Universidad de Cuenca, han propuesto un proyecto de investigación que se ocupará de la “Elaboración de un mapa de irradiación solar directa normal

y análisis de aplicaciones industriales, viabilidad tecno-económica e impacto ambiental de sistemas termosolares híbridos para el Ecuador” (Peláez & Espinoza, 2015). Otros avances en cuanto a la utilización de energía solar térmica son el Programa de la Alianza en Energía y Ambiente con la Región Andina junto con el Instituto Interamericano de Cooperación para la Agricultura que llevó agua caliente sanitaria al Páramo ecuatoriano. En otra iniciativa, el MEER y el Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda (MIDUVI) entregaron colectores solares a la población. A escala nacional son 2.632 las viviendas beneficiadas con la instalación de estos colectores otorgados a las viviendas financiadas por el bono de la vivienda a través del MIDUVI (SOPELIA, 2016).

En lo que corresponde al área de cobertura y la cantidad de proyectos instalados, una de las tecnologías de energía renovable no convencionales en las que menos se ha trabajado en el país, es la energía solar. En ese sentido, las obras que incluyen esta fuente de energía son generalmente a pequeña escala y aisladas. Ya que el potencial energético solar en nuestro país es notable, merece un mayor interés por parte del Estado, tanto en investigación como en desarrollo, ya sea por inversión directa o creando estímulos para que la industria particular pueda interesarse en este campo. Dicho estímulo podría cobijar también a proyectos domésticos, donde los sistemas solares para calentamiento de agua sanitaria, tendrían un alto impacto no solo en el ahorro energético del hogar, sino también en la economía nacional (Peláez & Espinoza, 2015).

1.4 PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El calor se define como la transferencia de energía a través de la frontera de un sistema, debido a la diferencia de temperatura entre el sistema y su entorno; es decir, que la transferencia de calor es el intercambio de energía de las partículas más energéticas (más calientes) a las menos energéticas (más frías).

Las sustancias que están más calientes se enfrían y las que están más frías se calientan y hasta alcanzar una temperatura común. Este equilibrio térmico se lleva a cabo de tres maneras: por conducción, convección y radiación (Silva, 2011).

1.4.1 CONDUCCIÓN

La conducción es el mecanismo de transferencia de calor en escala atómica a través de la materia por actividad molecular, por el choque de unas moléculas con otras, donde las partículas más energéticas le entregan energía a las menos energéticas, produciéndose un flujo de calor desde las temperaturas más altas a las más bajas (Incropera & DeWitt, 1999).

La propiedad física de los materiales que determina su capacidad para conducir calor se la conoce como conductividad térmica.

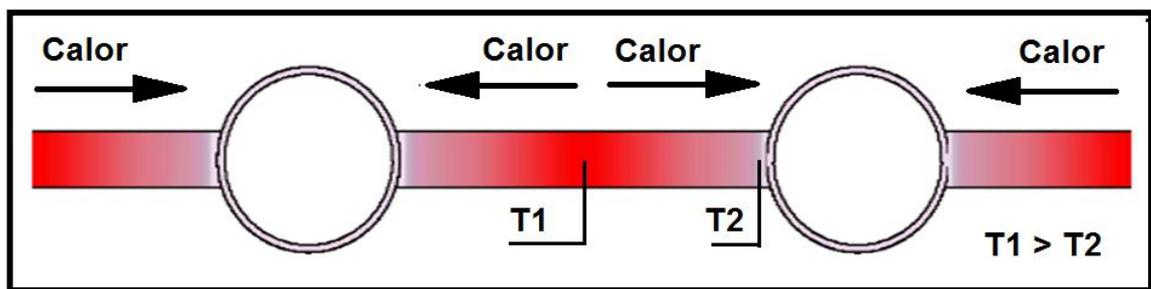


Figura 1. "Transferencia unidimensional de calor por conducción"
(Fuente propia)

1.4.2 CONVECCIÓN

La convección es el proceso de transferencia de calor asociado al desplazamiento de un fluido, producto del movimiento de las macropartículas del líquido o del gas desde una región de mayor temperatura a otra región de menor temperatura. Durante este proceso, el calor se transfiere simultáneamente por conducción y convección.

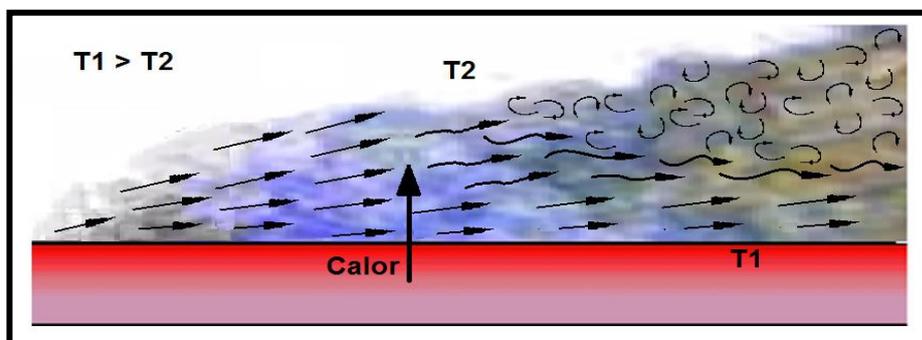


Figura 2. "Transferencia de calor por convección"
(Fuente propia)

El proceso de transferencia de calor por convección se puede clasificar de acuerdo al origen del movimiento del flujo, así:

1.4.2.1 Convección forzada

En la convección forzada el movimiento del líquido o gas es impulsada por un agente externo al proceso (p. ej.: bombas, ventiladores, viento, entre otros).

1.4.2.2 Convección natural

En la convección natural el movimiento se debe a la diferencia de pesos específicos entre las partículas calientes y frías del fluido (Incropera & DeWitt, 1999). La intensidad de la convección natural está completamente determinada por las condiciones térmicas del proceso y de los elementos que intervienen; la forma, posición, dimensiones de la superficie, las propiedades del fluido y el tipo de flujo son parámetros que influyen directamente en el proceso de transferencia de calor por convección.

El comportamiento del fluido con flujo permanente en conductos cerrados se distingue en dos tipos de flujo: Flujo laminar y flujo turbulento.

1.4.2.3 Flujo Laminar

Se llama flujo laminar al movimiento de un fluido cuando éste es ordenado, estratificado y suave. El fluido se mueve en láminas paralelas sin entremezclarse y cada partícula sigue una trayectoria suave, llamada línea de corriente.

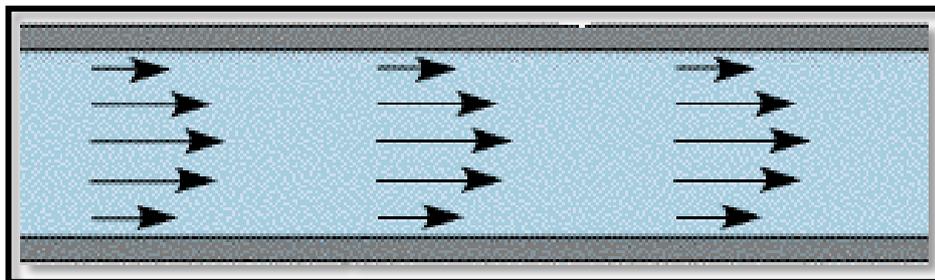


Figura 3. "Esquema de flujo laminar en una tubería"
(González, 2014)

1.4.2.4 Flujo Turbulento

Se conoce como flujo turbulento al movimiento de un fluido que se da en forma caótica, en el cual las partículas se mueven desordenadamente y las trayectorias forman pequeños remolinos aperiódicos (no coordinados).

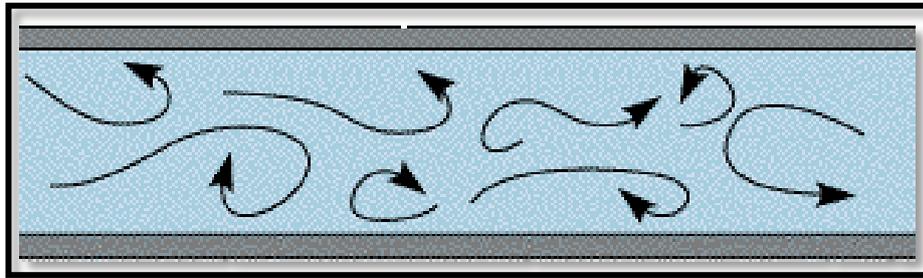


Figura 4. "Esquema de flujo turbulento en una tubería"
(González, 2014)

1.4.3 RADIACIÓN

La radiación térmica es la energía emitida por la materia, que se encuentra a una temperatura finita, sin importar el estado de la materia.

La energía del campo de radiación es transportada por ondas electromagnéticas; mientras que la transferencia de energía por conducción o por convección requiere la presencia de un medio material; la radiación no necesita de este medio, de hecho, la transferencia de calor por radiación ocurre de manera más eficiente en el vacío.

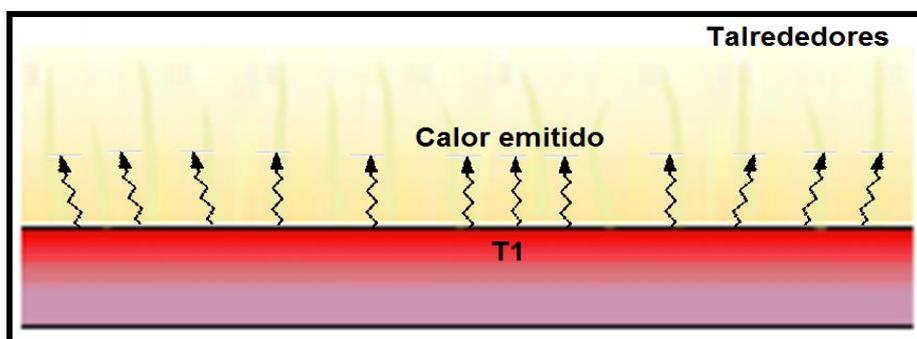


Figura 5. "Intercambio de radiación entre una superficie y sus alrededores"
(Fuente propia)

Un caso especial que ocurre con frecuencia, implica el intercambio de radiación entre una superficie pequeña y una superficie isotérmica mucho más grande que rodea por completo a la pequeña (Incropera & DeWitt, 1999).

La transferencia de calor por radiación en la superficie pequeña, se la analiza bajo la suposición que la absorptancia (α) es igual a la emitancia (ϵ).

1.5 ENERGÍA SOLAR

Es la energía radiante que resulta de las múltiples reacciones nucleares generadas en el sol. Como recurso energético, esta energía que llega a la tierra por medio de fotones, se compone simplemente por la porción de luz que emite el Sol y que es interceptada por la Tierra.

1.5.1 RADIACIÓN SOLAR TÉRMICA

La radiación solar térmica está formada por una mezcla de ondas electromagnéticas de diferentes frecuencias. Las longitudes de onda comprendidas entre 0,4 y 0,7 μm , pueden ser detectadas por el ojo humano, constituyendo la luz visible; mientras que la radiación no visible, hacen notar sus efectos solamente al ceder su energía a los cuerpos expuestos (Castro, 2011).

La radiación solar que alcanza a la superficie de la tierra no es uniforme, varía de forma aleatoria siguiendo diversos efectos provocados por la atmósfera terrestre.

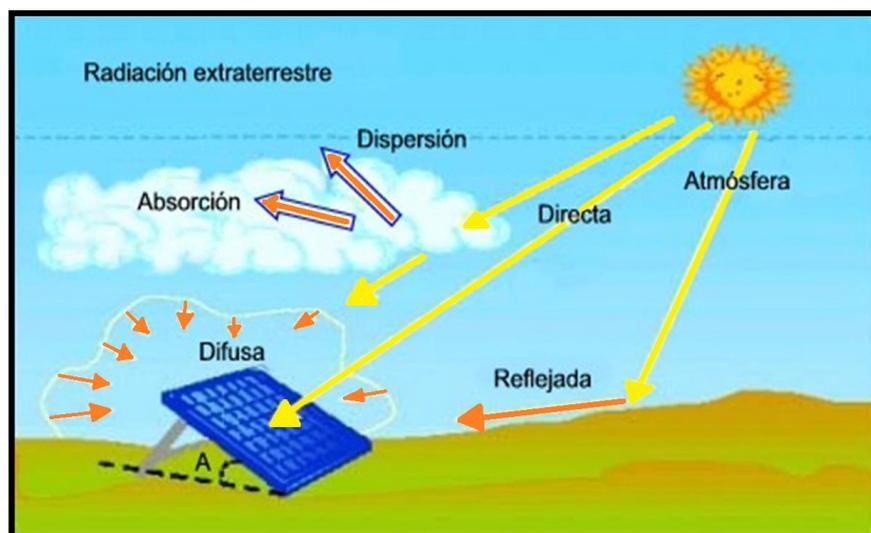


Figura 6. "Radiación solar incidente"
(Eco Potencia, 2014)

La Figura 6 muestra la desintegración de la radiación solar al atravesar la atmósfera; una gran parte de esta radiación es absorbida o dispersada en la atmósfera debido a la polución o nubosidad.

En la superficie terrestre la radiación solar incidente, se puede descomponer en tres formas: directa, difusa y reflejada.

1.5.1.1 Radiación incidente directa

Es aquella que llega a la superficie terrestre, sin haber sufrido ningún cambio de dirección por reflexión o difusión.

1.5.1.2 Radiación incidente difusa

Se produce como consecuencia de la dispersión de la radiación solar que llega a la atmósfera y cuya dirección ha sido modificada por diversas circunstancias: densidad atmosférica, partículas u objetos con los que chocan, nubes, entre otras. Por sus características esta luz se considera venida de todas direcciones (Eco Potencia, 2014).

1.5.1.3 Radiación incidente reflejada o de albedo

Es la radiación solar reflejada por el suelo. La cantidad de radiación reflejada depende del coeficiente de reflexión de la superficie. Por otra parte, las superficies horizontales no reciben ninguna radiación reflejada, mientras que las superficies verticales son las que más radiación reciben.

1.5.1.4 Radiación incidente global

Es la suma de las radiaciones incidentes directa, difusa y reflejada. Esta irradiación es la que efectivamente se mide con el Piranómetro de radiación global.

1.6 PROPIEDADES RADIATIVAS DE LA MATERIA

1.6.1 COEFICIENTE DE ABSORTANCIA (α)

Conocido también como coeficiente de absorción; es la propiedad que representa la porción de radiación solar que puede absorber un material.

1.6.2 COEFICIENTE DE REFLECTANCIA (ρ)

Representa la fracción de la radiación solar que es reflejada por una superficie. Se lo conoce también como coeficiente de reflexión.

1.6.3 COEFICIENTE DE TRANSMITANCIA (τ)

Es el porcentaje de la radiación solar que es transmitida a través de la superficie. Se lo llama también coeficiente de transmisión.

1.6.4 COEFICIENTE DE EMITANCIA (ϵ)

La emitancia de un material representa la proporción entre la energía radiada por dicho material y la energía que radiaría un cuerpo negro ideal, dada la misma temperatura y con la misma superficie. En ese sentido, el coeficiente de emitancia, es una medida de la capacidad que tiene un material para emitir energía radiante. Si asignamos al cuerpo negro ideal un valor de 1, entonces cualquier objeto real tiene una emitancia mayor a 0 y menor a 1.

De acuerdo a la ley de Kirchhoff, para un objeto en equilibrio térmico la emitancia es igual a la absorptancia, de tal manera que un objeto que absorbe menos radiación de la que incide sobre él también emite menos radiación que un cuerpo negro ideal; esto se conoce como el supuesto del cuerpo gris (Eco Potencia, 2014) . Por el Principio de Conservación de la Energía se tiene que:

$$G = G_{\alpha} + G_{\rho} + G_{\tau} \quad (1.1)$$

Donde:

G = Radiación solar total incidente [W/m^2]

G_{α} = Radiación solar absorbida [W/m^2]

 $G\rho = \text{Radiación solar reflejada [W/m}^2\text{]}$ $G\tau = \text{Radiación solar transmitida [W/m}^2\text{]}$

Al dividir la ecuación (2.1) por G , se puede encontrar los coeficientes que describen de las propiedades radiativas de la materia:

$$1 = \alpha + \rho + \tau \quad (1.2)$$

1.7 AGUA CALIENTE SANITARIA (ACS)

El agua caliente sanitaria (ACS) es agua destinada a consumo humano (potable) que ha sido calentada. Se utiliza para usos sanitarios (baños, duchas, etc.) y para otros usos de limpieza (fregado de platos, lavadora, lavavajillas, fregado de suelos). En términos energéticos, la ACS es una componente importante a tener en cuenta, ya que representa entre un 25 y un 40% del consumo energético de las viviendas (Energía Solar, 2018).

La producción de agua caliente sanitaria es la principal y más popular aplicación de los sistemas de baja temperatura para el sector doméstico (Sánchez M. , 2014).

Como prevención de la Legionelosis (Enfermedad causada por la bacteria Legionela, que vive libre en el ambiente y está presente en todos los hábitats acuáticos: aguas superficiales de lagos, ríos, estanques, aguas termales.), el ACS que se obtiene a través de un calentador solar con acumulación y recirculación, deberá estar almacenada a una temperatura igual o superior a los 70 °C (ATECYR, 2010).

Para consumo doméstico, se recomienda que la temperatura de confort oscile entre 35 y 39 °C, que se alcanza al mezclar el agua caliente que proviene del calentador con el agua fría de la red, pues con una temperatura superior a los 40 °C se corre el riesgo de irritar la piel, además representa un gasto energético adicional del 6% y acelerará el proceso de formación de carbonato de calcio en el interior del sistema (Castro, 2011).

A continuación, en la Figura 7, se especifica datos de consumo de agua caliente sanitaria por día, a tener presente por persona para varias aplicaciones.

CRITERIO DE CONSUMO	Fuente: CENTRO DE INVESTIGACIONES Y DESARROLLO TECNOLÓGICO TIMEESCI – ECUADOR, 2009	Fuente: CÓDIGO TÉCNICO DE LA EDIFICACIÓN. MINISTERIO DE FOMENTO, ESPAÑA, 2005	
	LITROS ACS/DIA A 55 °C	LITROS ACS/DIA A 60 °C	
VIVIENDAS UNIFAMILIARES	80	30	POR PERSONA
VIVIENDAS MULTIFAMILIARES	55	22	POR PERSONA
HOSPITALES Y CLINICAS	100	55	POR CAMA
HOTELES ****	100	70	POR CAMA
HOTELES ***	80	55	POR CAMA
HOTELES Y HOSTALES **	60	40	POR CAMA
RESIDENCIAS (ANCIANOS, ESTUDIANTES), ETC	70	55	POR CAMA
VESTUARIOS/DUCHAS COLECTIVAS	25	15	POR SERVICIO
ESCUELAS	5	3	POR ALUMNO
CUARTELES	25	20	POR PERSONA
FABRICAS Y TALLERES	20	15	POR PERSONA
OFICINAS	2	3	POR PERSONA
GIMNASIOS	15	20 A 25	POR USUARIO
LAVANDERIAS	5	3 A 5	POR KILO DE ROPA
RESTAURANTES	5	5 A 10	POR COMIDA
CAFETERIAS	1	1	POR ALMUERZO

Figura 7. “Valores de demanda de ACS”
(Comité Ejecutivo de la Norma Ecuatoriana de Construcción, 2011)

1.8 SISTEMAS SOLARES TÉRMICOS (SST)

Un sistema solar térmico aprovecha la energía radiante del sol (ondas visibles e infrarrojas), a través de componentes que se encargan de captar y transferir dicha energía a un fluido acumulador denominado “calo-portador”. Para la circulación del fluido calo-portador, se aprovecha el efecto termosifón, sin embargo, existen instalaciones donde el tanque de almacenamiento está separado del colector y es necesario impulsar el fluido mediante bomba (circulación forzada).

El efecto termosifón se basa en la variación de densidad del fluido, cuando las masas de agua caliente se muevan hacia arriba y desplazan a las masas de agua fría, hacia abajo (Carvajal, 2011).

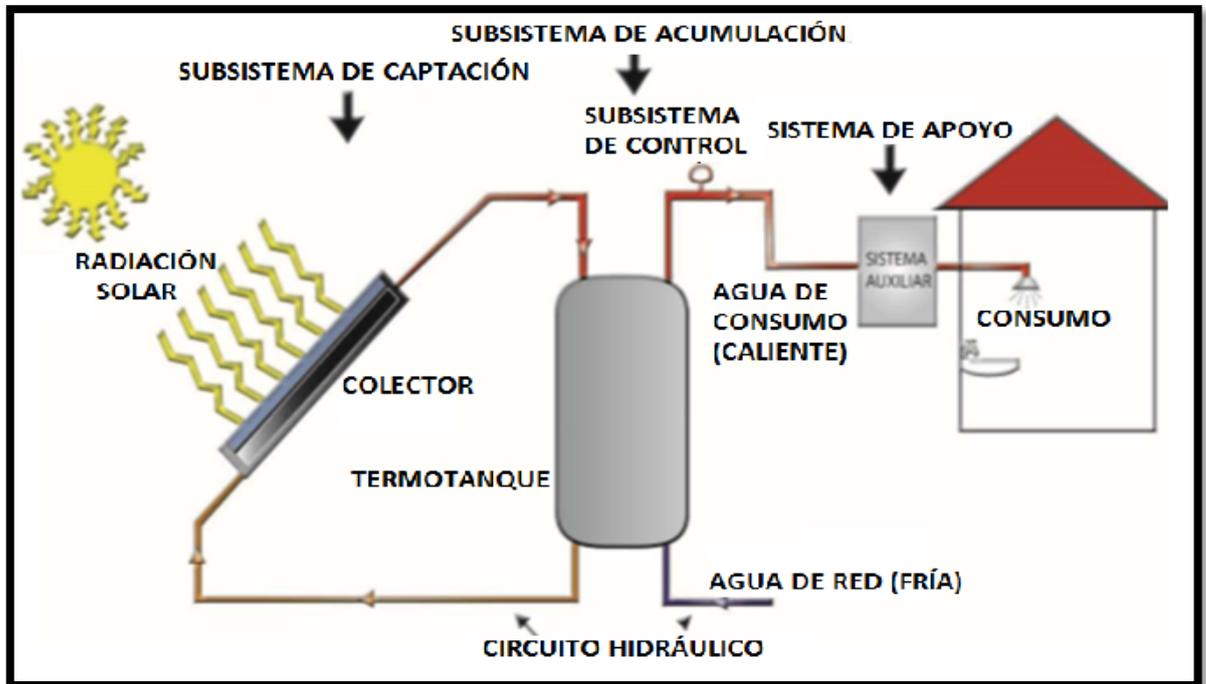


Figura 8. "Esquema de un Sistema Solar Térmico"
(Comité Ejecutivo de la Norma Ecuatoriana de Construcción , 2011)

Como se ve en la Figura 8, un SST para calentamiento de agua sanitaria, está conformado por los siguientes componentes principales:

- Colector solar plano,
- Tanque de almacenamiento,
- Sistema de control,
- Acometidas hidráulicas con los elementos de seguridad,
- Sistema de apoyo.

Los sistemas solares térmicos, dependiendo de la temperatura a alcanzar, pueden aprovechar de forma activa la energía solar térmica de tres formas: Sistemas de alta temperatura, sistemas de media temperatura y sistemas de baja temperatura.

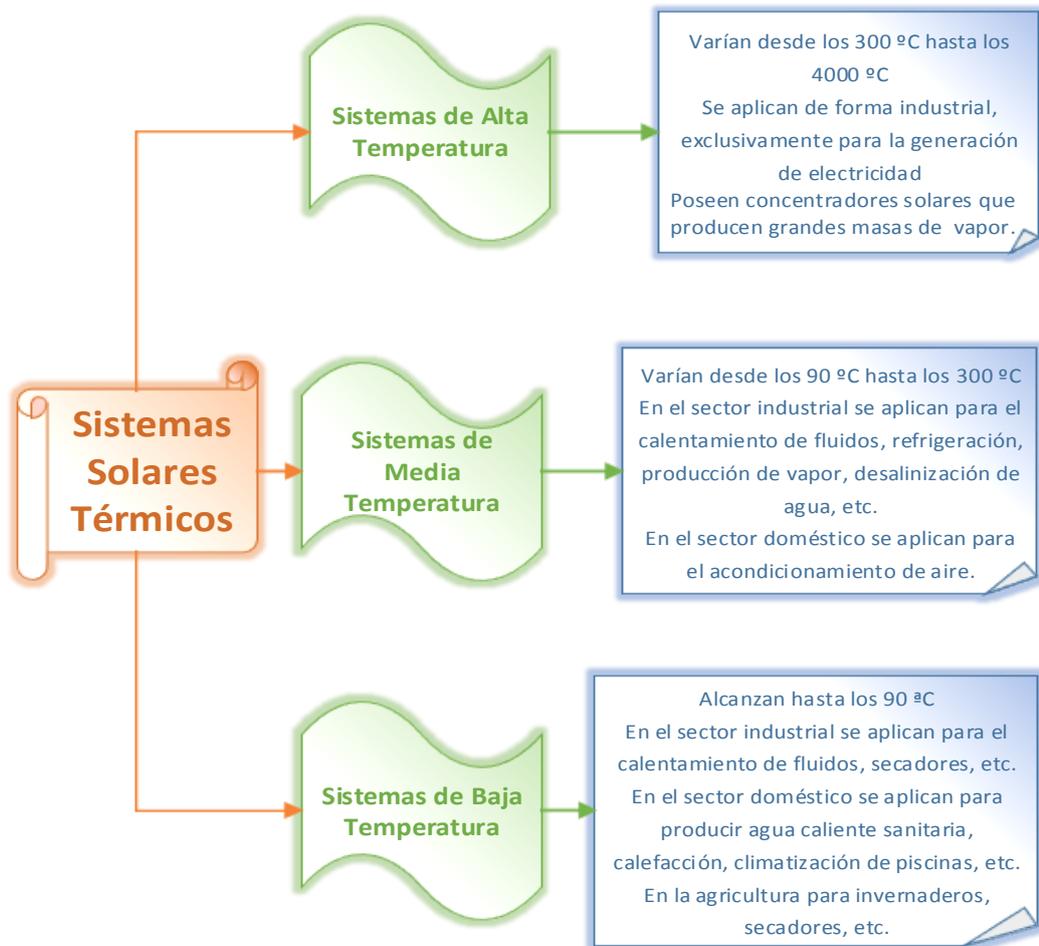


Figura 9. "Clasificación de los sistemas solares térmicos"
(Fuente Propia)

1.8.1 COLECTORES SOLARES

Un colector solar es un intercambiador de calor que convierte la energía irradiada por el sol en energía térmica, al combinar el efecto invernadero y la absorción del calor (Cerón, 2012). Los componentes que logran este fenómeno poseen (1) cualidades radiativas de transmisión y reflexión de la radiación solar y (2) propiedades térmicas de transmisión y absorción de calor. La energía radiante que se absorbe se transmite a un fluido calo-portador que almacena esta energía, ahora calórica.

El efecto invernadero es producido gracias a que la porción de energía no absorbida, es emitida como radiación térmica (radiación de onda larga) hacia la cubierta transparente; el material de la cubierta es transparente a la radiación de onda corta del sol, pero opaco a la radiación de onda larga (infrarrojo lejano) y refleja esta radiación hacia el elemento colector (Comité Ejecutivo de la Norma Ecuatoriana de Construcción, 2011). Este proceso, que se

repite varias veces, permite calentar el espacio entre el elemento colector y la cubierta, y así reducir las pérdidas térmicas.

1.8.1.1 Clasificación de los colectores solares

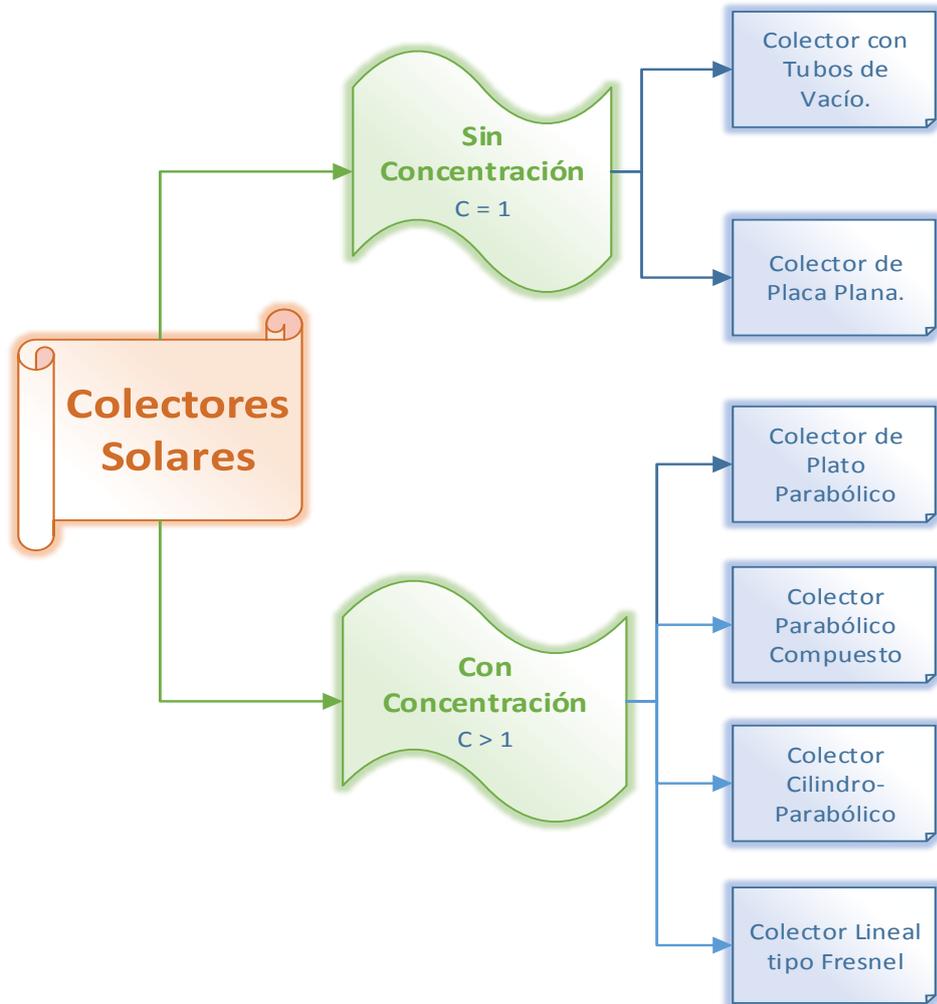


Figura 10. "Clasificación de colectores solares según el índice de concentración"
(Fuente Propia)

Los colectores solares pueden ser clasificados en base al índice de concentración "C", que indica la relación que existe entre el área colectora y el área receptora.

1.8.1.2 Colector solar plano

Este dispositivo es el que recepta de la energía procedente del sol y la transforma en calor. Constituyen una caja herméticamente cerrada que, gracias a la configuración y propiedades

térmicas de sus componentes, hacen posible una óptima ganancia térmica. Se utiliza en aplicaciones donde el calor que se libera ocasiona un módico aumento en la temperatura del fluido menor a los 100 °C; de ahí que es utilizado principalmente para obtener agua caliente sanitaria tanto en nivel residencial, como en aplicaciones de mayor demanda.

La demanda por colectores solares de placa plana para calentamiento de agua sanitaria está en aumento, las múltiples ventajas constructivas y de instalación que poseen, han logrado, en parte, situar estos dispositivos en el mercado ecuatoriano.

Los principales componentes de estos sistemas se muestran en la Figura 11.

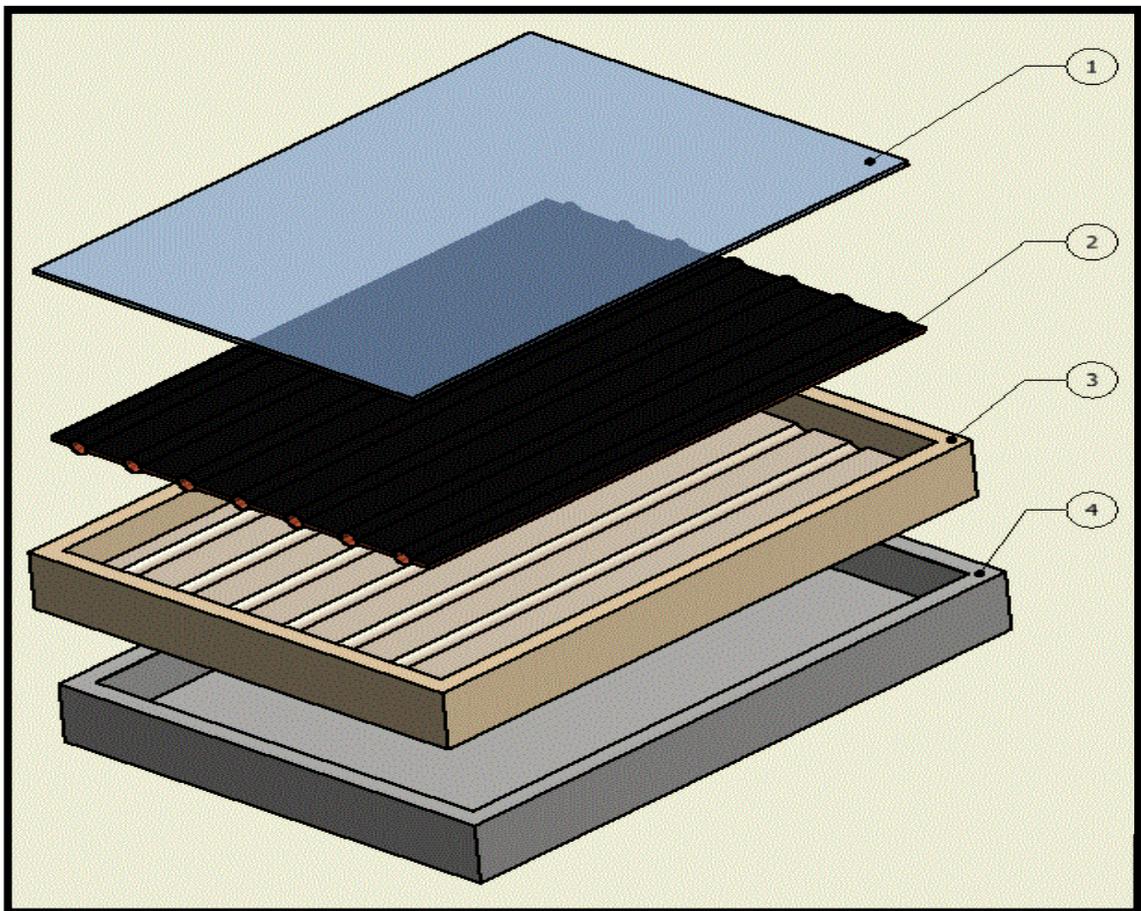


Figura 11. "Partes principales de un colector solar plano":

- 1) Cubierta transparente, 2) Placa térmica colectora, 3) Aislante térmico y 4) Carcaza
(Fuente Propia)

- 1. Cubierta transparente.** - Cumple la función de producir efecto invernadero dentro del captador, disminuir pérdidas por convección y permitir el paso de la radiación solar. Para su construcción usualmente se utiliza vidrio cuyo espesor debe ser menor a 4

mm, con un bajo contenido en hierro, para limitar las pérdidas térmicas. También pueden ser plástico o láminas transparentes, las cuales son menos frágiles, ligeras y económicas; pero pueden sufrir deterioro debido a la exposición directa al sol.

2. **Placa térmica colectora.** - Es el elemento fundamental del colector solar donde la radiación solar que se convierte en calor se transfiere por conducción a los tubos. Se compone por una chapa unida sólidamente a unos tubos que transportan el fluido; está fabricada en cobre o aluminio y se recubre por una superficie selectiva (pintura negra) que posee una alta absorción en la gama de onda corta (luz visible e infrarrojo de onda corta) y una baja emitancia en la gama de onda larga (infrarrojo de onda larga o infrarrojo lejano).
3. **Aislante térmico.** - Su función es reducir las pérdidas térmicas laterales e inferiores; esto se logra gracias a al bajo coeficiente de conductividad térmica que presenta. En la actualidad para cubrir el fondo y las paredes laterales del colector, comúnmente se utiliza como aislante térmico el poliuretano expandido que se adapta a cualquier forma. Es favorable colocar entre el aislante, una lámina opaca a la radiación de onda larga para aprovechar la radiación infrarroja que emitida por la placa colectora; esta lámina puede ser plástico de invernadero.
4. **Carcasa.** - Es la que contiene y soporta los componentes del captador, consiguiendo que sea un dispositivo compacto y rígido. Debe ser resistente a la corrosión y proporciona protección contra las dilataciones provocadas por variaciones de temperatura.

1.8.2 SISTEMA DE ACUMULACIÓN DE AGUA CALIENTE

Un sistema de acumulación de agua caliente se encarga de recibir y almacenar el agua caliente que se ha generado en el colector. Tiene como finalidad captar la mayor cantidad de energía posible (en las horas de sol) y suministrarla en forma de calor cuando las condiciones del clima no son propicias (atardecer y noche). Es el punto clave de toda instalación solar y si este no existiera solo tendríamos de agua caliente cuando el sol estuviera brillando (Vázquez, Del Valle, Lino, & López, 2008).

El tanque de almacenamiento es un cilindro de metal aislado del ambiente exterior térmicamente para asegurar que no se produzca una pérdida de energía calorífica

considerable del fluido almacenado. La parte interna del tanque debe estar recubierto o fabricado por un material que garantice una vida útil extensa (20 años) y mantenga la calidad del agua acumulada (ver Figura 12).

El tanque de almacenamiento está provisto de las líneas de entrada y salida de los colectores, y de las líneas de suministro de agua fría de la red y de salida de agua caliente para consumo (Comité Ejecutivo de la Norma Ecuatoriana de Construcción , 2011).

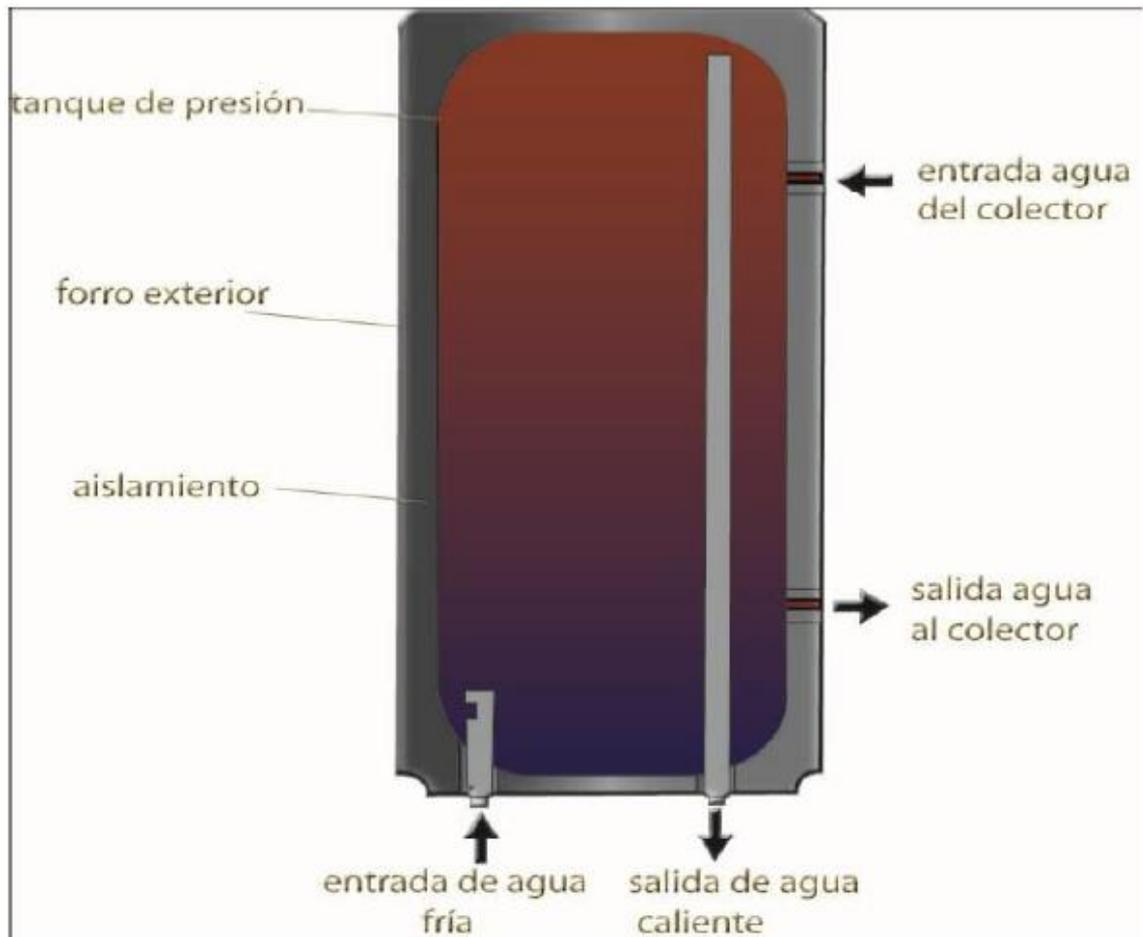


Figura 12. "Tanque de almacenamiento sin intercambiador"
(Comité Ejecutivo de la Norma Ecuatoriana de Construcción , 2011)

Las principales funciones que desempeña el tanque de almacenamiento son:

- Asimilar las variaciones de la radiación solar, de corta duración, que incide sobre el colector solar.
- En los intervalos que no se producen ganancias de calor, el tanque de almacenamiento, dota autonomía al SST.

-
- c) Si se requiere de sistemas auxiliares de calentamiento de agua, se los puede acoplar en el tanque de acumulación.

El tanque de acumulación debe resistir la presión de la red hidráulica, de un acueducto o de un sistema hidroneumático, para ello debe ser diseñado y fabricado conforme a normas técnicas. Normalmente su geometría es cilíndrica, y puede operar horizontal o verticalmente.

1.8.2.1 Clasificación de los tanques de almacenamiento

Los sistemas de almacenamiento se clasifican en:

- 1) **Tanques de almacenamiento de circuito abierto.** - Son de acero que son capaces de retener la energía térmica de un fluido (proveniente de un colector solar). Estos tanques de almacenamiento reciben el agua caliente desde el colector solar, si el sistema de transferencia térmica es directo o desde un intercambiador de calor externo, cuando el sistema es indirecto.

- 2) **Tanques de almacenamiento tipo interacumuladores.** - Es la unión en el mismo espacio físico de un tanque de almacenamiento y un intercambiador de calor. Se utilizan comúnmente en los sistemas de transferencia térmica de tipo indirecto.

Existen dos categorías de tanques de almacenamiento tipo interacumuladores:

- a. Intercambiador simple. - Se refiere a la incorporación de un intercambiador de calor entre el fluido proveniente del colector solar y el agua caliente para consumo. Dicho intercambio se puede realizar de dos maneras: a través de un intercambiador de serpentín para el circuito primario o mediante un intercambiador de doble depósito o pared.

- b. Intercambiador doble. - En este caso el tanque de almacenamiento puede contener dos intercambiadores de calor de serpentín, uno de ellos para que cumpla la función de intercambio entre el fluido que proviene del colector y el agua caliente para consumo y el otro para un sistema de apoyo térmico o calentador auxiliar (Vázquez, Del Valle, Lino, & López, 2008).

1.8.2.2 Partes de los tanques de almacenamiento

Un tanque de almacenamiento consta de los siguientes elementos:

Carcasa. - Se refiere a la estructura del equipo, está hecha de acero galvanizado con revestimiento electroquímico y cocido al horno.

Aislamiento. - Este hecho por capas de poliuretano, que sirven como aislante de los depósitos de acumulación, ayudando a reducir las pérdidas de calor. Se fabrican en espesores de 30 mm para depósitos pequeños y 40 mm para depósitos de gran volumen.

Cilindro. Es donde se deposita el agua caliente para consumo sanitario, tiene un recubrimiento de acero inoxidable de algunos milímetros de espesor, cuenta con un ánodo de magnesio (sacrificio) que protege al acero de agentes oxidantes.

CAPÍTULO 2

CARACTERIZACIÓN TERMODINÁMICA DEL COLECTOR SOLAR DE PLACA PLANA

2.1 INTRODUCCIÓN

El captador solar es una especie de intercambiador de calor, que recoge la radiación solar y la transfiere en forma de calor a un fluido que circula por el interior de una tubería. El calor que se transfiere al fluido es efectivamente la energía útil que gana el colector, por cuanto, un captador eficiente será primordial en el desempeño de todo el SST.

El modelo matemático de un fenómeno es un conjunto de símbolos y relaciones matemáticas que representa, de alguna manera, el fenómeno en cuestión. En este sentido, la caracterización termodinámica sintetiza el fenómeno de conversión de energía del colector solar en un modelo matemático de carácter multidimensional y altamente no lineal, y su aplicación en el diseño demanda una gran cantidad de tiempo de cálculo. Por cuanto para realizar estos cálculos para el diseño se utilizará una hoja de cálculo de Excel como una alternativa de solución a esta problemática.

En este capítulo se muestra únicamente las ecuaciones necesarias que permiten determinar las variables que influyen en el fenómeno de conversión de energía. Las ecuaciones se han extraído de Duffie & Beckman (1997).

La distribución local del coeficiente convectivo de los tubos del colector solar de placa plana, se basa en investigaciones recientes, donde se ha demostrado la alta influencia de las condiciones de funcionamiento, adicionalmente se incluye ecuaciones expuestas por Incropera & DeWitt (1999), que permiten determinar, a partir de parámetros adimensionales, el coeficiente de convección entre el tubo y el fluido.

El entender claramente el funcionamiento del colector solar y los fenómenos inherentes a este proceso permite realizar de una manera precisa el análisis del modelo matemático y determinar las variables de diseño de dicho dispositivo.

2.1.1 FUNCIONAMIENTO DE UN COLECTOR DE PLACA PLANA

El fenómeno de conversión de energía que tiene lugar en un colector de placa plana se sustenta en fenómenos térmicos tales como: el efecto invernadero, la absorción de la placa colectora y la resistencia térmica del aislante (Cerón, 2012).

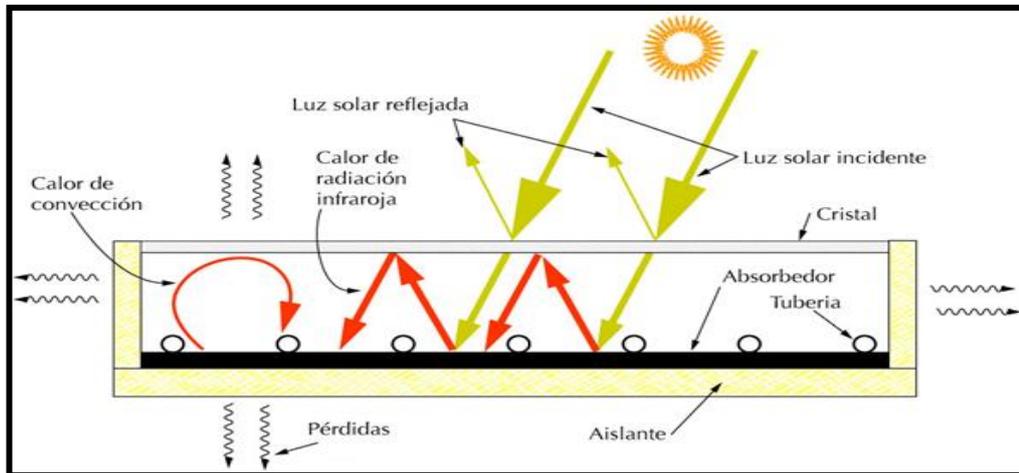


Figura 13. "Esquemización del efecto invernadero"
(Sánchez M. , 2014)

Ante la presencia del sol, los rayos solares de onda corta inciden sobre el vidrio del colector que es altamente transparente a este tipo de radiación. Parte de esta radiación que es absorbida por la placa térmica colectora, se convierte en calor y se transmite hacia los tubos por conducción y luego al fluido por convección natural, mientras que la porción de energía no absorbida se emite como radiación de longitud de onda larga hacia la cubierta (opaca a este tipo de radiación) y es nuevamente reflejada hacia la placa absorbente. Este proceso de emisión y reflexión se repite varias veces, provocando que la temperatura del espacio entre la placa y la cubierta sea superior que la del exterior (efecto invernadero).

El fluido, inicialmente en reposo se calienta y cambia su densidad, causando un flujo ascendente, que viaja desde la parte inferior de placa colectora hacia la parte superior del colector; a este fenómeno se lo denomina efecto termosifón.

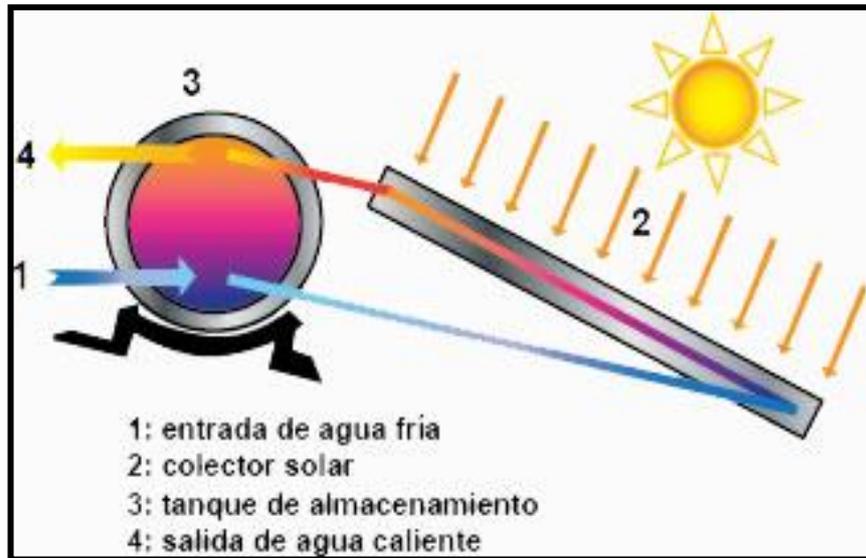


Figura 14. "Esquemmatización del efecto termosifón"
(Thermo Solutions, 2015)

La Figura 14 muestra esquemáticamente el efecto termosifón que se produce en un sistema solar térmico con un captador de tipo placa plana.

La Figura 15 muestra esquemáticamente la geometría de un colector solar plano, sobre la cual se realizará el balance térmico.

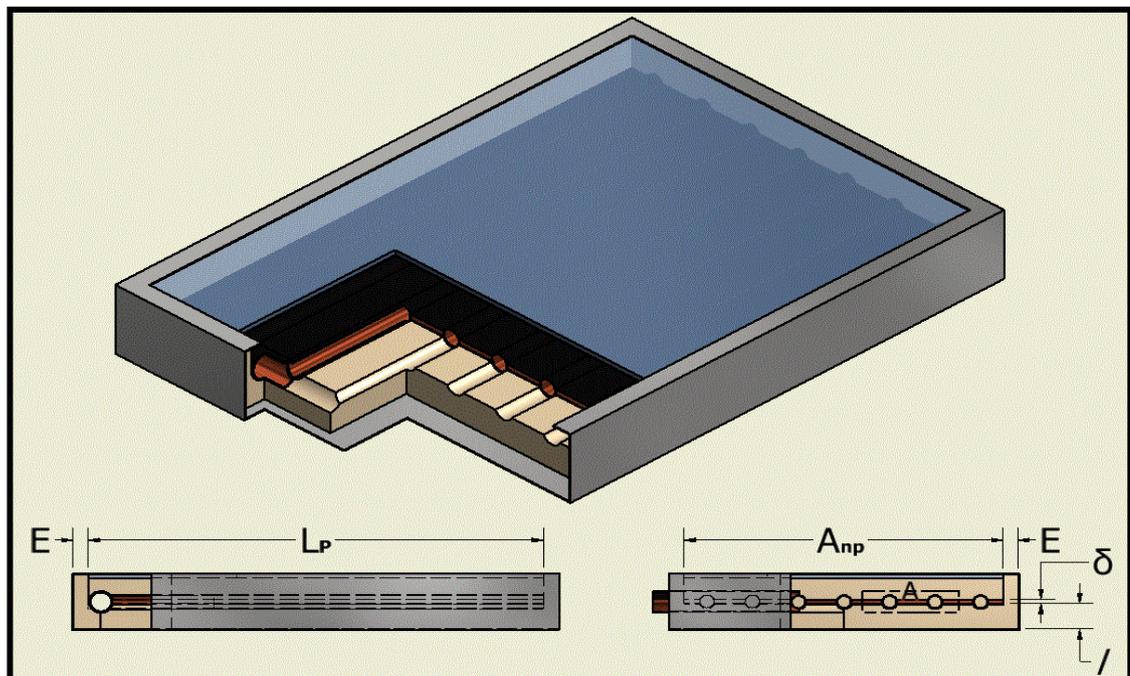


Figura 15. "Esquema de un Colector solar Plano"
(Fuente Propia)

2.2 CONSIDERACIONES

En régimen permanente, el funcionamiento de un colector solar está descrito mediante un balance energético, según el principio de conservación de la energía.

Por razones de simplicidad, se acostumbra a realizar el balance térmico del colector bajo algunas consideraciones previas:

- Régimen estacionario
- El caudal es uniforme en todos los tubos
- La energía absorbida por la cubierta no afecta las pérdidas térmicas del colector (No hay energía acumulada)
- El flujo térmico es unidimensional
- La diferencia de temperaturas entre las dos caras de la cubierta y las caras de la placa es despreciable
- Las cubiertas son totalmente opacas a la radiación infrarroja lejana
- El flujo térmico a través del aislamiento es unidimensional
- El gradiente de temperaturas alrededor de los tubos puede ser despreciado
- La temperatura del aire que rodea el colector es uniforme
- La cubierta del colector no está sucia ni cubierto de polvo.
- No hay sombras que se proyectan sobre el colector
- La irradiación sobre la superficie del colector es uniforme.
- El firmamento se comporta como un cuerpo negro que emite radiación infrarroja a una temperatura equivalente.
- El cielo puede ser considerado como un cuerpo negro, a los efectos de la radiación térmica del colector
- La resistencia por contacto tubo-placa es despreciable
- El gradiente de temperatura en la dirección del fluido es despreciable
- La temperatura externa de las paredes inferior y lateral está a temperatura ambiente
- El calor perdido por conducción en el tubo es despreciable.

2.3 BALANCE ENERGÉTICO

El balance de energía tiene como objetivo determinar el calor útil transmitido al agua y establecer la eficiencia global del calentador solar. El calor útil empleado para calentar el agua, es una parte de la radiación global incidente sobre el colector solar y la otra parte es calor disipado al ambiente.

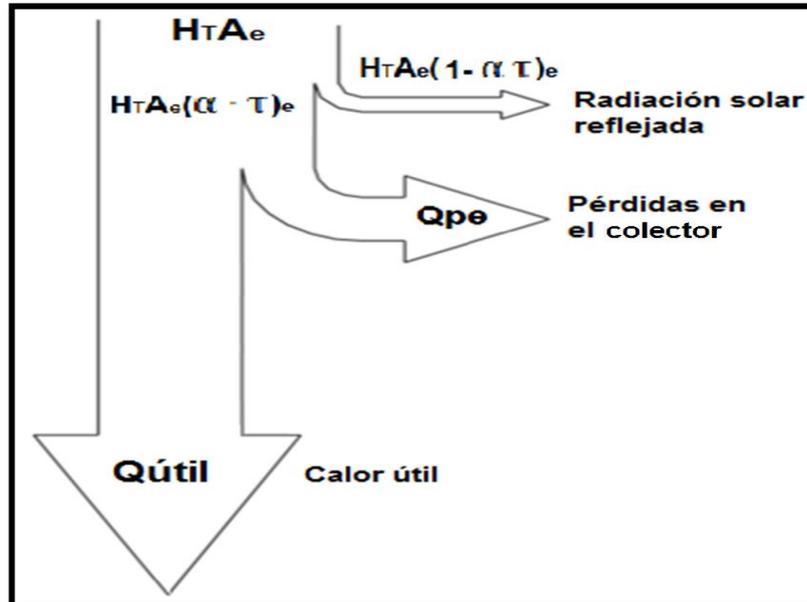


Figura 16. "Balance de energía en un colector solar"
(Fuente Propia)

Esta igualdad puede expresarse del siguiente modo:

$$H_T A_e = H_T A_e (1 - (\alpha \cdot \tau)_e) + Q_{\text{útil}} + Q_{pe} + \frac{\partial U}{\partial t} \quad (2.1)$$

Dónde:

$H_T A_e$: Radiación global incidente

$H_T A_e (1 - (\alpha \cdot \tau)_e)$: Radiación solar reflejada

$Q_{\text{útil}}$: Calor útil

Q_{pe} : Calor perdido

$\frac{\partial U}{\partial t}$: Calor acumulado

α : Absortancia de la placa

τ : Transmitancia de la cubierta

Como se considera condiciones estacionarias, el último término de la ecuación (2.1) se anula:

$$H_T A_e (\alpha \cdot \tau)_e = Q_{\text{útil}} + Q_{pe} \quad (2.2)$$

El producto absortancia - transmitancia $(\alpha \cdot \tau)$, debe ser pensado como un símbolo que representa una propiedad de una combinación de cubierta-absorbente y no como un producto de dos propiedades (Duffie & Beckman, 1997). En la práctica se supone una cubierta no absorbente con: (Mena, 2013)

$$(\alpha \cdot \tau)_e = 1.01 (\alpha \cdot \tau) \quad (2.3)$$

La energía solar que atraviesa la cubierta del colector puede expresarse como:

$$S = 1.01 (\alpha \cdot \tau) H_T \quad (2.4)$$

Donde:

S: Radiación solar transmitida

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

$$Q_{pe} = U_L A_e (T_p - T_a) \quad (2.5)$$

Donde:

U_L: Coeficiente global de pérdidas térmicas

A_e: Área efectiva de la placa

T_p: Temperatura media de la placa

T_a: Temperatura ambiente

2.4 COEFICIENTE GLOBAL DE PÉRDIDAS TÉRMICAS

La evaluación numérica del coeficiente global de pérdidas térmicas (*U_L*), se determina en base a las conductancias inferior, superior y lateral en el colector solar.

Las pérdidas térmicas de un colector solar tienen lugar mediante las tres vías posibles de transferencia de calor: conducción, convección y radiación.

- Las pérdidas de calor por conducción tienen lugar en los laterales y en la cara inferior de la placa absorbidora.
- Las pérdidas de calor por convección tienen lugar desde la frontera del colector hacia el exterior y entre el espacio placa – cubierta. Las pérdidas por la parte superior son las más representativas.
- Las pérdidas por radiación ocurren desde la placa y cubierta hacia los alrededores.

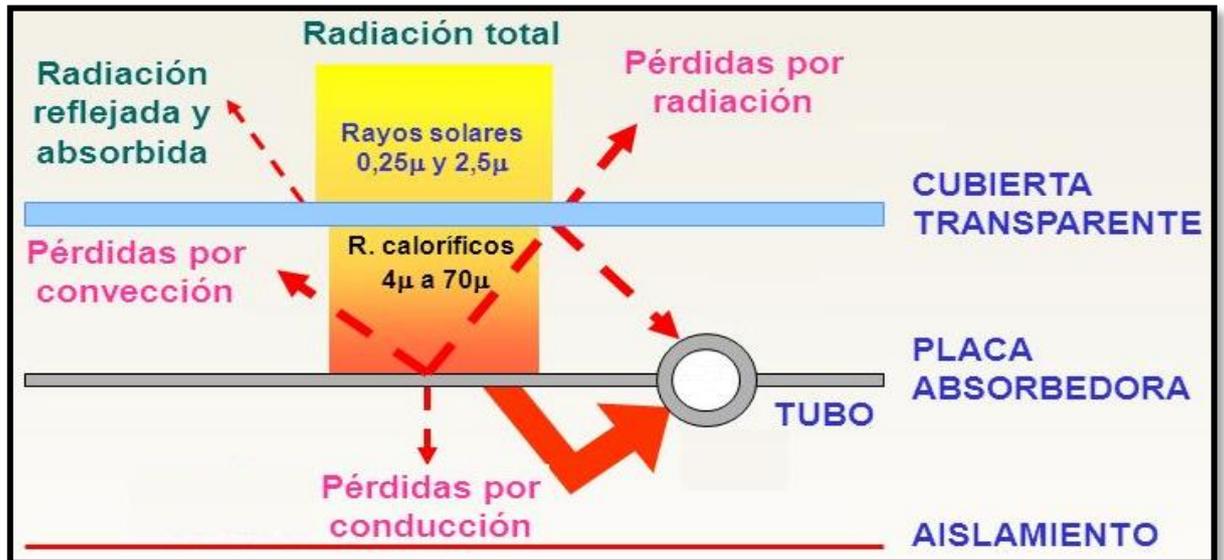


Figura 17. “Esquema de las pérdidas térmicas en el colector solar”
(Gutiérrez, 2014)

Los cálculos del calor útil y del rendimiento se simplifican enormemente al representar las pérdidas mediante un único coeficiente, introducido en la ecuación (2.5).

La evaluación de este coeficiente requiere de un análisis detallado mediante un circuito térmico que refleja esquemáticamente el modelo matemático del colector (Guevara, 2003).

La Figura 18 (i) muestra el circuito térmico donde se visualiza los fenómenos de transferencia de calor que se producen en la conversión de energía desde la placa hacia el ambiente. A partir de este circuito se plantean las ecuaciones que determinan los coeficientes de pérdidas térmicas.

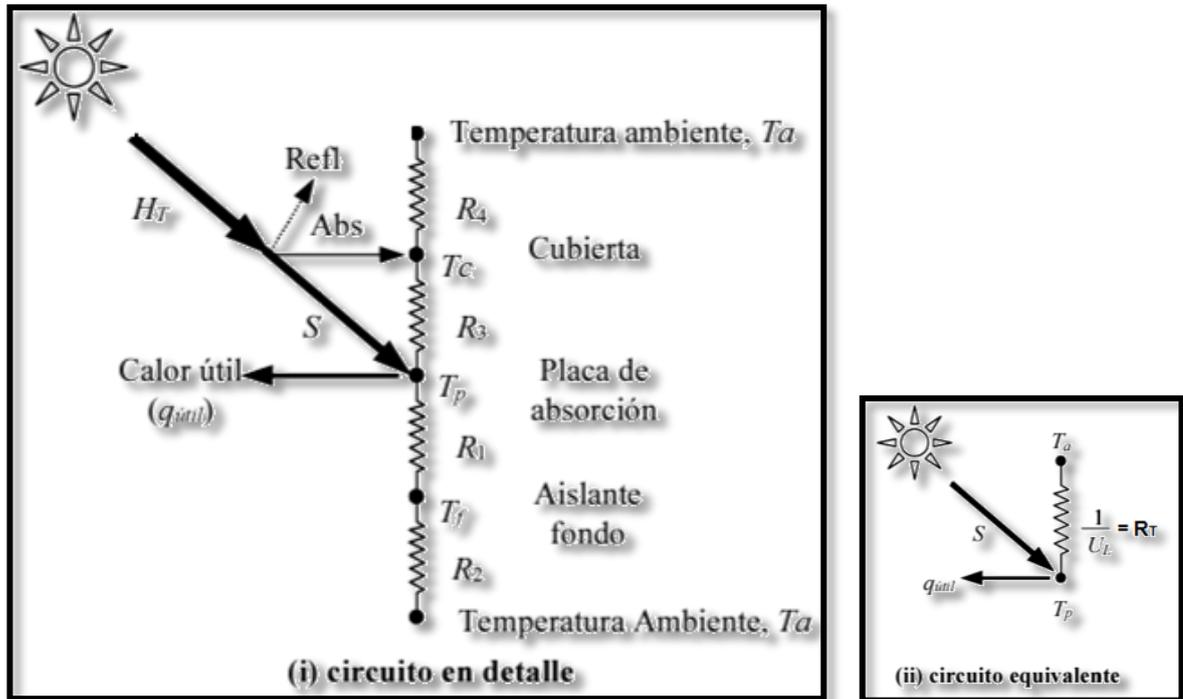


Figura 18. "Circuito de térmico en el colector solar"
(Fuente Propia)

La Figura 18 (ii), muestra un circuito térmico equivalente simplificado que en forma análoga a la Ley de Ohm engloba los procesos de transferencia de calor (Durán & Condorí, 2012). El inverso de la resistencia térmica de este circuito, representa el coeficiente global de pérdidas térmicas.

$$U_L = U_{sup} + U_{fo} + U_l \quad (2.6)$$

Donde:

U_{sup} : Coeficiente de pérdidas térmicas "superior"

U_{fo} : Coeficiente de pérdidas térmicas "inferior"

U_l : Coeficiente de pérdidas térmicas "lateral"

2.4.1 COEFICIENTE DE PÉRDIDAS TÉRMICAS INFERIOR

El coeficiente de pérdidas térmicas inferior se evalúa conociendo la resistencia térmica conductiva R_1 y la resistencia térmica convectiva R_2 .

$$U_{fo} = \frac{1}{R_1 + R_2} \quad (2.7)$$

Donde R_1 está dada por la conductividad (k_a), y espesor del aislante en la parte inferior (l); R_2 está dado por el coeficiente de convección entre el fondo y el ambiente.

Como $R_2 \ll R_1$, R_2 se puede considerar despreciable; por lo que el coeficiente de pérdidas térmicas en la parte inferior será: (Guevara, 2003)

$$Q_{fo} = U_{fo} A_e (T_p - T_a) \quad (2.8)$$

$$U_{fo} = \frac{1}{R_1} = \frac{k_a}{l} \quad (2.9)$$

Donde:

Q_{fo} : Calor transmitido por la parte inferior

k_a : Coeficiente de conductividad del aislante

l : Espesor del aislante en la parte inferior

2.4.2 COEFICIENTE DE PÉRDIDAS TÉRMICAS LATERAL

Las pérdidas de calor a través de los lados del colector se evalúan de manera similar a la parte inferior del colector aplicando la siguiente ecuación: (Guevara, 2003)

$$Q_l = \frac{A_l}{R_L} (T_p - T_a) = U_l A_e (T_p - T_a) \quad (2.10)$$

$$U_l = \frac{A_l}{R_L A_e} \quad (2.11)$$

$$R_L = \frac{E}{k_a} \quad (2.12)$$

$$A_l = l \cdot P_e \quad (2.13)$$

$$U_l = \frac{k_a \cdot l P_e}{E A_e} \quad (2.14)$$

Donde:

Q_l : Calor transmitido por los lados

A_l : Área lateral

R_L : Resistencia lateral

E : Espesor lateral del aislante

P_e : Perímetro de la placa

2.4.3 COEFICIENTE DE PÉRDIDAS TÉRMICAS SUPERIOR

Este coeficiente se evalúa determinando las resistencias térmicas R_3 y R_4 , que se presenta en la Figura 17 (i). El calor se transfiere por convección y radiación en forma paralela entre la placa de absorción y la cubierta. Los mismos mecanismos de transferencia son igualmente importantes en la disipación de calor por parte de la cubierta exterior hacia el ambiente.

Con el fin de simplificar el cálculo de U_L , se utiliza la fórmula empírica propuesta por Hottel y Wertz, que utiliza temperaturas de la placa de absorción entre 25 °C y 225 °C, con un margen de error aproximado de $\pm 0,3 \left(\frac{W}{m^2}\right)$: (Duffie & Beckman, 1997)

$$U_{sup} = \left(\frac{N}{\left(\frac{c}{T_p}\right)\left(\frac{T_p - T_a}{N+f}\right)^b} + \frac{1}{h_v} \right)^{-1} + \frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{(\varepsilon_p + 0,00591 \cdot N \cdot h_v)^{-1} + \frac{2N+f-1+0,133\varepsilon_p-N}{\varepsilon_c}} \quad (2.15)$$

$$h_v = 5,7 + 3,8 \cdot V_v \quad (2.16)$$

$$f = (1 + 0,089h_v - 0,1166 \cdot h_v \cdot \varepsilon_p)(1 + 0,07866N) \quad (2.17)$$

$$C = 520(1 - 0,000051\beta^2) \quad (2.18)$$

para $0 \leq \beta \leq 70^\circ$, Si: $70 < \beta < 90^\circ$, entonces tomar 70

$$b = 0,43 \left(1 - \frac{100}{T_p} \right) \quad (2.19)$$

Donde:

N : Número de cubiertas

h_v : Coeficiente de convección aire – cubierta

V_v : Velocidad del viento

ε_p : Emitancia de la placa

ε_c : Emitancia de la cubierta

β : Ángulo de inclinación del colector

2.5 FACTORES DE LA SECCIÓN DEL COLECTOR

El balance de energía en la placa de absorción para un plano perpendicular al flujo se obtiene a partir de la configuración mostrada en la Figura 19.

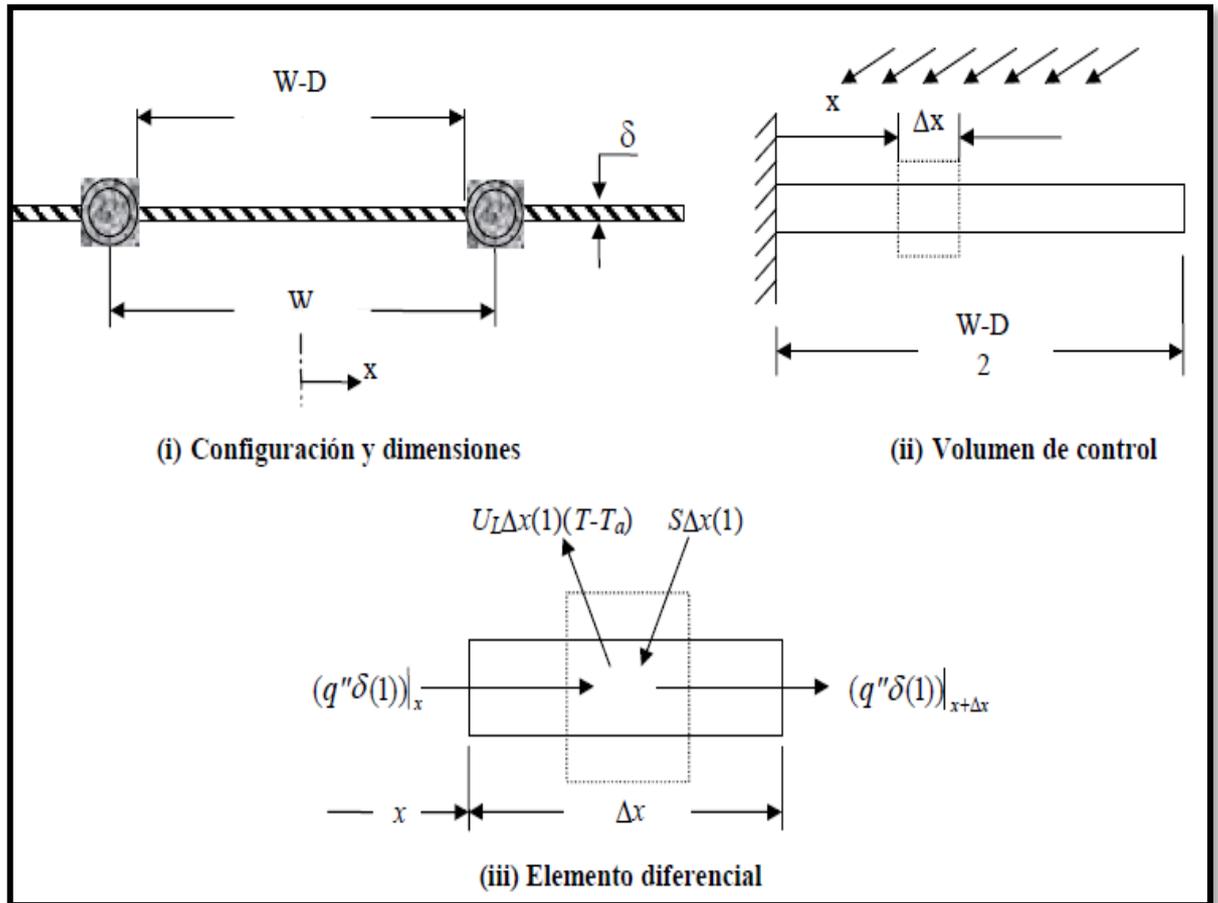


Figura 19. "Esquema de la placa absorbedora"
(Guevara, 2003)

La distribución de la temperatura entre dos tubos se puede derivar si temporalmente se asume que el gradiente de temperatura en la dirección del fluido es despreciable. A partir del balance de energía del elemento diferencial mostrado en la Figura 19, se obtienen las siguientes expresiones:

$$[q'' \cdot \delta \cdot L_P]_x - [q'' \cdot \delta \cdot L_P]_{x+\Delta x} + S \cdot \Delta x \cdot L_P - U_L(T - T_a) \cdot \Delta x \cdot L_P = 0 \quad (2.20)$$

$$q'' = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.21)$$

Donde:

q'' : Calor transferido por conducción, por unidad de área

δ : Espesor de la placa colectora

k : Coeficiente de conductividad de la placa colectora

L_p : Largo de la placa

T : Temperatura del elemento diferencial (Δx)

Dividiendo la ecuación (2.20) entre L_p , se obtiene que:

$$[q'' \cdot \delta]_x - [q'' \cdot \delta]_{x+\Delta x} + S \cdot \Delta x - U_L(T - T_a) \cdot \Delta x = 0 \quad (2.22)$$

Dividiendo la ecuación (2.22) entre Δx , reemplazando la ecuación (2.21) en (2.22) y haciendo $\Delta x \rightarrow 0$, se obtiene:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{U_L}{k \cdot \delta} \left(T - T_a - \frac{S}{U_L} \right) \quad (2.23)$$

2.5.1 FACTOR DE EFICIENCIA GEOMÉTRICA DE LA PLACA (F)

Al resolver la ecuación (2.23), obtenemos el calor transmitido por conducción hacia el tubo, para las dos partes de la aleta:

$$q'_{condb} = (W - D)[S - U_L(T_b - T_a)] \cdot F \quad (2.24)$$

$$F = \frac{\tanh \left[c \left(\frac{W - D}{2} \right) \right]}{c \left(\frac{W - D}{2} \right)} \quad (2.25)$$

$$c^2 = \frac{U_L}{k\delta} \quad (2.26)$$

$$W = \frac{An_p}{n} \quad (2.27)$$

Donde:

$q'_{condb} = q'' \cdot \delta$: Calor transferido por conducción, por unidad de longitud

T_b : Temperatura del tubo

W : Distancia entre tubos

D : Diámetro externo

An_p : Ancho de la placa

n : Número de tubos

c : Constante de integración

La eficiencia estándar de la placa con perfil rectangular varía según el parámetro $c \left(\frac{W-D}{2} \right)$, mostrado en la Figura 20.

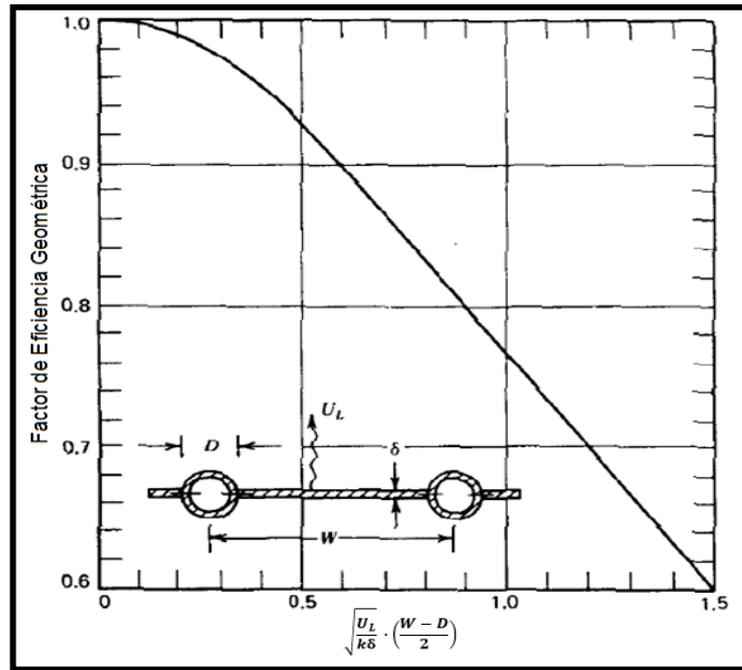


Figura 20. "Factor de Eficiencia Geométrica"
(Duffie & Beckman, 1997)

La energía ganada por el colector incluye también la energía radiactiva captada por encima del tubo:

$$q'_{tubo} = D[S - U_L(T_b - T_a)] \quad (2.28)$$

Donde:

q'_{tubo} : Calor transferido por radiación, al tubo, por unidad de longitud

El calor total por unidad de longitud, que ingresa al tubo se calcula a partir de la expresión (2.30):

$$q'_{\acute{u}til} = q'_{condb} + q'_{tubo} \quad (2.29)$$

$$q'_{\acute{u}til} = [(W - D)F + D][S - U_L(T_b - T_a)] \quad (2.30)$$

La resistencia de la transferencia de calor hacia el fluido se debe a la resistencia que existe entre la junta placa-tubo y la resistencia térmica de convección presente en la interface tubo-agua. La ganancia neta se puede expresar con base en estas dos resistencias, mediante la siguiente ecuación:

$$q'_{\text{útil}} = \frac{T_b - T_f}{R_b + \frac{1}{\pi D_i h_f}} \quad (2.31)$$

Donde:

R_b : Resistencia de contacto tubo – placa

T_f : Temperatura del fluido

D_i : Diámetro interno

h_f : Coeficiente de convección tubo – fluido

La resistencia de contacto tubo - placa, puede estimarse a partir de los datos de la unión térmica, conductividad de la junta, espesor y largo de la unión:

$$R_b = \frac{L_P}{k_b \cdot \delta} \quad (2.32)$$

Donde:

k_b : Coeficiente de conductividad de la junta tubo – placa

Whillier & Saluja (1965) han demostrado experimentalmente que existe una pérdida significativa de rendimiento cuando hay una alta resistencia de contacto. Ellos concluyen que es necesario tener una baja resistencia de contacto que debería ser menor a $\frac{1}{30} \left(\frac{m \cdot ^\circ C}{W} \right)$. Normalmente la resistencia se aproxima a $\frac{1}{102} \left(\frac{m \cdot ^\circ C}{W} \right)$ (Mena, 2013), y depende directamente de la calidad con que se construya la junta del panel, por lo que la resistencia de la junta placa – tubo se desprecia.

2.6 FACTOR DE EFICIENCIA DE LA SECCIÓN DE LA PLACA (F')

Las ecuaciones (2.30) y (2.31) se combinan para establecer el calor de calentamiento del agua en términos de la temperatura ambiente y de la temperatura del fluido caloportador. Despejando T_b en la ecuación (2.31) y sustituyendo en la ecuación (2.30) se obtiene que:

$$q'_{\text{útil}} = (W \cdot F') [S - U_L (T_f - T_a)] \quad (2.33)$$

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left(\frac{1}{U_L [D + (W - D)F]} + \frac{1}{\pi D_i h_f} \right)} \quad (2.34)$$

2.6.1 COEFICIENTE DE CONVECCIÓN TUBO – FLUIDO

En los colectores solares de placa plana, donde la circulación del fluido se basa en el efecto termosifón, la transferencia de calor del tubo hacia el fluido, se da por convección natural.

Para determinar con razonable precisión el flujo de calor entre la superficie interior de la tubería y el fluido calo-portador, es necesario determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección. Para calcular el coeficiente de convección tubo – fluido, hay que determinar teórica o experimentalmente el calor transferido para la geometría y condiciones de contorno impuestas. Para simplificar el análisis teórico, el fenómeno se estudia experimentalmente y los resultados se expresan de forma empírica mediante parámetros adimensionales. Como resultado de este análisis adimensional, se desarrollan una serie de correlaciones analíticas mencionadas por Incropera & DeWitt (1999), y cuyas condiciones de contorno se ajustan a este problema particular. Estas correlaciones son:

2.6.1.1 Número de Reynolds (Re_D)

Relaciona la densidad, viscosidad, velocidad y dimensión típica de un flujo en una expresión adimensional, que interviene en numerosos problemas de dinámica de fluidos. Este parámetro permite determinar el tipo de corriente de fluido, se describe a través de la siguiente relación:

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi \cdot n \cdot \mu \cdot D_i} \quad (2.35)$$

Para:

$Re_D \leq 2300$	<i>Flujo laminar</i>
$3000 \leq Re_D$	<i>Flujo turbulento</i>
$2300 \leq Re_D \leq 3000$	<i>Zona de transición</i>

Donde:

\dot{m} : Flujo másico total del colector

μ : Viscosidad dinámica

2.6.1.2 Número de Prandtl

Representa una relación entre la difusividad de momento conocida como viscosidad y la difusividad térmica, conocida como coeficiente de conductividad térmica entre las capas límite hidrodinámica y térmica. Se considera que el número de Prandtl es bajo cuando la conducción

de calor es efectiva en comparación a la convección, pero cuando la convección es eficiente transfiriendo calor en comparación con la conducción, entonces se considera que el número de Prandtl es alto, y está dado por:

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k_f} \quad (2.36)$$

Donde:

k_f : Coeficiente de conductividad del fluido

C_p : Capacidad calórica del fluido

2.6.1.3 Número de Nusselt (Nu_D)

Este parámetro es igual al gradiente de temperatura adimensional en la superficie y proporciona una medida de la transferencia de calor por convección; mide el aumento entre la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) y la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción, está definido por:

$$Nu_D = \frac{h_f \cdot D_i}{k_f} \quad (2.37)$$

2.6.1.4 Coeficiente de transferencia de calor por convección debido al flujo interno en tuberías

De la ecuación (2.37) se puede deducir el coeficiente de convección tubo - fluido.

$$h_f = \frac{Nu_D \cdot k_f}{D_i} \quad (2.38)$$

Para determinar el número de Nusselt, según las características del fenómeno, a más del tipo de flujo, se debe considerar una de las dos alternativas: (1) Un flujo de calor uniforme o (2) una temperatura superficial uniforme. El cálculo del número de Nusselt se puede utilizar ecuaciones sencillas que se describen a continuación

a) Coeficiente de convección tubo – fluido para flujo laminar

Una correlación adecuada del número de Nusselt, para flujo laminar, se la puede obtener a partir de la siguiente ecuación:

$$Nu_D = 3,66 + \frac{0,0668 \left(\frac{D_i}{L_p}\right) Re_D \cdot Pr}{1 + 0,04 \cdot \left(\left(\frac{D_i}{L_p}\right) Re_D \cdot Pr\right)^{2/3}} \quad (2.39)$$

Sujeto a:

- Flujo completamente desarrollado por el interior de tubos lisos con hidrodinámica y transferencia de calor totalmente desarrolladas (Estado estable).
- Validez: $2500 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$ y $0,5 \leq Pr \leq 2000$
- Propiedades evaluadas a temperatura media del fluido, ecuación (2.53)

b) Coeficiente de convección tubo – fluido para flujo turbulento

Una correlación adecuada del número de Nusselt, para flujo turbulento, se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{fr}{8}\right) (Re_D - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{fr}{8}\right)^{1/2} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.40)$$

$$fr = (0,79 \cdot \ln(Re_D) - 1,64)^{-2} \quad (2.41)$$

Sujeto a:

- Flujo por el interior de tubos lisos con hidrodinámica y transferencia de calor totalmente desarrolladas (Estado estable).
- Validez: $Re_D < 2500$
- Propiedades evaluadas a temperatura media del fluido, ecuación (2.48)

2.7 FACTOR DE REMOCIÓN DE CALOR

2.7.1 DISTRIBUCIÓN DE LA TEMPERATURA EN DIRECCIÓN DEL FLUJO

El calor útil por unidad de longitud, en dirección de flujo de calor, se transfiere finalmente al fluido. El fluido entra al colector a temperatura de entrada (T_{fe}) y se incrementa hasta la salida (T_{fs}). Este fenómeno se puede expresar mediante el balance de energía aplicado a un elemento diferencial de fluido que circula a través de un tubo de longitud Δy , como se muestra en la Figura 21:

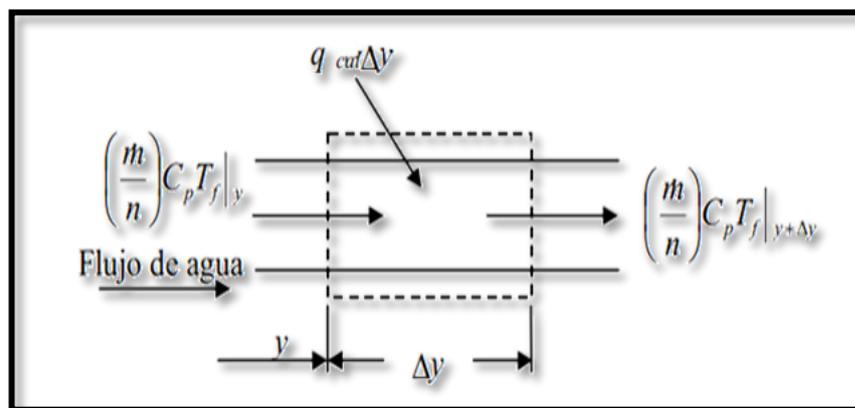


Figura 21. "Elemento diferencial de agua dentro del tubo"
(Guevara, 2003)

$$\left[\left(\frac{\dot{m}}{n} \right) C_p \cdot T_f \right]_y - \left[\left(\frac{\dot{m}}{n} \right) C_p \cdot T_f \right]_{y+\Delta y} + (W \cdot F') [S - U_L (T_f - T_a)] \cdot \Delta y = 0 \quad (2.42)$$

Multiplicando la ecuación (2.42) por n , dividiéndola entre Δy y haciendo $\Delta y \rightarrow 0$, se obtiene que:

$$\dot{m} C_p \frac{\partial T_f}{\partial y} - n(W \cdot F') [S - U_L (T_f - T_a)] = 0 \quad (2.43)$$

Si se asume que F' y U_L son independientes de la posición, entonces la solución para la temperatura del fluido para cualquier posición a lo largo del tubo es:

$$\frac{T_f - T_a - \frac{S}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{S}{U_L}} = e^{-\left(\frac{U_L \cdot n(W \cdot F') \cdot y}{\dot{m} C_p} \right)} \quad (2.44)$$

Como los tubos del colector tienen una longitud L_p , la ecuación se convierte en:

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{S}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{S}{U_L}} = e^{-\left(\frac{U_L \cdot n \cdot (W \cdot F') \cdot L_p}{\dot{m} C_p}\right)} \quad (2.45)$$

Donde:

T_{fs} : Temperatura de salida del fluido

T_{fe} : Temperatura de entrada del fluido

2.7.2 FACTOR DE REMOCIÓN DE CALOR Y FACTOR DE FLUJO

Es conveniente definir una cantidad que relaciona la ganancia de energía útil real de un colector y la ganancia de energía útil si toda la superficie del colector se encontrara a la temperatura de entrada de fluido (Duffie & Beckman, 1997).

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p (T_{fs} - T_{fe})}{A_e \cdot [S - U_L (T_{fe} - T_a)]} \quad (2.46)$$

Reemplazando A_e de la ecuación (2.27) y operando matemáticamente se obtiene:

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{W \cdot n \cdot L_p \cdot U_L} \left[1 - \frac{\frac{S}{U_L} - (T_{fs} - T_a)}{\frac{S}{U_L} - (T_{fe} - T_a)} \right] \quad (2.47)$$

Reemplazando la ecuación (2.45) tenemos:

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{W \cdot n \cdot L_p \cdot U_L} \left[1 - e^{-\left(\frac{F' \cdot W \cdot n \cdot L_p \cdot U_L}{\dot{m} C_p}\right)} \right] \quad (2.48)$$

El F_R , es equivalente a la eficacia de un intercambiador de calor convencional, que se define como la relación de la transferencia de calor real a la transferencia de calor máxima posible. La máxima ganancia de energía útil (transferencia de calor) posible en un colector solar se produce cuando todo el colector está a la temperatura de fluido de entrada; las pérdidas de calor hacia los alrededores son mínimas.

2.8 EFICIENCIA GLOBAL DEL COLECTOR SOLAR

La eficiencia global de un colector solar se obtiene a partir de la relación entre la energía solar que incide sobre ellos y la energía térmica que disponemos. Es difícil determinar si no se conocen las características constructivas del colector solar y las condiciones de funcionamiento.

2.8.1 CALOR ÚTIL

El calor ganado por el fluido ($Q_{\text{útil}}$), puede expresarse en términos del factor de remoción de calor y ser calculado como una función de la temperatura del fluido de entrada.

$$Q_{\text{útil}} = A_e \cdot F_R [S - U_L(T_{fe} - T_a)] \quad (2.49)$$

Esta es una ecuación extremadamente útil y se aplica prácticamente a todos los colectores de placa plana. Es una representación conveniente en el análisis de sistemas de energía solar, ya que la temperatura del fluido de entrada es generalmente conocida.

Es importante destacar que el diseño del colector solar dependerá de las condiciones operativas.

2.8.2 EFICIENCIA GLOBAL

Una medida del desempeño del colector es la eficiencia global, definida como la relación entre el calor ganado para un cierto período de tiempo y la energía solar incidente sobre el mismo período de tiempo.

$$\eta = \frac{Q_{\text{útil}}}{H_T \cdot A_e} \quad (2.50)$$

El diseño de un sistema de energía solar se refiere a la obtención de energía de costo mínimo. Por lo tanto, diseñar un colector con una eficiencia global más baja sin que afecte a las condiciones óptimas de funcionamiento, es tecnológicamente posible y reduce el costo significativamente. En todo caso, ser capaz de predecir el rendimiento de un colector, es el objetivo principal de este capítulo.

2.9 TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO Y TEMPERATURA MEDIA DE LA PLACA ABSORBEDORA

Para evaluar el rendimiento del colector, es necesario conocer el coeficiente global de pérdidas térmicas y los factores termodinámicos, sin embargo, son dependientes de coeficientes, que, a su vez, son dependientes de la temperatura media del fluido y de la temperatura media de la placa.

Se simplifica enormemente la obtención de estos datos (temperatura de salida del fluido y la temperatura media de la placa colectora) si se los calcula mediante ecuaciones que las definen. De otro modo, se debe adquirir dichos datos físicamente, lo que conlleva: 1) A desmontar la cubierta (de ser el caso), colocar un sensor y montar nuevamente la cubierta en el colector, y 2) Aumenta la incertidumbre, debido a posibles errores al momento de tomar datos.

2.9.1 TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO

2.9.1.1 Temperatura media del fluido

Es importante conocer que temperatura de salida del fluido que se puede alcanzar con una determinada área de colector.

La temperatura media del fluido (T_m) se puede encontrar mediante la integración de la ecuación (2.51):

$$T_m = \frac{1}{L_P} \int_0^L T_f(y) \partial y \quad (2.51)$$

Se demostró por Klein, Duffie, & Beckman (1973) que la integración, la sustitución del Factor de remoción de calor (F_R), tomado de la ecuación (2.48) y el Calor útil ($Q_{\text{útil}}$), tomado de la ecuación (2.49) da como resultado una función que permite determinar la temperatura media del fluido.

$$T_m = T_{fe} + \frac{Q_{\text{útil}}}{F_R \cdot A_e \cdot U_L} \left(1 - \frac{F_R}{F'}\right) \quad (2.52)$$

Si se toma en cuenta que la temperatura media del fluido, también puede ser calculada como:

$$T_m = \frac{T_{fs} + T_{fe}}{2} \quad (2.53)$$

Reemplazando la ecuación (2.53) en (2.52), y despejando la temperatura de salida del fluido (T_{fs}), se tiene:

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{2 \cdot Q_{\text{útil}}}{F_R \cdot A_e \cdot U_L} \left(1 - \frac{F_R}{F'}\right) \quad (2.54)$$

2.9.2 TEMPERATURA MEDIA DE LA PLACA

La temperatura media de la placa será siempre mayor que la temperatura media del fluido debido a la resistencia y a la transferencia de calor que existe entre la superficie absorbente y el fluido. Esta diferencia de temperatura es generalmente pequeña para los sistemas en fase líquida, y puede ser importante para los sistemas de aire. Al conocer la temperatura media de la placa, también se puede obtener el calor útil de un colector:

$$Q_{\text{útil}} = A_e [S - U_L (T_p - T_a)] \quad (2.55)$$

Igualando la ecuación (2.55) y (2.49), para la temperatura media de la placa (T_p), tenemos:

$$T_p = T_{fe} + \frac{Q_{\text{útil}}}{F_R \cdot A_e \cdot U_L} (1 - F_R) \quad (2.56)$$

Al obtener la expresión para la temperatura media de la placa como función del calor útil, del factor de remoción de calor y del coeficiente global de pérdidas térmicas, ésta se la puede aproximar por medio de iteraciones sucesivas.

Con una primera estimación razonable, una segunda iteración es raramente necesaria. Una estimación para la temperatura media de la placa en colectores solares de placa plana para líquidos, operados con caudales típicos de 0,01 a 0,02 $\left(\frac{kg}{s}\right)$, en grados centígrados, es:

$$T_p = T_{fe} + 10 \quad (2.57)$$

CAPÍTULO 3

DISEÑO DEL SISTEMA SOLAR TÉRMICO

3.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Para determinar una topología de colector solar adecuado a las condiciones de medioambientales y de operación en el Ecuador, con materiales que se comercialicen localmente, se propone diseñar el captador solar, el tanque de acumulación, las conexiones, las tuberías y las válvulas que transportarán el fluido caloportador y demás componentes de apoyo, en una vivienda residencial unifamiliar ubicada en la Provincia de Chimborazo, en la ciudad de Riobamba, de acuerdo a normas técnicas nacionales e internacionales, cuyos resultados son comprobados.

Comprender el fenómeno de conversión de energía que se produce en un colector solar de placa plana, es de suma importancia para entender el rol que juegan cada una de las variables de diseño en el desempeño de este dispositivo. La ecuación que describe el fenómeno de conversión de energía en el captador solar es una función compuesta, de carácter multidimensional y altamente no lineal, por tanto, analizar a fondo la relación que existe entre las variables no es una tarea sencilla.

El diseño del colector debe ser seleccionado en función de los datos experimentales, información que se pueda obtener en catálogos, datos estimados y datos que permitan optimizar el diseño, además de referenciarse con colectores solares existentes en el mercado.

3.1.1 FLUIDO CALOPORTADOR

El Fluido Caloportador es un líquido, con propiedades adecuadas, que circula por el interior de las tuberías del circuito primario de la Instalación Solar. Al pasar por el captador solar, absorbe la energía solar incidente, que posteriormente es cedida al fluido de consumo del circuito secundario de la instalación Solar Térmica, por medio de un intercambiador de calor. La capacidad de calentarse (absorber calor) y enfriarse (ceder calor) viene manifestada por el calor específico del fluido. El fluido caloportador debe evitar congelaciones y ser capaz, a la

vez, resistir altas temperaturas. Los fluidos caloportadores más utilizados son: agua, mezcla de agua con anticongelante y aceites de silicona. (QUIMACER, 2019).

Debido a que las condiciones medioambientales en la ciudad de Riobamba no llegan a condiciones de congelamiento, el fluido caloportador que se selecciona para el diseño del colector solar es el agua.

Para el diseño del sistema solar térmico, se propone que el circuito sea abierto, es decir, que el agua de consumo pasa directamente por los colectores solares; así se reducen los costos y es más eficiente. No obstante, el hecho de que no exista intercambiador puede influir en la calidad del agua u ocasionar problemas debido a las heladas (EkiDOM, 2019), sin embargo, gracias al clima tropical que poseemos en Ecuador, no se registran heladas para ningún mes del año.

Para la circulación del fluido caloportador a través del captador solar y tanque de almacenamiento, se propone diseñar el sistema mediante circulación natural simple cuyo principio de funcionamiento está basado en la transmisión de calor por efecto termosifón.

Cabe mencionar que para que se produzca la convección se precisa para el tanque de almacenamiento una altura superior a los 30 cm sobre la superficie de captación. También los diámetros de sus tuberías habrían de contar con bastante calibre, el suficiente que evite las pérdidas de carga por rozamiento, si las pérdidas de carga son demasiado importantes, el agua se frena y puede incluso llegar a no poder circular. Por el contrario, si la tubería es demasiado amplia, el agua transita libremente, pero demasiado lento y el rendimiento no es tan bueno, por ende, el termosifón deberá ser suficientemente “potente” para superar las pérdidas de carga, sin que la diferencia de temperatura del agua entre la salida del captador y la salida del tanque de almacenamiento sea excesiva (Arnabat, 2008). Otra razón por la que se eligió este tipo de circulación del fluido caloportador es porque, al no utilizar bomba para impulsar el agua, el diseño resultará más económico.

3.1.2 OCUPACIÓN DE LAS VIVIENDAS Y DEMANDA DE ACS

La ocupación de las viviendas y el consumo de ACS vienen determinados por la normativa que establece la Norma Técnica Ecuatoriana de Construcción (2011). En ese sentido, una vivienda unifamiliar de 3 dormitorios está ocupada por 4 personas, cuyo consumo de ACS

para una persona es de 30 litros al día a 60 °C. Por tanto, el consumo total para 4 personas es de 120 litros al día ($1,384 \times 10^{-3}$ kg/s).

3.1.3 DEMANDA DE ENERGÍA TÉRMICA

Debido a que no se ha podido obtener datos medioambientales actuales para esta localidad específica, se realizará el diseño con los datos que más se acercan al año actual, estos son los del 2015, propuestos por Martínez (2011); hay que tomar en cuenta que estos datos no distan de manera significativa a los datos del 2019 ya que las condiciones medioambientales no han cambiado considerablemente.

Se determinará la demanda energética teniendo en consideración la temperatura del agua y el volumen requerido. En la Tabla 1 se presenta la temperatura diaria media mensual de agua fría para Riobamba.

Tabla 1. “Temperatura diaria media mensual de agua fría para Riobamba”

Altura Referencial (m)	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Promedio
2796	13,9	14	14	14	13	13	12	12	12	13	13	14	13.16

(Martínez, 2011)

Tabla 2. “Requerimientos de consumo del ACS y propiedades del agua”

Consumo de agua diario de 4 personas	120	L/día
Temperatura de salida del agua, Tfs	70	°C
Densidad del agua	1	kg/L
Cp agua	0,0041813	MJ/(kg*°C)

(Fuente Propia)

El consumo de agua mensual se calcula con la ecuación (3.1)

$$\dot{V}_{ACS} = N_{\frac{días}{mes}} \cdot \dot{V}_{\frac{ACS}{día}} \quad (3.1)$$

Donde:

\dot{V}_{ACS} : Consumo mensual de ACS

$N_{\frac{días}{mes}}$: Número de días que tiene el mes

$\dot{V}_{\frac{ACS}{día}}$: Consumo diario de ACS

A partir de los datos que se presenta en la Tabla 1, se calcula la demanda de energía térmica mensual con la ecuación (3.2).

$$D_{ACS} = \sum \dot{V}_{ACS} \cdot \delta_{Agua} \cdot C_p (T_{fs} - T_{fe}) \quad (3.2)$$

Donde:

D_{ACS} : Demanda de energía térmica mensual de ACS

δ_{Agua} : Densidad del Agua

Como se puede ver en la Tabla 3, la demanda de energía térmica promedio mensual requerida para calentar el agua sanitaria de una casa unifamiliar con cuatro integrantes, para el periodo de un año, es de 867,6 (MJ).

Tabla 3. “Consumo de agua mensual y demanda de energía térmica para el calentamiento de agua sanitaria en una casa unifamiliar”

Mes	Número días al mes en el 2015	Consumo mensual en (L)	Temperatura de entrada del agua, Tfe en (°C)	Demanda de Energía Térmica Mensual en (MJ)
Enero	31	3720	13,9	872,60
Febrero	28	3360	14	786,75
Marzo	31	3720	14	871,05
Abril	30	3600	14	842,95
Mayo	31	3720	13	886,60
Junio	30	3600	13	858,00
Julio	31	3720	12	902,16
Agosto	31	3720	12	902,16
Septiembre	30	3600	12	873,06
Octubre	31	3720	13	886,60
Noviembre	30	3600	13	858,00
Diciembre	31	3720	14	871,05
Demanda mensual promedio		3650,0	13,2	867,6
Demanda anual		43800	157,9	10410,99

(Fuente Propia)

3.2 DISEÑO DEL CAPTADOR SOLAR

El diseño de un captador solar de placa plana se lo realiza en base a la determinación de la superficie de la placa absorbadora requerida para cubrir la demanda de energía térmica anual.

En vista que el diseño debe satisfacer las condiciones de ambiente y operación en Ecuador, algunas variables de entrada necesariamente deben sujetarse a dichas condiciones. Para una vivienda residencial unifamiliar ubicada en la ciudad de Riobamba se supone una orientación de paneles exactamente al norte, y un ángulo de inclinación de 8° (Comité Ejecutivo de la Norma Ecuatoriana de Construcción , 2011).

3.2.1 DATOS METEOROLÓGICOS

La irradiación global diaria media mensual sobre superficie inclinada a 8° en la Ciudad de Riobamba (ver Tabla 4) se interpola a partir de los datos de propuestos por Martínez (2011).

Tabla 4. "Irradiación global media mensual (MJ/m²) sobre superficie inclinada a 8° para la ciudad de Riobamba"

Ángulo (° Sex)	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
5	25,49	23,2	27,38	26,66	25,34	21,11	23,68	24,75	23,37	26,3	16,91	26,38
10	26,35	23,55	27,2	25,75	23,85	19,7	22,1	23,65	22,99	26,52	17,23	27,4
8	26,01	23,41	27,27	26,11	24,45	20,26	22,73	24,09	23,14	26,43	17,10	26,99

(Martínez, 2011)

El número de horas diarias de sol que se necesita para obtener el rendimiento térmico diario medio mensual, se calcula a partir de la Tabla 5.

Tabla 5. "Número medio de horas diarias de sol para latitudes comprendidas entre 25 grados de latitud norte y 25 grados de latitud sur"

Latitud Geográfica	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
-25° <lat<25°	8,75	9,25	9,5	9,25	8,75	8,5	8,75	9,25	9,5	9,25	8,75	8,5

(Martínez, 2011)

La temperatura ambiente diaria media mensual de las capitales de provincia corresponde a temperaturas promedio del día central de cada mes. Los valores corresponden a la Tabla 6, calculada con el software CENSOL 5.0 por Martínez (2011).

Tabla 6. "Temperatura ambiente (°C) diaria media mensual para la ciudad de Riobamba"

Altura Referencial	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Promedio
2796 m	13	13	13	13	13	12	12	12	12	13	14	13	12,75

(Martínez, 2011)

La Tabla 7 muestra la velocidad del viento diaria media mensual para la ciudad de Riobamba (Negrete & Arévalo, 2013).

Tabla 7. "Velocidad del viento (m/s) diario medio mensual para la ciudad de Riobamba"

Altura Referencial	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic	Promedio
2796 m	2,1	1,7	2,3	2,1	1,9	2,4	2,5	2,2	2,4	2,3	2,1	2,3	2,19

(Negrete & Arévalo, 2013)

3.2.2 CÁLCULO DE LA DEMANDA

A continuación, en la ecuación (3.3), (3.4) y (3.5) se muestra cómo se calculó la Demanda de potencia térmica mensual en (W), la Irradiación global mensual a 8° en (W/m²) y el Caudal de ACS mensual en (kg/s), respectivamente.

$$Dp_m (W) = \frac{D_{ACS} (MJ)}{h_{sol} (h)} \times \frac{10^6 (J)}{1 (MJ)} \times \frac{1 (h)}{3600 (s)} \quad (3.3)$$

Donde:

Dp_m : Demanda de potencia térmica mensual

h_{sol} : Horas de sol

$$HT_{mes} \left(\frac{W}{m^2} \right) = \frac{EI_{mns} \left(\frac{MJ}{m^2} \right)}{h_{sol} (h)} \times \frac{10^6 (J)}{1 (MJ)} \times \frac{1 (h)}{3600 (s)} \quad (3.4)$$

Donde:

HT_{mes} : Irradiación global mensual a 8°

EI_{mns} : Energía irradiada global media mensual a 8°

$$\dot{V}si_{ACS} \left(\frac{kg}{s} \right) = \frac{\dot{V}_{ACS}(L) \cdot \delta_{Agua} \left(\frac{kg}{L} \right)}{h_{sol} (h)} \times \frac{1 (h)}{3600 (s)} \quad (3.5)$$

Donde:

$\dot{V}si_{ACS}$: Caudal masico mensual de ACS

En la Tabla 8, se muestra la demanda de energía térmica mensual, la irradiación global mensual y el caudal de ACS consumido mensualmente en unidades compatibles con los valores a diseñar en la hoja de cálculo. El cálculo de estos valores se basa en valores promedios diarios, para cada mes. La última fila corresponde a los valores de consumo diario

medio en el periodo de un año que serán efectivamente ingresados a la hoja de cálculo de Excel para realizar el diseño del captador.

Tomando en cuenta que el año tiene 365 días, los Valores diarios medios anuales se encontraron al dividir los valores promedio para los días que tiene el año.

Tabla 8. “Demanda mensual y media diaria de: potencia térmica, Irradiación global y Caudal de ACS para la ciudad de Riobamba”

Mes	Horas Sol	Demanda de energía térmica mensual (MJ)	Energía irradiada global media mensual a 8º (MJ/m ²)	Demanda de potencia térmica mensual (W)	Irradiación global mensual a 8º (W/m ²)	Caudal de ACS mensual (kg/s)
Enero	8,75	872,60	26,01	27701,7	25593,2	0,11810
Febrero	9,25	786,75	23,41	23626,2	19684,1	0,10090
Marzo	9,5	871,05	27,27	25469,3	24720,2	0,10877
Abril	9,25	842,95	26,11	25313,8	23526,1	0,10811
Mayo	8,75	886,60	24,45	28146,1	24058,0	0,11810
Junio	8,5	858,00	20,26	28039,3	19866,7	0,11765
Julio	8,75	902,16	22,73	28639,9	22371,2	0,11810
Agosto	9,25	902,16	24,09	27091,8	22426,1	0,11171
Septiembre	9,5	873,06	23,14	25527,9	20300,0	0,10526
Octubre	9,25	886,60	26,43	26624,7	24606,4	0,11171
Noviembre	8,75	858,00	17,10	27238,2	16287,6	0,11429
Diciembre	8,5	871,05	26,99	28465,6	27344,8	0,12157
Valores Promedio				26823,7	22565,4	0,11285
Valores diarios medios anuales				881,9	741,9	0,00371

(Fuente Propia)

3.2.3 TOPOLOGÍA DEL CAPTADOR

3.2.3.1 Tubos del captador

El material para los tubos del captador debe tener propiedades térmicas adecuadas para que se produzca una alta transferencia de calor, por lo que, la conductividad térmica deberá ser alta, además, se debe tomar en cuenta que el material de los tubos deberá ser el mismo de placa absorbadora y deberá estar unido a la placa absorbadora mediante soldadura. Por tanto,

el material escogido para los tubos y la placa absorbedora del captador es el cobre. La soldadura para sistemas de agua potable debe ser de núcleo sólido sin plomo.

a) Número de tubos del captador solar

Para determinar el número de tubos óptimo, se procederá determinar en base a la eficiencia obtenida en el colector. Como primera estimación se referenciará en colectores solares de placa plana comerciales propuesta por Suministros y Servicios Andaluces (2019) (ver Anexo B), el número de tubos estimado para un área de captación de aproximadamente 2,09 m² (1,1 m x 1,8 m) será de 12 tubos.

b) Diámetro de tubos

Para determinar diámetro de los tubos se procederá a referenciarse en un catálogo cuyo producto sea consumido localmente. El tipo de tubería escogida es una tubería rígida de tipo L debido a que es el tipo más común de tubería de cobre, ya que se utilizan en aplicaciones de plomería interior, para la protección contra incendios y sistemas HVAC en algunos casos. Los tubos de cobre de tipo L se pueden utilizar con diversos sellos de compresión.

Los diámetros de este tipo de tubería son: diámetro externo: $D = 9,525 \text{ mm}$ y diámetro interno: $D = 8,001 \text{ mm}$

3.2.3.2 Placa absorbedora

El material de la placa absorbedora del captador debe tener propiedades térmicas adecuadas para que se produzca una alta ganancia y transferencia de calor hacia los tubos y una mínima pérdida de calor por radiación, por lo que la conductividad térmica y su absorción deberá ser alta mientras que su emisividad deberá ser baja. Como ya se mencionó, el material escogido para los tubos y la placa absorbedora del captador es el cobre.

La cara expuesta al sol debe captar la mayor cantidad de radiación por lo que se suele pintar de color oscuro o dotarla de una superficie selectiva (muy absorbente a la radiación y de baja emitividad), para este caso se recomienda someter el captador solar (placa absorbedora soldada con los tubos) a rociado de cromo negro (sputtered) para darle a la superficie la característica de selectiva.

c) Emitancia y absorbancia de la placa absorbadora

Para determinar la emitancia y la absorbancia de la placa absorbadora, hay que tomar en cuenta que su superficie es selectiva por lo que su emitancia será tendrá valores bajos, mientras que su absorbancia tendrá valores altos. El valor de la emitancia es de 0,1 y el valor de la absorbancia es de 0,9 (ver Anexo D), estos valores se tomaron de la Fundación Energizar (2014).

a) Conductividad de la placa absorbadora

Para determinar la conductividad de la placa absorbadora, hay que tomar en cuenta que el material seleccionado es el cobre, por lo que se lo tomará de tablas propuestas por Incropera & DeWitt (1999). El coeficiente de conductividad para el cobre es $401 \left(\frac{W}{m \cdot K} \right)$ (ver Anexo E).

b) Espesor de la placa absorbadora

El espesor de la placa absorbadora se estimará en base a catálogos cuyos productos se comercialicen localmente (ver Anexo F). Para darle un poco de resistencia mecánica a la placa absorbadora se toma un espesor de 2 mm.

3.2.3.3 Cubierta

El material de la cubierta del captador debe tener propiedades térmicas adecuadas para que se produzca una alta transmisión de radiación de onda corta y baja transmisión a la radiación de onda larga. El material escogido para este cometido es vidrio claro templado de bajo contenido en hierro, de 4 mm de espesor. El vidrio posee efecto selector de la radiación y su empleo es ideal para crear el efecto invernadero necesario para el calentamiento del agua y reducir las pérdidas por la parte superior. El vidrio templado es un tipo de vidrio de seguridad, procesado por tratamientos térmicos o químicos, para aumentar su resistencia en comparación con el vidrio normal

a) Número de cubiertas

A medida que el colector posea más cubiertas, menor será las pérdidas de calor por la parte superior del dispositivo y menor será la transmisión de radiación, sin embargo, para esta localidad basta con colocar una cubierta.

b) Emitancia de la cubierta

La emitancia de la cubierta será tomada de la tabla propuesta por Optimer System (2019), (ver Anexo F) y cuyo valor es 0,95.

c) Transmitancia de la cubierta

La transmitancia de la cubierta será tomada del catálogo de vidrio promocionado por la empresa Ambateña Covinhar (2019), (ver Anexo G) y cuyo valor es 0,9.

3.2.3.4 Aislante Térmico

El aislante del colector debe estar compuesto por un material tal, que no permita pérdidas térmicas por la parte lateral e inferior, es por esto que, este material debe tener un coeficiente de conducción muy bajo. El material escogido para este cometido es el poliuretano expandido.

a) Conductividad del aislante

Para determinar la conductividad del aislante, hay que tomar en cuenta que el material seleccionado es el poliuretano expandido, por lo que se lo tomará de tablas propuestas por Coronda (2019). El coeficiente de conductividad para el poliuretano expandido es $0,022 \left(\frac{W}{m \cdot K} \right)$ (ver Anexo E).

b) Espesor del aislante

Para estimar el espesor del aislante, hay que tomar en cuenta que el material seleccionado es el poliuretano expandido, por lo que no es necesario estimar espesores grandes, sin embargo, para poder diseñar eficientemente el captador solar, el espesor del aislante deberá ser mapeado en función del coeficiente de pérdidas térmicas lateral e inferior. Como una

primera aproximación se tiene que el espesor del aislante en la parte inferior es $l = 20$ mm y Espesor lateral del aislante es $E = 6$ mm. (ver Anexo H).

3.2.3.5 Área del captador

Para calcular el área de captación hay que tomar en cuenta que el calor útil suministrado por una determinada área de captación (en Watts), debe ser semejante a la Demanda de potencia térmica (**Consumo diario medio en el periodo de un año en Watts**), para calentar el agua sanitaria requerida por una vivienda unifamiliar. En base a esto, el área de la placa absorbadora se diseñó a partir de la siguiente afirmación:

$$Q_{\text{útil}} = Dp_d \quad (3.6)$$

Donde:

Dp_d : Demanda de potencia térmica diaria

Para ajustar el área del captador, hay que realizar una primera estimación basada en las características geométricas de captadores solares comerciales; esta estimación inicial ya se mencionó en el apartado 3.2.3.1, cuando se estimó el número de tubos del captador solar. La comprobación $Q_{\text{útil}} = Dp_d$, se la realizó directamente en la hoja de cálculo de Excel, donde ya están programadas todas las fórmulas de diseño del captador solar (ver Anexo H).

3.2.1 RESULTADOS DEL DISEÑO DEL CAPTADOR

La Tabla 9 muestra los resultados del diseño total del captador solar.

Tabla 9. "Diseño del captador solar de placa plana"

	Variable	Inicial	Unidades	Dato	Material
Datos de entrada	Radiación solar global	HT	W/m ²	741,9	-----
	Velocidad del viento	Vv	m/s	2,19	-----
	Temperatura ambiente	Ta	°C	12,75	-----
	Temperatura de entrada del fluido	Tfe	°C	13,2	Agua
	Flujo másico	m	kg/s	0,00371	
	Ángulo de inclinación	β	° Sexag.	8	-----
	Número de tubos	n	-----	12	Tubería de cobre tipo L
	Diámetro de tubo externo	D	mm	9,525	
	Diámetro de tubo interno	Di	mm	8,001	
	Emitancia de la superficie selectiva	ϵ_p	-----	0,1	

	Absortancia de la superficie selectiva	α	-----	0,9	Rociado de cromo negro
	Conductividad de la placa	k	W/(m*K)	401	Cobre
	Espesor de la placa	δ	mm	2	
	Largo de la placa	Lp	m	1,9	
	Ancho de la placa	Anp	m	1,1	
	Número de cubiertas	N	-----	1	Vidrio claro templado
	Emitancia cubierta	ϵ_c	-----	0,95	
	Transmitancia cubierta	τ	-----	0,9	
	Conductividad aislante	ka	W/(m*K)	0,022	Poliuretano expandido
	Espesor aislante inferior	Einf	mm	20	
	Espesor aislante lateral	Elat	mm	6	
	Potencia térmica demandada	Dpd	W	881,9	-----
Datos de salida	Área efectiva de la placa	Ae	m ²	2,09	-----
	Conductancia Total	UL	W/(m ² *K)	4,806	-----
	Eficiencia geométrica de la placa	F	-----	0,997	-----
	Factor de eficiencia de la sección	Fs	-----	0,942	-----
	Factor de remoción de calor	FR	-----	0,705	-----
	Calor útil o aprovechada	Qútil	W	890,923	-----
	Eficiencia	nc	%	57,5	-----
	Temperatura de salida del fluido	Tfs	°C	76,555	-----

(Fuente Propia)

Como se puede ver en la Tabla 9, todos los parámetros de diseño han quedado satisfechos por la topología seleccionada, cabe mencionar que los valores obtenidos del área efectiva, la conductancia total, el factor de remoción de calor, la eficiencia y la temperatura de salida del fluido, son comparables a la de los captadores solares comerciales.

En la programación de la hoja de cálculos de Excel se plasma una caracterización termodinámica que considera varios conceptos ingenieriles como la interpolación de las propiedades del agua saturada, el cálculo del coeficiente de convección tubo-fluido mediante el análisis parámetros adimensionales y el ajuste de todos los datos calculados en base a iteraciones sucesivas de la temperatura de salida del fluido caloportador y de la temperatura media de la placa.

La metodología tradicional de diseño de colectores solares, es un proceso iterativo, donde generalmente se realizan varias consideraciones que no necesariamente se apegan a la realidad del fenómeno de conversión de energía y cuyas consecuencias se verían reflejadas

en un diseño con una incertidumbre importante. Parte de estas limitaciones es superada en el presente proyecto, al emplear una herramienta matemática computacional (Excel), con las consideraciones ingenieriles expuestas en el párrafo anterior.

3.3 DISEÑO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO

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

El mayor requerimiento técnico del tanque es su total aislamiento, con el fin de conservar la temperatura requerida en el agua.

Debe cumplir con las siguientes especificaciones: Evidenciar sellamiento, aislamiento y todas las precauciones de intemperie, no deben ocurrir fugas de agua ni de vapor de agua, debe poder operar a presiones de red de distribución, disponer de los elementos que alivien al tanque y sus circuitos asociados de sobrepresiones originadas en golpes de presión de red hidráulica, adicionada a la presión por dilatación térmica del agua (Sánchez J. , 2012).

3.3.1 CONSIDERACIONES TÉCNICAS

- a) La ubicación del tanque de almacenamiento debe estar en la parte superior de la parrilla para que el termosifón surja efecto y así evitar el fenómeno de flujo inverso. Para evitar pérdidas de eficiencia el tanque se situará por encima del colector a una altura mínima de 30 cm.
- b) Como el tanque de almacenamiento está directamente conectado con la red de distribución de agua caliente sanitaria, se ubicará un termómetro en un sitio claramente visible por el usuario. Además, se colocará un medidor de presión en la parte más alta del tanque.
- c) La conexión de entrada de agua caliente proveniente del colector hacia el tanque de almacenamiento se realizará a una altura comprendida entre el 50 y 75% de la altura total del mismo.

-
- d) La conexión de salida de agua fría hacia el intercambiador se realizará por la parte inferior del tanque de almacenamiento.
 - e) La alimentación de agua de retorno al tanque de almacenamiento se realizará por la parte inferior y la extracción de agua caliente del tanque se realizará por la parte superior.
 - f) El tanque de almacenamiento dispondrá de válvulas de cierre para que pueda ser aislado durante las tareas de mantenimiento.
 - g) Como sistema de protección del tanque de almacenamiento se incorporará una válvula de seguridad, cuya función será limitar la presión del interior del tanque al valor máximo permisible, evacuando fluido cuando sea necesario, a fin de restaurar la presión en la instalación.
 - h) En lo que concierne a los tanques de almacenamiento con disposición horizontal, su principal aplicación es en los sistemas de termosifón, sin embargo, una buena estratificación de las temperaturas puede conseguirse empleando tanques esbeltos que estén dispuestos verticalmente, pues presentan una mayor capacidad de distribución del agua. En ese sentido, la disposición del tanque de almacenamiento escogida para este sistema solar térmico termosifón es el horizontal.
 - i) Debido a que el agua acumulada será de consumo humano el cilindro de los tanques de almacenamiento deben asegurar un grado alimentario ya sea mediante un recubrimiento interior o mediante un material que cumpla esta condición. El material escogido para fabricar el cilindro del tanque de almacenamiento será acero inoxidable AISI 304.

3.3.1.1 Circulación por gravedad o termosifón

En las instalaciones por gravedad el tanque de almacenamiento debe colocarse por encima de los colectores solares (ver Figura 22). De esta manera, el agua, al calentarse da inicio a una corriente de convección que va hacia el tanque de almacenamiento y se encarga de empujar el agua fría del fondo del tanque y hacia los colectores, provocando así una circulación natural. Entre más radiación capten las placas de absorción de los colectores,

mayor será la circulación y cuando no haya energía que captar, la circulación cesará automáticamente (Vázquez, Del Valle, Lino, & López, 2008).

Los factores que determinan el movimiento del agua, mediante el proceso de circulación natural, son:

- La diferencia de temperaturas entre la de salida del colector y la de la parte inferior del tanque de almacenamiento.
- La diferencia de altura entre el colector y el tanque de almacenamiento.

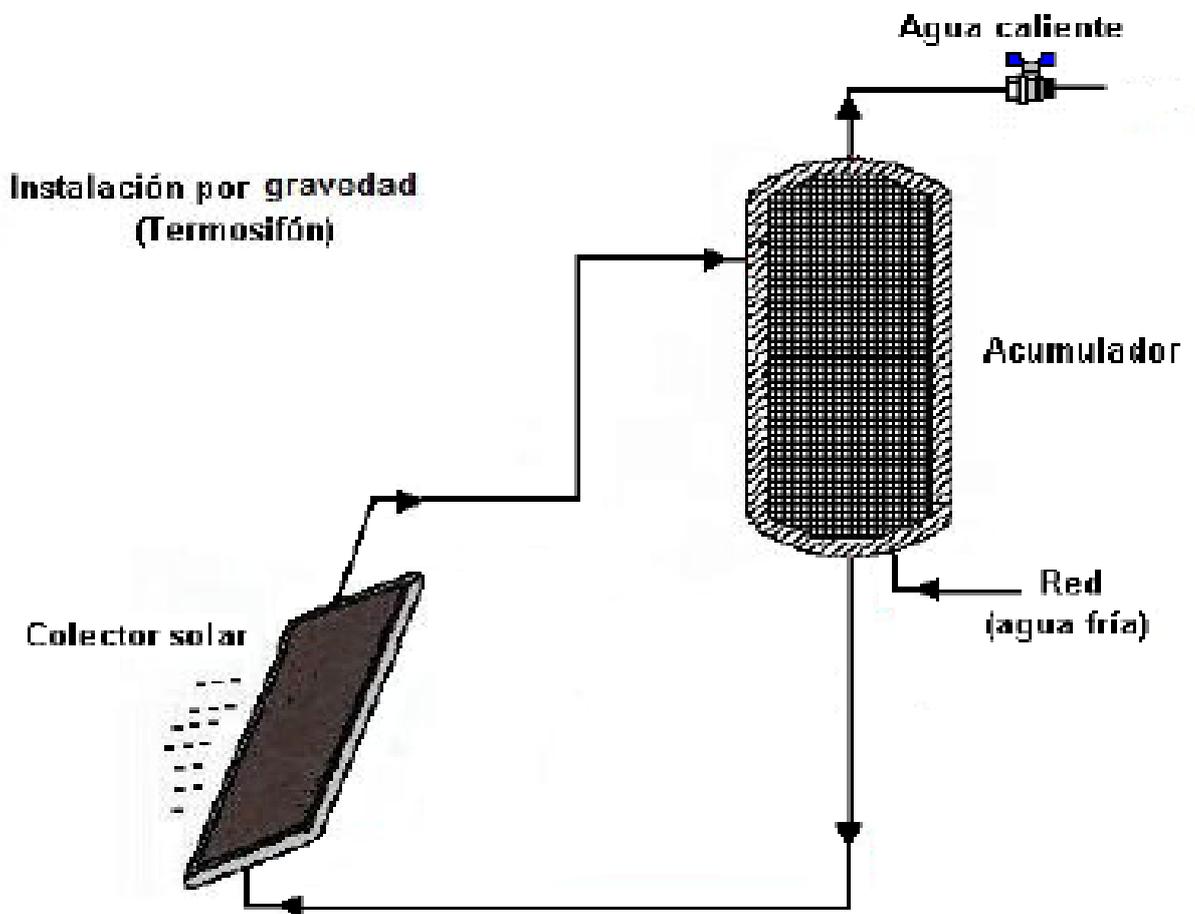


Figura 22. "Esquema de conexión de una instalación de gravedad (termosifón)"
(Vázquez, Del Valle, Lino, & López, 2008)

3.3.2 DISEÑO MECÁNICO DEL CILINDRO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO

Para poder diseñar el cilindro del tanque de almacenamiento es necesario comprender varios parámetros técnicos, entre ellos están: la resistencia mecánica del material, la corrosión

permisible, la presión de diseño y la eficiencia de la junta soldada, esto para determinar el factor óptimo de longitud que, a su vez, fijará el diámetro y altura más adecuados para el cilindro del tanque de almacenamiento. (Martínez, 2011).

3.3.2.1 Dimensionado del volumen del cilindro del tanque de almacenamiento

El volumen del tanque de almacenamiento deberá ser menor al volumen de agua requerida diariamente y además deberá cumplir con la siguiente condición:

- a) El volumen del cilindro del tanque de acumulación tendrá un valor según el siguiente requisito (Comité Ejecutivo de la Norma Ecuatoriana de Construcción, 2011):

$$50 \leq \frac{V_{TA} (L)}{A_e (m^2)} \leq 180 \quad (3.7)$$

Donde:

V_{TA} : Volumen del cilindro

La Tabla 10 muestra que para un volumen del cilindro del tanque de almacenamiento de 120 (L) se satisface plenamente la condición expuesta anteriormente.

Tabla 10. "Determinación del volumen del cilindro del tanque"

Parámetro	Inicial	Valor	Unidades
Consumo diario (medio anual) de ACS	$V_{ACS/día}$	120,21	L/día
Área efectiva de la placa	A_e	2,09	m^2
Volumen del cilindro	V_{TA}	120	L
		4,24	ft^3
Condición	V_{TA}/A_e	57,42	l/m^2

(Fuente Propia)

3.3.2.2 Determinación del diámetro y la altura del cilindro del tanque

Las ecuaciones mostradas a continuación, tanto para el dimensionamiento del diámetro, altura y espesores del cilindro del tanque de almacenamiento se tomaron de Pressure vessel handbook (Megyesy, 1997).

La ecuación (3.8) permite determinar el factor óptimo de longitud:

$$F_L \left(\frac{1}{in} \right) = \frac{P_D \text{ (psi)}}{C_A \text{ (in)} \cdot S_P \text{ (psi)} \cdot E_j \text{ (tanto por uno)}} \quad (3.8)$$

Donde:

F_L : Factor óptimo de longitud

P_D : Presión de diseño

C_A : Corrosión admisible

S_P : Esfuerzo máximo permisible

E_j : Eficiencia de la junta

$$P_D \text{ (psi)} = P_O \text{ (psi)} + 30 \quad (3.9)$$

Donde:

P_O : Presión de operación

Cuando el acero austenítico AISI 304 está en contacto con agua únicamente, la corrosión admisible es alrededor de 0,0065 (in) ya que es solamente de naturaleza superficial. Por ende, para el tanque almacenamiento se estima una vida útil de 20 años.

La presión de operación será igual a la presión de la red del agua potable de Riobamba.

La eficiencia de la junta soldada, para juntas sin un análisis posterior por radiografía, es de 0,8.

El esfuerzo máximo permisible se obtuvo obtenidos por interpolación a una temperatura de 60 °C, de los datos mostrados por Megyesy (1997), la Tabla 11 muestra las propiedades mecánicas del acero inoxidable.

Tabla 11. "Propiedades del acero inoxidable AISI 304 en planchas"

Descripción	Tipo de estructura	Composición	Límite de fluencia (psi)	Máximo esfuerzo permisible a 60 °C (psi)
AISI 304	Austenita	18 Cr - 8 Ni	75000	18400

(Fuente Propia)

La Tabla 12 muestra los resultados del factor óptimo de longitud para las condiciones de diseño dadas. La presión de operación se tomó de Romero (2009).

Tabla 12. "Determinación del factor óptimo de longitud"

Parámetro	Inicial	Valor	Unidades
Presión de operación	P_O	20	psi
Presión de diseño	P_D	50	psi
Corrosión admisible	C_A	0,0065	in
Esfuerzo máximo permisible	S_P	18400	psi
Eficiencia de la junta	E_j	0,8	-----
Factor óptimo de longitud	F_L	0,52	1/in

(Fuente Propia)

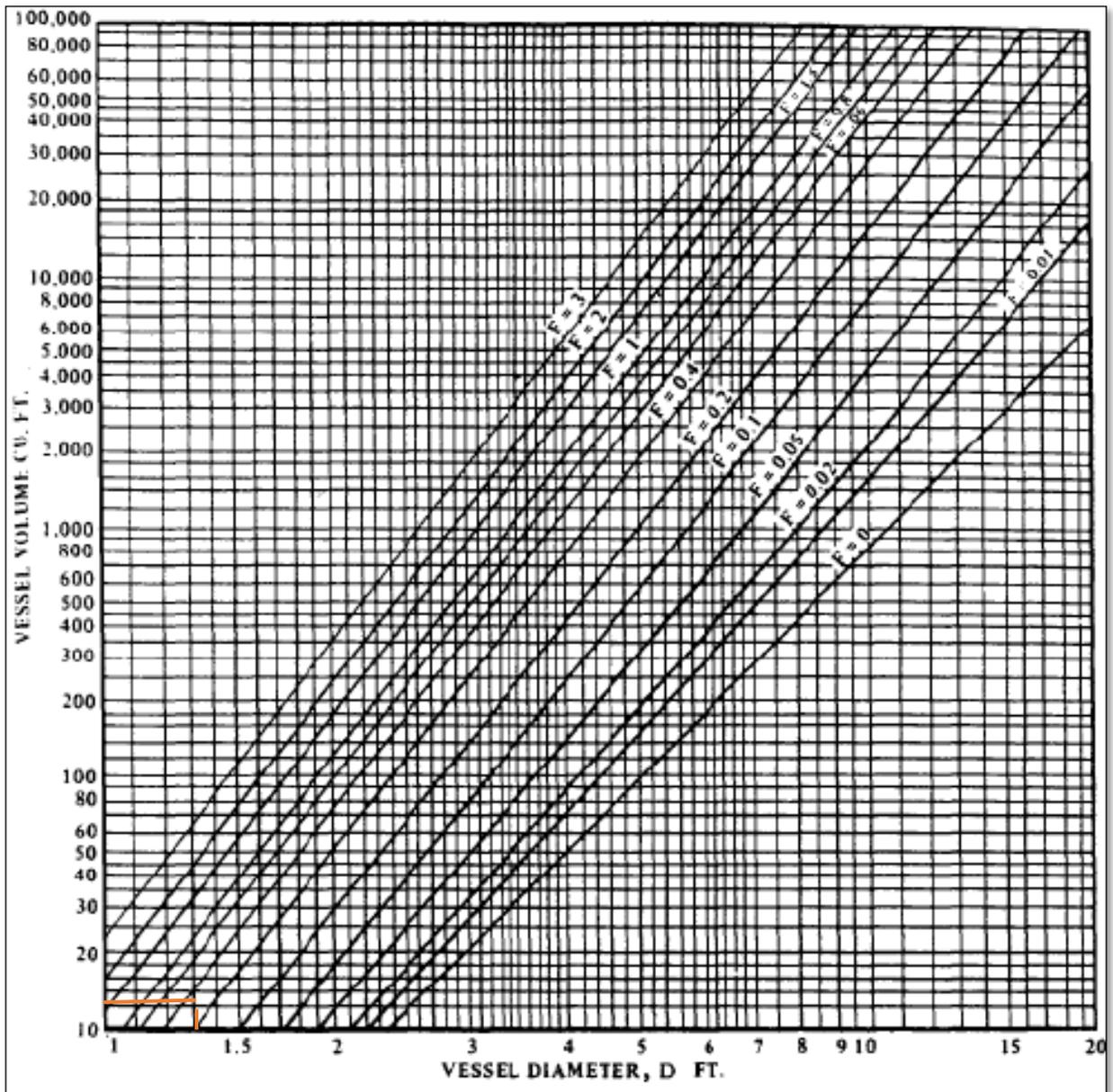


Figura 23. "Cuadro para determinar la dimensión óptima del tanque sometido a presión interna"
(Megyesy, 1997)

Con el factor óptimo de longitud y el volumen del cilindro en (ft³) se determina el diámetro en (ft³) que deberá tener el cilindro del tanque de almacenamiento, utilizando la Figura 23: Para un volumen de almacenamiento de 4,24 (ft³) y un factor óptimo de longitud de 0,52, se obtiene un diámetro de 1,3 (ft).

Para determinar la altura del cilindro se realizará con la ecuación (3.10)

$$h_{TA} = \frac{4 V_{TA}}{\pi d_{TA}^2} \quad (3.10)$$

Donde:

h_{TA} : Altura del cilindro del tanque de almacenamiento

d_{TA} : Diámetro del cilindro del tanque de almacenamiento

Tabla 13. "Determinación de la altura del cilindro del tanque de almacenamiento"

Parámetro	Inicial	Valor	Unidades
Volumen del cilindro	V_{TA}	0,12	m ³
Diámetro del cilindro	d_{TA}	0,40	m
Altura del cilindro	h_{TA}	0,97	m

(Fuente Propia)

La Tabla 13 muestra el volumen, el diámetro y la altura del cilindro del tanque almacenamiento en (m³ y m, respectivamente).

3.3.2.3 Determinación del espesor del cilindro del tanque de almacenamiento

La ecuación (3.11) permite determinar el espesor en la pared del cilindro:

$$t_{pd}(in) = \frac{P_D (psi) \cdot [r_{TA} (in) + C_A (in)]}{S_P (psi) \cdot E_j(\text{tanto por uno}) - 0,6 \cdot P_D (psi)} + C_A (in) \quad (3.11)$$

Donde:

t_{pd} : Espesor de la pared del cilindro del tanque de almacenamiento

r_{TA} : Radio del cilindro del tanque de almacenamiento

La ecuación (3.12) permite determinar el espesor en las cabezas superior e inferior del cilindro:

$$t_{ca}(in) = \frac{P_D (psi) \cdot [d_{TA} (in) + 2 \cdot C_A (in)]}{2 \cdot S_P (psi) \cdot E_j(tanto\ por\ uno) - 0,2 \cdot P_D (psi)} + C_A (in) \quad (3.12)$$

Donde:

t_{ca} : Espesor de las cabezas del cilindro del tanque de almacenamiento

La Tabla 14 muestra el resultado del cálculo del espesor del cilindro, tanto para la pared como para las cabezas, sin embargo, este espesor calculado que soporta los esfuerzos por presión no es suficiente para darle rigidez al tanque, por tanto, se va a tomar un espesor de pared y cabezas de 3 mm, según el catálogo de DIPAC (2019), (ver Anexo I).

Tabla 14. "Determinación de espesor del cilindro del tanque de almacenamiento"

Parámetro	Inicial	Valor	Unidades
Presión de diseño	P_D	50	psi
Diámetro del cilindro	d_{TA}	15,60	in
Radio del cilindro	r_{TA}	7,80	in
Corrosión admisible	C_A	0,0065	in
Esfuerzo máximo permisible	S_P	18400	psi
Eficiencia de la junta	E_j	0,8	-----
Espesor de la pared del cilindro	t_{pd}	0,0331	in
		0,840	mm
Espesor de las cabezas del cilindro	t_{ca}	0,0330	in
		0,839	mm

(Fuente Propia)

3.3.3 SELECCIÓN DEL AISLAMIENTO TÉRMICO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO

La capa de aislamiento del tanque debe poseer propiedades físicas, químicas y térmicas que asegure: (1) una muy baja transferencia de calor, por lo cual su conductividad térmica deberá ser menor de $0,040 \left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$ en el rango de 20 °C a 120 °C, (2) una muy baja absorbencia de agua, (3) una baja capilaridad, y (4) una mínima retención del agua, además que (5) debe ser químicamente estable (por más de 20 años) para que evite formación de llama (Comité Ejecutivo de la Norma Ecuatoriana de Construcción , 2011).

Para asegurar una transferencia de calor mínima, el espesor del aislamiento de los tanques de almacenamiento es determinado de acuerdo a la capacidad del cilindro de la siguiente manera (Martínez, 2011):

1. Si la capacidad es inferior a los 300 (L), deberá tener un espesor mínimo de 30 (mm),
2. Si la capacidad es superior a los 300 (L), el espesor mínimo será de 50 (mm), y
3. Si el tanque de almacenamiento se encuentra en el exterior y la capacidad es superior a los 2 m³, el espesor mínimo será de 100 (mm).

El material que cumple con una conductividad menor o igual a $0,04 \left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$, además de las propiedades físicas es el poliuretano expandido ya que tiene una conductividad de $0,022 \left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$. Como la capacidad del tanque es de 120 (L), le corresponde un espesor de aislamiento de 30 (mm).

3.3.4 SELECCIÓN DE LA CARCASA DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO

Para la construcción de la carcasa se seleccionará un acero galvanizado de 2 (mm) de espesor, con el fin de darle rigidez y se lo recubrirá de una pintura electrostática color negro.

3.3.5 RESULTADOS DEL DISEÑO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO

La Tabla 15 muestra los resultados del diseño total del tanque de almacenamiento.

Tabla 15. "Diseño del tanque de almacenamiento"

Parámetro	Inicial	Unidades	Dato	Material
Presión de diseño	P _D	psi	50	Acero inoxidable AISI 304
Volumen del cilindro	V _{TA}	m ³	0,12	
Diámetro del cilindro	d _{TA}	m	0,40	
Altura del cilindro	h _{TA}	m	0,97	
Espesor de la pared del cilindro	t _{pd}	mm	3	
Espesor de las cabezas del cilindro	t _{ca}	mm	3	
Conductividad del aislante del tanque	k _{aTA}	W/(m*K)	0,022	Poliuretano expandido
Espesor del aislante del tanque	t _{aTA}	mm	30	
Espesor de la carcasa del tanque	t _{CCA}	mm	2	Acero galvanizado

(Fuente Propia)

Como se puede ver en la Tabla 15, todos los parámetros de diseño han quedado satisfechos por la topología seleccionada, cabe mencionar que los valores obtenidos son comparables a la del tanque de almacenamiento de sistemas solares térmicos comerciales.

3.4 DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

Para diseñar el circuito hidráulico hay que asegurarse que los materiales que lo conforman soporten las máximas temperaturas y presiones que puedan alcanzarse.

Para prever la protección catódica del acero, en un mismo SST, no deben estar en contacto materiales diferentes, como por ejemplo el cobre y el acero, por lo que se deberá instalar manguitos dieléctricos entre ellos.

3.4.1 RECOMENDACIONES PARA SISTEMAS DE CIRCULACIÓN NATURAL

- a) Para una instalación por termosifón, los diámetros de las tuberías del circuito primario deben ser mayores que en los sistemas de circulación forzada. En las tuberías del circuito primario (flujo entre el captador y el tanque de almacenamiento) deberá evitarse el montaje de filtros u otros accesorios que supongan pérdidas de carga al fluido caloportador.
- b) Deben evitarse las tuberías horizontales y cambios complejos de dirección del flujo interno. Como sugerencia se debe colocar las tuberías con una ligera inclinación, de 3 %, en dirección hacia el tanque de almacenamiento.
- c) Debe concebirse en fase de diseño un circuito hidráulico de por sí equilibrado. Si no fuera posible, el flujo debe ser controlado por válvulas de equilibrado.
- d) En ningún caso el diámetro de las tuberías será inferior a DN15. En general, dicho diámetro se calculará de forma que corresponda al diámetro normalizado inmediatamente superior al necesario en una instalación equivalente con circulación forzada (IDAE, 2009).

3.4.2 DIMENSIONADO DE LAS TUBERÍAS

En las tuberías del circuito primario podrán utilizarse como materiales el cobre y el acero

inoxidable, con uniones roscadas, soldadas o embridadas y protección exterior con pintura anticorrosiva. Se admite material plástico que este apto para esta aplicación. Para evitar pérdidas térmicas, las tuberías del sistema hidráulico deberán ser tan cortas como sea posible, disminuyendo al máximo el uso de codos y las pérdidas de carga.

En caso de cañerías al descubierto, deben contar con una aislación suficiente como para que la superficie exterior del aislante no tenga una temperatura sustancialmente mayor al del ambiente en ningún momento. Evitar la formación de depósitos de cal y las obturaciones en los circuitos primario y secundario de la instalación, pues afectan drásticamente en su rendimiento (Comité Ejecutivo de la Norma Ecuatoriana de Construcción , 2011).

3.4.2.1 Determinación del tipo de tubería

Las tuberías de PVC (Polipropileno) y las tuberías de cobre presentan características muy diferentes en su costo y en sus propiedades térmicas. Se diferencian además en el modo de unión, en resistencia a los ciclos de dilatación y en la conductividad térmica. Las tuberías de polipropileno es un material económico que facilita el ahorro de energía gracias a su baja conductividad térmica (por lo que apenas influyen en la temperatura de los fluidos que las recorren), bajo peso, su facilidad de instalación y versatilidad de uso. Estas características hacen de este tipo de tubería la mejor opción para instalación en edificios, viviendas y lugares de trabajo; tampoco transmiten ningún sabor ni olor, soportan presiones altas, no son combustibles y las paredes interiores son lisas por lo que reducen la pérdida de presión por fricción (Peñaherrera & Sarzosa, 2012).

Es por esto que la tubería seleccionada es de PVC de diámetro nominal $DN_T = \frac{1}{2} (in) = 21,3 (mm)$, y espesor de pared igual a $e_T = 3,4 (mm)$, (ver Anexo J). Con estas medidas se probará mas adelante si el diámetro seleccionado es el adecuado.

3.4.2.2 Determinación del diámetro de tubería

Para determinar el diámetro de la tubería, se debe conocer la velocidad media del fluido, sin embargo, experiencias en instalaciones existentes, permite prefijar un rango de velocidades que no es se debe superar si se quiere evitar riesgos colaterales. En ese sentido, la velocidad media del fluido no deberá superar la velocidad marcada en el CTE. Esta velocidad máxima recomendada, con la que deberá circular el líquido por la tubería, es de unos 1,3 (m/s), si lo

hace de forma continua (circuito primario), y de 2,5 (m/s) si lo hace por intervalos (circuito secundario).

Para encontrar la velocidad media de un fluido que circula por una tubería, conocidos su diámetro y su caudal, se utiliza la ecuación (3.13) propuesta por Quero (2011):

$$v_f \left(\frac{m}{s} \right) = 0,354 \cdot \frac{Q_f \left(\frac{L}{h} \right)}{Di_T (mm)} \quad (3.13)$$

Donde:

v_f : Velocidad del fluido

Q_f : Caudal de la tubería

Di_T : Diámetro interno de la tubería

Para dimensionar las tuberías también se debe considerar las pérdidas de carga lineales (por rozamiento), y estas dependen de diferentes factores como el diámetro de la tubería, de la rugosidad de las paredes internas, de las propiedades del fluido y de la velocidad con que circula.

Existen numerosas tablas y expresiones con las que se puede determinar las pérdidas de carga lineales en función del material a emplear. Para el presente estudio se ha optado por la ecuación (3.14), obtenida a partir de la fórmula de Darcy-Weisbach, tomado de MOLECOR (2019), que sirve para el caso de tuberías de PVC de paredes lisas por las que circula agua:

$$J = \frac{\Delta H_c (m)}{L (m)} = \frac{1000 \cdot f \cdot v_f^2 \left(\frac{m}{s} \right)^2}{2 \cdot g \left(\frac{m}{s^2} \right) \cdot Di_T (mm)} \quad (3.14)$$

Donde:

J : Pérdida de carga continua por unidad de longitud

ΔH_c : Pérdida de carga continua

L_T : Largo de la tubería

f : Coeficiente de fricción

g : Aceleración de la gravedad

Dado que las tuberías de PVC-O son completamente lisas, el cálculo del coeficiente de fricción (f) que aparece en la fórmula de Darcy-Weisbach se puede realizar mediante la siguiente ecuación empírica (3.15) propuesta por Colebrook y White, (CONSTRUMÁTICA, 2019):

$$f = \frac{1}{\left(-2 \cdot \log\left(\frac{1000 \cdot Ka(m)}{3,71 \cdot Di_T(mm)} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}}\right)\right)^2} \quad (3.15)$$

Donde:

Ka : Rugosidad absoluta

Re : Número de Reynolds

El vito que tenemos la velocidad del fluido, el número de Reynolds se puede calcular con la ecuación (3.16):

$$Re = \frac{v_f \left(\frac{m}{s}\right) \cdot Di_T(mm)}{1000 \cdot \vartheta \left(\frac{m^2}{s}\right)} \quad (3.16)$$

Donde:

ϑ : Viscosidad cinemática

El cálculo de del factor de fricción se lo realiza de forma iterativa hasta encontrar una convergencia, sin embargo, como una primera estimación se puede tomar de la ecuación (3.17), propuesta por Blasius:

$$f = 0,316 \cdot Re^{-0,25} \quad (3.17)$$

El diámetro de tubería seleccionado será aquel que proporcione una velocidad y una pérdida de carga inferior a la máxima admisible o recomendable. Las pérdidas de carga óptimas se sitúan entre 10 y 16 milímetros de columna de agua sobre metros $\left(\frac{mmca}{m}\right)$, (Moliet, 2010), mientras que como ya se mencionó la velocidad del fluido máxima es 1,3 (m/s).

Debido que el coeficiente de conductividad de la tubería de PVC es bastante bajo, $0,22 \left(\frac{W}{m \cdot K}\right)$ y la longitud de la tubería que conecta el captador y el tanque es lo suficientemente corta, no produce una disminución considerable de la temperatura del agua caliente, por cuanto, no es necesario aislamiento térmico para la tubería.

La Tabla 16 muestra que la tubería con el diámetro seleccionado y con el caudal calculado origina una velocidad del fluido y una pérdida de carga continua por unidad de longitud dentro de los parámetros establecidos.

Tabla 16. "Dimensionado de la tubería"

Parámetro	Inicial	Unidades	Dato	Material
Diámetro nominal de la tubería	DN _T	mm	21,3	PVC
Espesor de la tubería	e _T	mm	3,4	
Diámetro interno de la tubería	Di _T	mm	14,5	
Rugosidad absoluta	Ka	m	0,000003	
Factor de fricción estimada	f	-----	0,03833	Agua
Viscosidad cinemática	v	m ² /s	1,01E-06	
Caudal de la tubería	Q _f	L/h	13,36	
Número de Reynolds	Re	-----	4681,57	
Factor de fricción calculada	f	-----	0,03833	
Velocidad del fluido	v _f	m/s	0,326	
Pérdida de carga continua por unidad de longitud	J	m/m	0,014	
		mmca/m	14,33	

(Fuente Propia)

3.4.3 SELECCIÓN DE LAS VÁLVULAS Y ACCESORIOS

Este circuito debe diseñarse de tal manera que no permita el reflujo del agua caliente en horas de no sol, desde el tanque hacia el colector.

La selección de válvulas se realizará de acuerdo con la función que desempeñan y las condiciones extremas de funcionamiento tanto de presión como de temperatura.

La presión nominal mínima de cualquier tipo de válvula y accesorio deberá ser igual o superior a $4 \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$.

3.4.3.1 Válvulas

Un sistema hidráulico requiere de un conjunto de válvulas de control que le permitan solucionar problemas en la instalación debido a: bolsas de aire, flujo inverso, etc. Estas válvulas son:

-
- a) Válvula de seguridad:** Es un tipo de válvula que normalmente presenta el obturador cerrado por la acción de un muelle o de un contrapeso y se abre cuando la presión del líquido o gas alcanza un valor determinado. La válvula de seguridad garantiza un control automático de la presión interna del líquido o gas su objetivo es evitar una explosión, el fallo de un equipo o tubería por un exceso de presión. Cuando la presión del fluido alcanza un valor prefijado, se produce la apertura del obturador, que no cierra mientras la presión no descienda una cierta cantidad bajo dicho valor (ECURED, 2019).
- b) Válvula de purga de aire:** Las válvulas automáticas de purga de aire se utilizan en los circuitos cerrados de las instalaciones solares para evacuar automáticamente el aire contenido en el fluido, mediante un obturador controlado por un flotador que está en contacto con el líquido de la instalación. Las válvulas de corte se utilizan típicamente en combinación con las válvulas automática de purga de aire para poder excluir este componente después de llenar el circuito de la instalación solar, se ubican en los lugares más altos de la instalación (salida de agua caliente del colector o del tanque de almacenamiento) (CALEFFI, 2019).
- c) Válvula de descarga:** Las válvulas de purga o de descarga se han colocado en los puntos bajos de las líneas, para eliminar el agua cuando se hace la desinfección de la red de distribución y para permitir la evacuación del agua siempre que sea necesario. Esto ocurre generalmente cuando se va a vaciar la línea para ser reparada o por otras razones de naturaleza operacional, tales como limpieza de la línea mediante purgado de sedimentos (Civilgeeks, 2019).
- d) Válvula de compuerta:** Se utiliza para el llenado del colector, esta válvula permite el paso del flujo del fluido en posición completamente abierta y lo restringe en la posición completamente cerrada, con mínima pérdida de carga. Cuando la válvula está completamente abierta, no solo facilita el paso del fluido en línea recta si no que, además, la sección mantiene la misma área de la tubería a la cual está unida. Las válvulas de compuerta se utilizan principalmente para dejar pasar o no un fluido (ON-OFF) y no están diseñadas para regularlo, lo que indica que deben estar completamente abiertas o completamente cerradas (ECURED, 2019).
- e) Válvula de retención:** Las válvulas de retención son válvulas automáticas y autónomas que se utilizan para evitar la inversión del flujo en un conducto. Cuando
-

está abierto y bajo la presión del flujo, el mecanismo de retención se mueve libremente por los medios, y ofrece muy poca resistencia y una caída mínima de presión (ASAHI AMÉRICA, 2019).

- f) **Válvula de paso:** Es un sistema mecánico gracias al cual se puede regular el flujo de líquidos y gases que circulan a través de una tubería. El proceso se efectúa mediante una pieza que tapa de forma parcial o completa el orificio de la cañería. Según las necesidades, que vienen determinadas por el tipo de sustancia y la cantidad de flujo de ésta, hay disponible una amplia gama de válvulas. funciona mediante un disco o tapón que corta el paso al gas o líquido. Al contrario que las dos anteriores, está indicada para regulación o estrangulamiento del flujo (FACILÍSIMO, 2019).

3.4.3.2 Elementos de control

- a) **Manómetro:** Es un instrumento empleado para medir la **presión** de un fluido o gas en el interior de un circuito. En general, los manómetros utilizan la presión atmosférica como valor de referencia, es decir, que su valor cero corresponde al valor absoluto 1 de la presión atmosférica. El valor que se lee en el manómetro corresponde a la diferencia que existe entre la presión real y la atmosférica. A este valor se le denomina presión manométrica (Mundo Compresor, 2019).
- b) **Termómetro:** El termómetro es un instrumento que sirve para medir la temperatura de alimentos, líquidos o gases con ayuda de una propiedad termométrica. Con la finalidad de tener un registro y control visual de temperatura alcanzada por el agua circundante en el sistema colector, se debe instalar un punto de toma de temperatura a la salida del agua caliente del tanque de almacenamiento, ya sea termopares o termómetros análogos (Peñaherrera & Sarzosa, 2012).

3.4.3.3 Vaso de expansión

Se conforma de una almohadilla o membrana de presión dispuesta en un depósito cerrado. El espacio inferior es el ocupado por el fluido, cuya densidad puede cambiar como consecuencia de los incrementos de temperatura, situación que es absorbida por la membrana, y el de expansión está ocupado por aire o nitrógeno y tiene dispuesta una válvula de seguridad para limitar la presión al valor especificado por el fabricante (Vázquez, Del Valle, Lino, & López, 2008).

Como en este caso el circuito es abierto y referenciándose en el sistema solar térmico propuesto por el Comité Ejecutivo de la Norma Ecuatoriana de Construcción (2011), se ha optado por no colocar un vaso de expansión para este sistema termosifón en particular.

3.4.4 RESULTADOS DEL DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO

En la Figura 24 se muestra el diseño del circuito hidráulico de un sistema solar térmico directo tipo termosifón y en la Figura 25 se muestra el detalle de los accesorios que lo conforman.

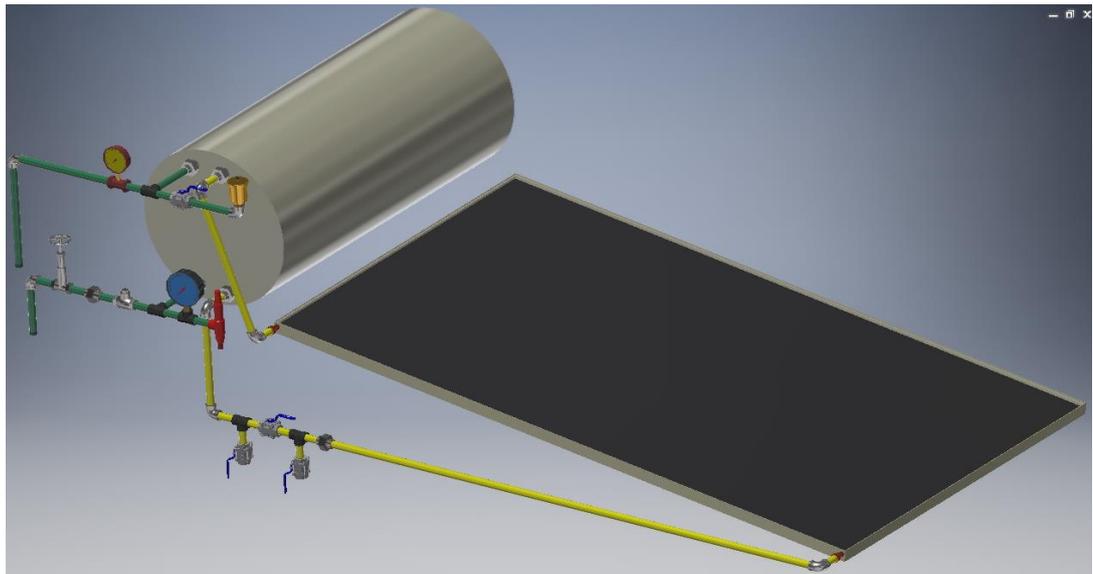


Figura 24. "Diseño del circuito hidráulico"
(Fuente Propia)

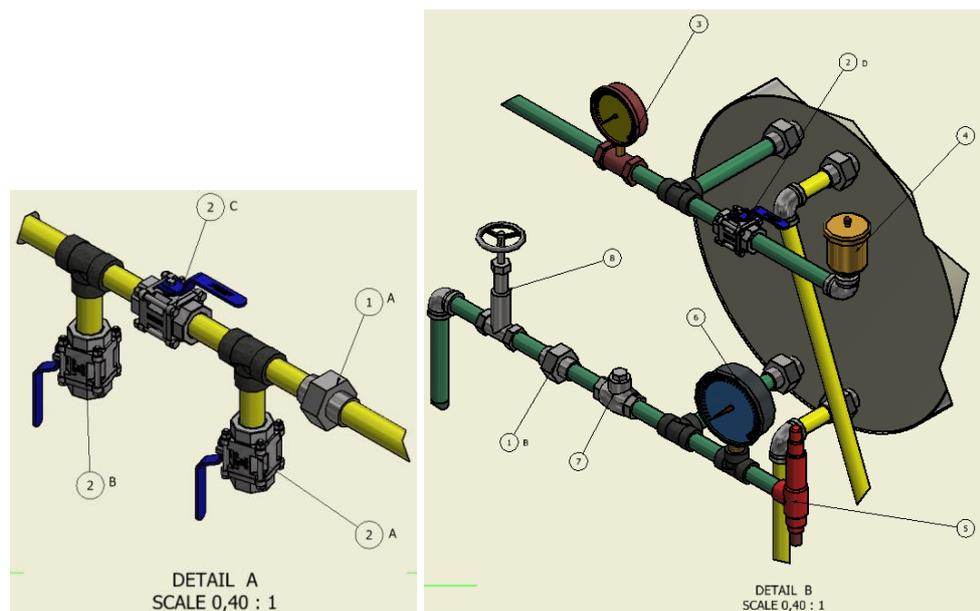


Figura 25. "Detalle de los accesorios del circuito hidráulico"
(Fuente Propia)

En la Tabla 17 se detalla los accesorios y los elementos de control por los que está compuesto el circuito hidráulico del SST, así como su función.

Tabla 17. "Accesorios y elementos de control"

Número	Accesorio	Función
1-A	Unión Universal	Para instalación y reparación del circuito primario
1-B	Unión Universal	Para instalación y reparación en el circuito de distribución
2-A	Válvula de esfera	Para mantenimiento del captador solar
2-B	Válvula de esfera	Mantenimiento del tanque de almacenamiento
2-C	Válvula de esfera	Para funcionamiento normal del equipo
2-D	Válvula de esfera	Para el funcionamiento de la válvula de purga de aire
3	Termómetro	Para visualizar la temperatura alcanzada por el sistema
4	Válvula de purga de aire	Para evacuar automáticamente el aire contenido en el fluido
5	Válvula de seguridad	Para expulsar el exceso de agua cuando la presión supere cierto nivel
6	Manómetro	Para visualizar la presión del sistema
7	Válvula de retención (Check)	Para evitar la inversión del flujo en el conducto de ingreso de agua
8	Válvula de compuerta	Para el acceso de agua fría al tanque de almacenamiento

(Fuente Propia)

3.5 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE APOYO

Algunas instalaciones solares requieren la incorporación de un sistema de apoyo para poder garantizar el abasto de agua caliente, sobre todo cuando se presentan un alto consumo durante un tiempo reducido. Sin embargo, no hay que olvidar que se tiene que aprovechar al máximo la energía solar y en el caso del sistema de apoyo usarlo solo cuando sea necesario.

Para sistemas de apoyo instantáneos, no es recomendable la conexión de un sistema de apoyo en el tanque de almacenamiento solar, pues traería consigo una disminución en los beneficios energéticos a obtenerse por la instalación de un sistema de aprovechamiento de la energía solar (Vázquez, Del Valle, Lino, & López, 2008).

La Figura 26 muestra un ejemplo de instalación con un sistema convencional instantáneo.

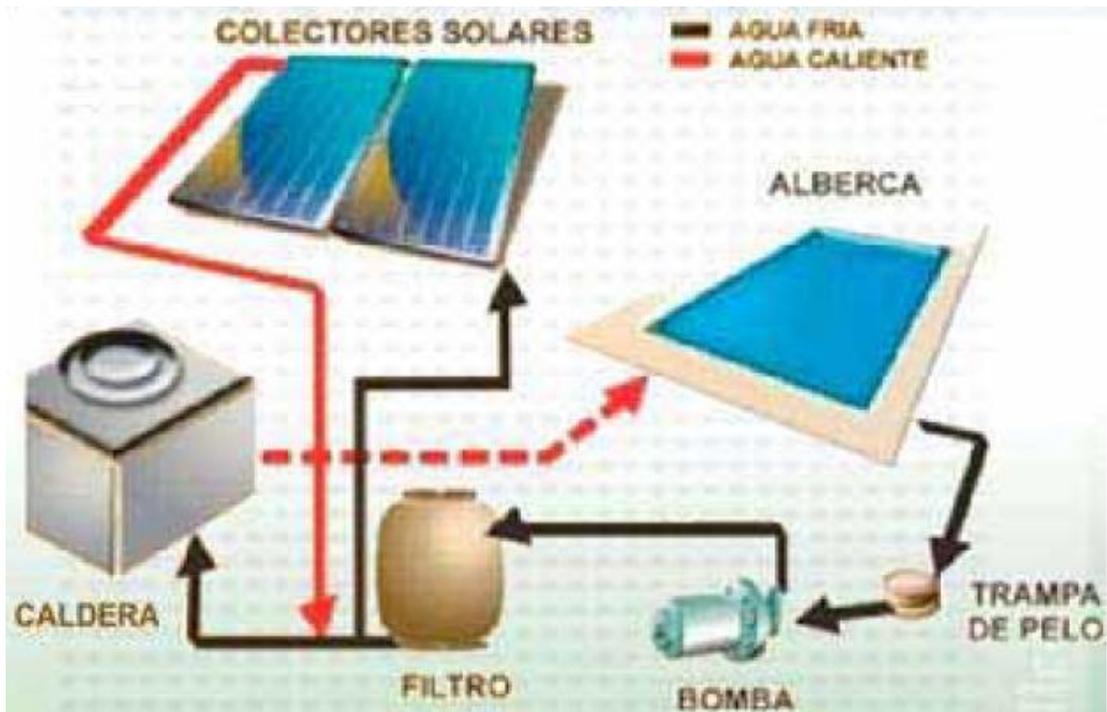


Figura 26. "Instalación solar térmica con sistema de apoyo convencional instantáneo"
(Vázquez, Del Valle, Lino, & López, 2008)

El sistema de apoyo instantáneo seleccionado, para el sistema solar térmico diseñado en el presente trabajo, es un calefón convencional que como combustible usa gas licuado de petróleo (GLP). Se seleccionó este sistema de apoyo debido a que la casa ya contaba con este medio como fuente de calentamiento de agua, por lo que solo basta empatar el sistema solar térmico a la red de distribución.

CAPÍTULO 4

ESTUDIO ECONÓMICO DE LA INSTALACIÓN

4.1 COSTOS DEL SISTEMA SOLAR TÉRMICO

A medida que aumenta la eficiencia de los sistemas que aprovechan la energía solar térmica, aumenta la rentabilidad económica, a largo plazo, de estos sistemas. Una de las causas de la rentabilidad de la energía solar térmica se debe al aumento del precio de las fuentes de energía tradicionales, basadas principalmente en el uso de energías fósiles.

Con la instalación de un sistema solar térmico para la obtención de agua caliente sanitaria en una vivienda unifamiliar en la ciudad de Riobamba, se ahorra el gas licuado de petróleo (GLP), que consume el calefón, que es el combustible utilizado habitualmente para generar la energía térmica de este tipo de instalaciones convencionales. Este ahorro producido se determinará una vez amortizada la inversión inicial, que se calculará más adelante en el presente capítulo.

El principal inconveniente al que se enfrenta el consumidor a la hora de implementar sistemas solares térmicos para el calentamiento de agua es el alto costo inicial de este equipo, que es muy superior al de un calefón a gas. Es importante por tanto demostrar que la implantación de colectores solares en viviendas es una buena inversión a largo plazo. Además del ahorro económico que supone este tipo de inversión, aporta en la reducción de emisiones tóxicas al medioambiente. Hay que recalcar que estas instalaciones son seguras y solamente requieren de un mantenimiento rutinario, con una vida útil mínima de 20 años.

4.1.1 COSTO DE INVERSIÓN

4.1.1.1 Costo de los componentes

Para determinar los costos de los componentes principales se optó por pedir una cotización, a dos industrias metalúrgicas ecuatorianas, de: (1) un captador solar de placa plana con un área de captación de 2,09 m², (2) un tanque de almacenamiento con una capacidad de 120 (L), y (3) la estructura que soportará el peso captador solar y el tanque de almacenamiento, en tubo estructural cuadrado.

La Tabla 18 muestra los costos de los componentes para la instalación del SST, en dólares.

Tabla 18. "Costo de los componentes del SST"

Componente	Capacidad	Cantidad	Costo Unitario	Costo
Captador solar de placa plana	2,10 m ²	1	400	300
Tanque de almacenamiento	150 L	1	300	300
Estructura de acero de tubería rectangular	20 mm x 6 m	1	125	125
Tubería de PVC para agua caliente	21,3 mm x 6 m	1	10,46	10,46
Tubería de PVC para agua fría	21,3 mm x 6 m	1	9,2	9,2
Codo de PVC	21,3 mm x 90°	12	0,67	8,04
Unión universal de PVC	21,3 mm	6	1,13	6,78
T de PVC	21,3 mm	6	0,6	3,6
Teflón	15 m	2	1,8	3,6
Válvula de esfera	21,3 mm	4	7	28
Termómetro	De 0 a 120 °C	1	7	7
Válvula de purga de aire	21,3 mm	1	30	30
Válvula de seguridad	21,3 mm x 25 psi	1	25	25
Manómetro	De 0 a 60 psi	1	15	15
Válvula de retención (Check)	21,3 mm	1	13,3	13,3
Válvula de compuerta	21,3 mm	2	9	18
Transporte en camioneta	-----	2	20	40
Total				942,98

(Fuente Propia)

4.1.1.2 Costo de la instalación del SST

Confiando en que el montaje de los elementos del SST se los puede realizar con mano de obra local capacitada, se ha optado por proyectar los costos de un maestro plomero y un técnico mecánico. El costo por el alquiler de instrumentos y herramientas se ha calculado como un estimado, pues los instrumentos y herramientas son suministrados por el técnico y maestro correspondientemente.

Tabla 19. "Costo de la instalación del SST"

Descripción	Nro. de trabajadores	Días trabajados	Costo por día	Costo
Maestro plomero	1	1	25	25
Técnico mecánico	1	0,5	20	10
Alquiler de instrumentos y herramientas	-----	-----	-----	10
Total				45

(Fuente Propia)

La Tabla 19 muestra los costos asociados al montaje y puesta en marcha del SST, en dólares.

4.1.2 COSTOS TOTALES DE INVERSIÓN

La Tabla 20 muestra los costos totales de inversión del SST, en dólares.

Tabla 20. "Costo total de inversión del SST"

Descripción	Valor
Costo de componentes	942,98
Costo de mano de obra	45
Subtotal	987,98
IVA (12%)	118,56
TOTAL	1106,54

(Fuente Propia)

4.1.3 COSTOS ANUALES

4.1.3.1 Costo de mantenimiento del SST

El costo de mantenimiento se calculó tomando en cuenta tanto un mantenimiento preventivo como la mano de obra calificada. El técnico acudirá dos veces al año, por cuatro horas diarias.

La Tabla 21 muestra los costos anuales de mantenimiento del SST, en dólares.

Tabla 21. "Costo anual de mantenimiento del SST"

Descripción	Nro. de trabajadores	Días trabajados	Costo por día	Costo anual
Repuestos para mantenimiento preventivo	-----	-----	-----	10
Técnico de mantenimiento	1	2	10	20
Total				30

(Fuente Propia)

4.2 ANORTIZACIÓN DEL SST

La amortización es un periodo de tiempo en el cual se recupera la inversión realizada. Para poder calcular dicha amortización se debe elegir un método de evaluación de inversiones; el método que más empleado es el del Valor Actual Neto (VAN). Este método proporciona

una valoración financiera, en el momento actual, de los flujos de caja netos suministrados por la inversión, es decir, muestra la correlación entre los ingresos y los egresos de una inversión en función del tiempo.

A continuación, la ecuación (4.1) muestra la forma de calcular el VAN

$$VAN = \sum_{t=0}^n \frac{I_t}{(1+i)^t} = I_0 + \frac{I_1}{(1+i)^1} + \frac{I_2}{(1+i)^2} + \dots + \frac{I_n}{(1+i)^n} \quad (4.1)$$

Donde:

t: Periodo (anual)

n: Número de años previsto para amortizar la instalación

I_t: Flujo de caja del periodo *t*

i: Taza de descuento

I₀: Inversión inicial

Para conocer el flujo de caja, se debe conocer el ahorro anual que supone la utilización de la instalación solar.

4.2.1 AHORRO ANUAL

4.2.1.1 Cantidad de combustible ahorrado

Para obtener el valor ahorrado anualmente, se debe calcular la masa de combustible necesaria para producir una energía igual a la que se consume en la instalación solar térmica, esto se lo determina con la ecuación (4.2):

$$D_{ea} (MJ) = C_{PI} \left(\frac{MJ}{kg} \right) \cdot m_C (kg) \cdot n_{ca} \quad (4.2)$$

Donde:

D_{ea}: Demanda de energía térmica anual (ver Tabla 3)

C_{PI}: Poder calorífico inferior del GLP

m_C: Masa de combustible

n_{ca}: Eficiencia del calefón

La Tabla 22 muestra la masa del combustible que se utiliza para generar una energía anual igual a la demandada.

Tabla 22. "Cálculo de la masa de GLP ahorrada"

Parámetro	Inicial	Unidades	Dato	Material
Demanda de energía térmica anual	D_{ea}	MJ	10410,99	GLP
Poder calórico inferior	C_{pi}	kcal/kg	10830	
		MJ/kg	45,34	
Rendimiento del calefón	n_{ca}	-----	0,75	
Masa de combustible al año	m_c	kg	306,15	

(Fuente Propia)

4.2.1.2 Valor monetario ahorrado anualmente

Es importante mencionar que en el caso de Ecuador existe el subsidio que da el gobierno al uso de combustibles fósiles, por lo que en la actualidad un cilindro de gas GLP de 15 kg, entregado en la casa, cuesta \$ 3,50. Sin este subsidio el precio de un cilindro de gas estaría en \$ 22,27 (Líderes, 2020).

La Tabla 23 muestra el valor monetario ahorrado, en dólares, tanto para el gas subsidiado como para el gas sin subsidio.

Tabla 23. "Cálculo del valor monetario ahorrado"

Descripción	Cantidad	Unidades	Valor con subsidio	Valor sin subsidio
Tanque de gas	15	kg	3,5	22,27
Masa de combustible ahorrada	306,15	kg	71,43	454,52

(Fuente Propia)

4.2.2 VALOR ACTUAL NETO DE LA INSTALACIÓN

La instalación solar se vuelve rentable cuando el valor del VAN a empieza a ser positivo, es decir, para saber la cantidad de años necesarios para amortizar la inversión, sería suficiente igualar el VAN a cero y despejar el número de años (n); sin embargo, no es posible despejar " n ". Por cuanto, el cómputo de número de años para amortizar la inversión, se realizará de manera iterativa hasta que el VAN llegue a ser igual a cero.

La vida útil del del SST diseñado, se la estimó para 20 años, así para el cálculo de la amortización se ha tomado las siguientes consideraciones:

Diseño de una instalación solar térmica de ACS para
una vivienda unifamiliar ubicada en Riobamba-Ecuador

- a) Los gastos anuales de consumo de combustible del calefón se han tomado como anualidades de la instalación solar térmica.
- b) El costo inicial de la instalación es el valor total de la inversión inicial (ver Tabla 20).
- c) Las anualidades se las considera pagables a fin de periodo, considerado que el gasto se lo para luego del consumo exacto.
- d) Para realizar el cálculo del VAN se ha tomado una tasa de descuento igual a 10,88% que es el interés para inversiones a largo plazo propuesto por el Banco Central del Ecuador (2019).

4.2.2.1 VAN con subsidio de combustible

A continuación, se presenta en la Tabla 24 el flujo de caja y el VAN que se dispone para cada año, para el valor monetario ahorrado CON subsidio del estado.

Tabla 24. "VAN, CON subsidio"

Años	Inversión inicial	Ahorro anual con subsidio	Mantenimiento	Flujo de caja con subsidio	VAN con subsidio
0	-1106,54			-1106,54	-1106,54
1		71,43	-30	41,43	-1069,17
2		71,43	-30	41,43	-1035,47
3		71,43	-30	41,43	-1005,07
4		71,43	-30	41,43	-977,66
5		71,43	-30	41,43	-952,94
6		71,43	-30	41,43	-930,64
7		71,43	-30	41,43	-910,53
8		71,43	-30	41,43	-892,40
9		71,43	-30	41,43	-876,04
10		71,43	-30	41,43	-861,29
11		71,43	-30	41,43	-847,99
12		71,43	-30	41,43	-835,99
13		71,43	-30	41,43	-825,17
14		71,43	-30	41,43	-815,41
15		71,43	-30	41,43	-806,61
16		71,43	-30	41,43	-798,67
17		71,43	-30	41,43	-791,51
18		71,43	-30	41,43	-785,05
19		71,43	-30	41,43	-779,23
20		71,43	-30	41,43	-773,98
TIR				-0,03	

(Fuente Propia)

Como se puede ver en la Tabla 24 y 25, a más del VAN, se presenta el valor de la tasa interna de retorno (TIR) para los correspondientes casos de estudio. Esta se lo realiza para evaluar de mejor manera el impacto económico de la instalación, o sea su rentabilidad y su viabilidad.

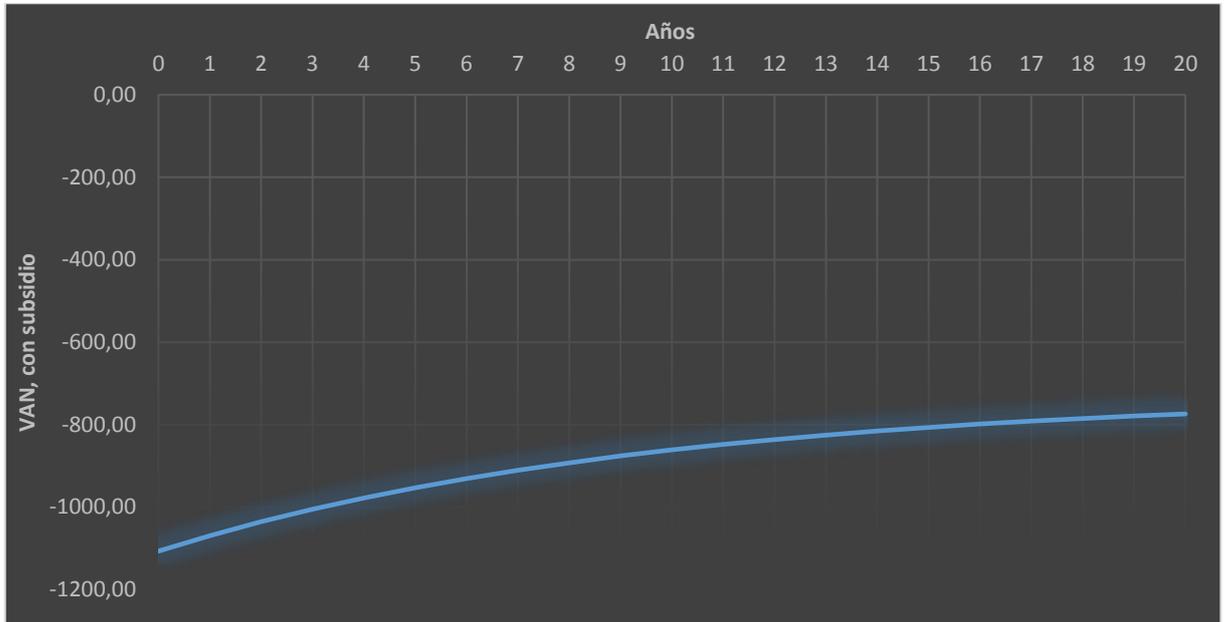


Figura 27. "Evolución del VAN, para un valor monetario ahorrado CON subsidio"
(Fuente Propia)

Cuando llega el VAN a ser mayor que cero se deduce que éste es el primer periodo en el que se empiezan a recoger beneficios, por lo que todos los años anteriores han sido años de amortización.

Como se puede ver en la Figura 27, el periodo en el que el valor del VAN es igual a cero es mayor a 20 años, por lo que el tiempo de amortización corresponderá a un periodo superior a la vida útil de la instalación; mientras que el TIR es negativo por lo que se deduce que en estas condiciones la instalación no es rentable.

4.2.2.2 VAN sin subsidio de combustible

Por último, se presenta en la Tabla 25 el flujo de caja y el VAN que se dispone para cada año, para el valor monetario ahorrado SIN subsidio del estado.

Tabla 25. "VAN, SIN subsidio"

Años	Inversión inicial	Ahorro anual sin subsidio	Mantenimiento	Flujo de caja sin subsidio	VAN sin subsidio
0	-1106,54			-1106,54	-1106,54
1		454,52	-30	424,52	-723,67
2		454,52	-30	424,52	-378,37
3		454,52	-30	424,52	-66,95
4		454,52	-30	424,52	213,91
5		454,52	-30	424,52	467,21
6		454,52	-30	424,52	695,65
7		454,52	-30	424,52	901,68
8		454,52	-30	424,52	1087,49
9		454,52	-30	424,52	1255,07
10		454,52	-30	424,52	1406,21
11		454,52	-30	424,52	1542,52
12		454,52	-30	424,52	1665,45
13		454,52	-30	424,52	1776,32
14		454,52	-30	424,52	1876,31
15		454,52	-30	424,52	1966,49
16		454,52	-30	424,52	2047,82
17		454,52	-30	424,52	2121,16
18		454,52	-30	424,52	2187,32
19		454,52	-30	424,52	2246,98
20		454,52	-30	424,52	2300,78
TIR				38%	

(Fuente Propia)

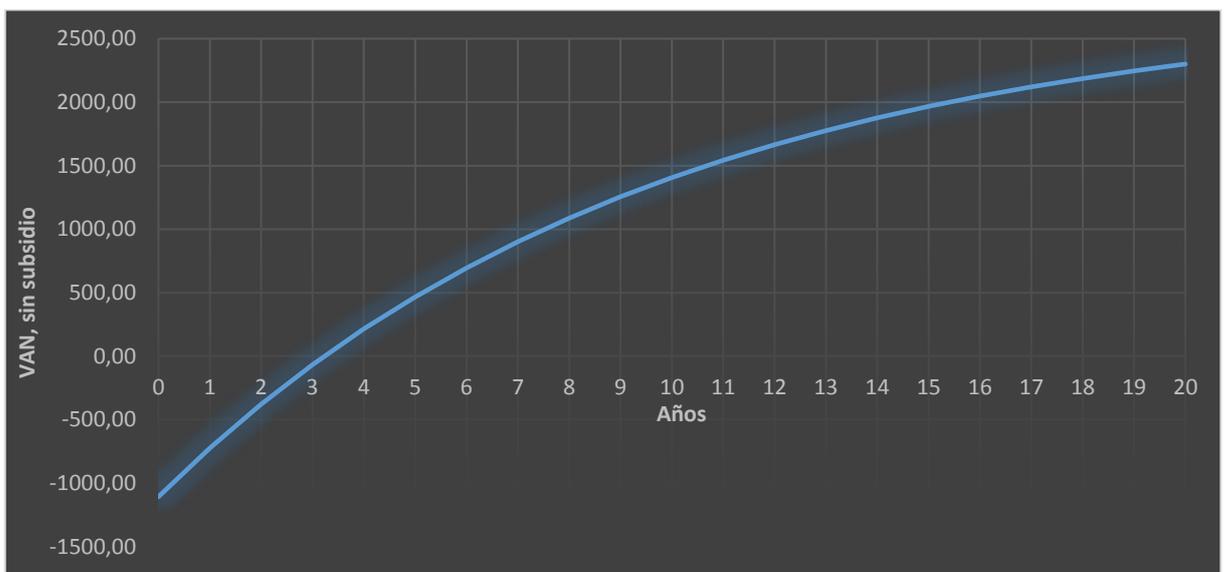


Figura 28. "Evolución del VAN, para un valor monetario ahorrado SIN subsidio"

(Fuente Propia)

Como se puede ver en la Figura 28, el periodo aproximado en el que el valor del VAN es igual a cero es aproximadamente de 3 años y 3 meses, por lo que el tiempo de amortización corresponderá a ese periodo de tiempo; mientras que el TIR es de 38%, por lo que se deduce que la instalación, en esta condición, es muy rentable.

4.3 RENTABILIDAD AMBIENTAL DE LA INSTALACIÓN TÉRMICA

La reducción de las emisiones de gases contaminantes a la atmósfera por el consumo de combustibles fósiles, en las instalaciones convencionales de calentamiento de agua sanitaria, es lo que realmente sustenta la utilización este tipo de tecnologías renovables, desde un punto de vista medio ambiental.

En este apartado analizaremos el impacto ambiental que representaría la instalación de un SST para calentamiento de agua sanitaria en una vivienda unifamiliar ubicada en Riobamba – Ecuador. Este análisis se basa en determinar la cantidad de CO₂ (en kg) que no se emite a la atmósfera por el consumo del GLP, que supondría la utilización del calefón.

Como se puede observar en el anexo K, para este combustible específicamente, se tiene que en promedio 1 kg de GLP producen 3 kg de CO₂ (INECC, 2014).

Tabla 26. “Emisiones de CO₂ no vertidas a la atmósfera”

Descripción	Valor	Unidades
Masa de GLP al año	306,15	Kg GLP
kg de CO ₂ emitidos por kg de GLP	3	kg CO ₂ /kg GLP
Masa de CO ₂ no emitida al año	918,4	kg CO ₂
Masa de CO ₂ no emitida en 20 años	18368,7	kg CO ₂

(Fuente Propia)

Como se puede ver en la Tabla 26, la cantidad de CO₂ no emitida se la calculó tanto para un año como para toda la vida útil de la instalación solar.

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- 1) El presente estudio cumple con los objetivos propuestos, pues, se ha logrado dar respuesta a las preguntas fundamentales que enmarcan la investigación, es así que, si fue posible diseñar un colector solar de placa plana eficiente y rentable para calentamiento de agua sanitaria en la localidad de Riobamba y la eficiencia térmica de los elementos constructivos, locales, se ajustan adecuadamente a dicho diseño.
- 2) El uso de calentadores solares de agua trae muchos beneficios para los hogares ya que a diferencia de los calefones no necesitan combustibles fósiles para funcionar, convirtiéndose así en un producto sustentable que tiene un impacto positivo en el medio ambiente del país y, aunque en menor dimensión, del mundo en general.
- 3) La suposición que el colector solar se encuentra funcionando en estado estable y que existe radiación solar incidente suficientemente alta, guarda estrecha relación con la ecuación empírica que describe el coeficiente de pérdidas térmicas por la parte superior del captador (ecuación 2.15). Consecuentemente, se concluye que esta ecuación, presentada por Duffie & Beckman (1997), tiene validez solo para estados termodinámicos donde la temperatura media de la placa del colector es mayor a la temperatura ambiental; esto implica que necesariamente se debe tener un flujo de calor desde la placa hacia el ambiente.
- 4) La hoja de cálculo realizada en Excel se ha desempeñado como una herramienta muy versátil a la hora de realizar los cálculos tanto del diseño como del análisis económico de la instalación solar, es así que se ha logrado plasmar las ecuaciones altamente no lineales del modelo matemático que simula la caracterización termodinámica del dispositivo.
- 5) Con un área de captación solar de 2,09 m² y con un rendimiento aceptable (57,46%), se visualiza que el captador solar logra satisfacer las necesidades de temperatura

(76,56°C) y calidad del agua calentada, asegurando el confort del ACS demandado por los ocupantes de la vivienda.

- 6) Se ha logrado establecer que un volumen de acumulación instalado, de 120 L, es suficiente para satisfacer el consumo diario de agua caliente sanitaria solicitado por una vivienda ocupada por una familia de 4 integrantes.
- 7) Gracias a la disposición de los componentes y a los materiales seleccionados para el sistema solar térmico diseñado, se asegura una mínima transferencia de calor hacia el medio ambiente, por cuanto se concluye que el sistema de apoyo tendrá una participación limitada en el funcionamiento de este dispositivo, restringiéndose su intervención a condiciones en que no exista radiación solar por un periodo prolongado de tiempo.
- 8) Se puede expresar de manera general que la instalación solar diseñada presenta la geometría, las características técnicas y un costo similar a sistemas solares térmicos de buena calidad comercializados en el Ecuador, por lo que se concluye que el diseño de la instalación solar es comparable tanto en calidad como en costo, con equipos localmente comercializados.
- 9) El diseño de la instalación solar propuesto es técnica y económicamente viable ya que, sin subsidio del GLP, se obtuvo un periodo de amortización muy corto (3 años y 3 meses) y un TIR del 38%, por lo que se garantiza que los inversionistas y sobre todo el Estado recuperarán su capital; además que el proyecto será sustentable.
- 10) Al analizar el periodo de amortización de la instalación solar, con subsidio del GLP, se llega a concluir que no es rentable económicamente ya que el tiempo de amortización sobrepasa la vida útil, además que la tasa interna de retorno (TIR) resultó negativa. Sin embargo, se debe tomar en cuenta que estas instalaciones traen consigo muchos beneficios por lo que la decisión de instalarlas debe ser considerada no solo desde el punto de vista económico.
- 11) Se puede concluir que el uso de esta tecnología solar brinda seguridad a las familias, ya que, a diferencia de los calefones, estas tecnologías no producen gases tóxicos por la mala combustión del GLP (metano), por lo que se asegura que a futuro no existirán intoxicaciones.

5.2 RECOMENDACIONES

- 1) Es recomendable que el Estado proponga proyectos e incentivos respecto a la utilización de SST para calentamiento de agua sanitaria, esto con el fin que paulatinamente se vaya reemplazando los calefones por estas tecnologías renovables y así, por una parte, se ahorre una fuerte suma de dinero en el GLP subsidiado y, por otra parte, se produzca un aporte ambiental favorable para el país.
- 2) La mejor forma de evitar contratiempos en adecuaciones de las instalaciones solares es integrar estas instalaciones en el mismo diseño arquitectónico de los edificios, con el fin de evitar sombras, falta de espacio, mala orientación del captador, entre otros parámetros que producen un bajo rendimiento.
- 3) Se recomienda empezar a utilizar productos verdes como el expuesto en el presente proyecto a fin de contribuir con la disminución de gases de efecto invernadero, y así aportar en la disminución del calentamiento global y en la salud mundial. Esto permitirá que a largo plazo las familias ahorren tiempo y dinero.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Arnabat, I. (08 de julio de 2008). *Termosifón: instalación de sistema solar por termosifón*. Obtenido de Calory frío: <https://www.caloryfrío.com/energias-renovables/energia-solar/sistemas-por-termosifon.html>
- [2] ASahi AMÉRICA. (14 de diciembre de 2019). *Válvulas de Retención*. Obtenido de Tus expertos en plásticos: <https://spanish.asahi-america.com/valves-and-actuation/manual-valves/check-valves>
- [3] ATECYR. (2010). *Guía técnica de agua caliente sanitaria central*. Madrid: IDAE.
- [4] BCE. (21 de 01 de 2019). *Tasas de interes para diferentes sectores*. Obtenido de Banco Central del Ecuador: <https://contenido.bce.fin.ec/documentos/Estadisticas/SectorMonFin/TasasInteres/Indicador.htm>
- [5] CALEFFI. (14 de diciembre de 2019). *Válvula automática de purga de aire*. Obtenido de Caleffi: https://www.caleffi.com/sites/default/files/file/01133_09es.pdf
- [6] Carvajal, B. (2011). Plan de comercio exterior y negocios internacionales de la importación de calentadores de agua solares. *Escuela Politécnica del Ejército*, 11-22. Obtenido de Escuela Politécnica del Ejército.
- [7] Castro, M. (2011). *Hacia una matriz energética diversificada en Ecuador*. Quito: Centro Ecuatoriano de Derecho Ambiental.
- [8] Cerón, J. (2012). *Análisis del mecanismo de transferencia de calor en colectores solares térmicos y de la influencia de las condiciones de contorno*. Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena. Obtenido de <http://repositorio.bib.upct.es/dspace/bitstr>
- [9] Civilgeeks. (14 de diciembre de 2019). *Instalación de válvulas de purga para la limpieza de tramos de tuberías*. Obtenido de Ingeniería y construcción: <https://civilgeeks.com/2018/03/05/instalacion-valvulas-purga-la-limpieza-tramos-tuberias/>

-
- [10] Comité Ejecutivo de la Norma Ecuatoriana de Construcción . (2011). *Energía Renovable: Sistemas de calentamiento de agua con energía solar para uso sanitario en el ecuador*. Quito: MIDUVI.
- [11] CONELEC. (2013). *Plan Maestro de Electrificación 2013 - 2022*. QUITO: CONELEC.
- [12] CONSTRUMÁTICA. (13 de diciembre de 2019). *Fórmula de Darcy Prandtl-Colebrook*. Obtenido de Construmática: https://www.construmatica.com/construpedia/F%C3%B3rmula_de_Darcy_Prandtl-Colebrook
- [13] Coronda. (07 de diciembre de 2019). *Poliuretano*. Obtenido de Spray poliuretano: <http://www.spraypoliuretanoacoronda.com/seccion.php?id=3>
- [14] Corporación para la Investigación Energética. (2008). *Atlas solar del ecuador*. Quito: CONELEC.
- [15] Covinhar. (07 de diciembre de 2019). *Vidrio claro*. Obtenido de Covinhar: <https://www.covinhar.com/vidrio-claro/>
- [16] DIPAC. (12 de diciembre de 2019). *Especificaciones técnicas de planchas de acero inoxidable*. Obtenido de catalogo de acero DIPAC: <https://es.slideshare.net/JaviCaiza/catalogo-acero-dipac>
- [17] Duffie, J., & Beckman, W. (1997). *Solar Engineering of Thermal Proces*. Madison: John Wiley & Sons, Inc.
- [18] Durán, G., & Condorí, M. (2012). Modelo unidimensional estacionario de un colector solar de aire: Simulación por diferencias finitas. *Asociación Argentina de Mecánica Computacional*, 13–16.
- [19] Eco Potencia. (23 de octubre de 2014). *Incidencia Solar*. Obtenido de Grupo Ecopotencia: <http://www.ecopotencia.com/incidencia.html>
- [20] ECURED. (14 de diciembre de 2019). *Válvula de compuerta*. Obtenido de Enciclopedia cubana: http://www.ecured.cu/V%C3%A1lvula_de_compuerta
-

-
- [21] ECURED. (14 de diciembre de 2019). *Válvula de seguridad*. Obtenido de Enciclopedia cubana: https://www.ecured.cu/V%C3%A1lvula_de_seguridad
- [22] Ekidom. (06 de diciembre de 2019). *Tipos de instalaciones solares térmicas*. Obtenido de Energías Renovables: <http://www.ekidom.com/tipos-de-instalaciones-solares-termicas>
- [23] Energía Solar. (15 de octubre de 2018). *Agua caliente sanitaria (ACS)*. Obtenido de Energía solar térmica: <https://solar-energia.net/energia-solar-termica/agua-caliente-sanitaria>
- [24] FACILÍSIMO. (14 de diciembre de 2019). *Válvulas de paso*. Obtenido de Blog de Felipe: https://bricolaje.facilisimo.com/valvulas-de-paso_183366.html
- [25] Fundación Energizar. (11 de marzo de 2014). *Energía solar térmica*. Obtenido de Energía Continua: <https://es.slideshare.net/EnergiaContinuaOK/captulo-0-energia-solar-trmica-y-fv>
- [26] González, M. (5 de septiembre de 2014). *Flujo laminar y flujo turbulento*. Obtenido de Física la guía 2000: <http://fisica.laguia2000.com/dinamica-clasica/flujo-laminar-y-flujo-turbulento>
- [27] Guevara, S. (2003). *Teoría para el diseño de calentadores solares de agua*. Lima: COSUDE.
- [28] Gutiérrez, E. (15 de agosto de 2014). *Energías Renovables*. Obtenido de Slide Player: <http://www.slideplayer.es/slide/1069403/>
- [29] IDAE. (2009). *Pliego de condiciones técnicas de instalaciones de baja temperatura*. Madrid: C. Madera.
- [30] Incropera, F., & DeWitt, D. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. México: Prentice Hall.
- [31] INECC. (2014). *Factores de emisión para los diferentes tipos de combustibles fósiles y alternativos que se consumen en México*. México, D.F.: INECC.
-

-
- [32] Jacobs, D., Marzolf, N., Paredes, J. R., Rickerson, W., Flynn, H., & Becker-Birck, C. (2013). Analysis of renewable energy incentives in the Latin America and Caribbean region: The feed-in tariff case. *Energy Policy*, 601-610.
- [33] Khalifa, A. (1999). Thermal performance of locally made flat plate solar collectors used as part of a domestic hot water system. *Energy Conversion and Management*, 1825–1833.
- [34] Klein, S., Duffie, J., & Beckman, W. (1973). Transient considerations of flat-plate solar collectors. *ASME*, 109-113.
- [35] Líderes. (17 de enero de 2020). *El gas de uso doméstico: subvención al gas crece, pero a menor ritmo*. Obtenido de Revista Líderes: <https://www.revistalideres.ec/lideres/gas-domestico-subvencion-gas-crece.html>
- [36] Martínez, I. (2011). *Diseño e instalación de un sistema de calentamiento solar de agua para el sector rural*. Riobamba: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.
- [37] Megyesy, E. (1997). *Pressure Vessel Handbook*. New York: Tulsa USA.
- [38] Mena, M. (2013). *Análisis del recurso solar y caracterización del comportamiento energético entre un calentador solar de agua importado marca HELIOCOL y uno nacional de 2 m² en la ESPE*. Sangolquí: Escuela Superior Politécnica del Ejército.
- [39] MOLECOR. (13 de diciembre de 2019). *Pérdidas de carga en tuberías de PVC*. Obtenido de Molecor: <http://molecor.com/es/perdidas-carga>
- [40] Moliet, I. (2010). *Instalación de calefacción y agua caliente sanitaria de un bloque de cuatro viviendas, locales y trasteros bajo cubierta*. Pamplona: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación NAVARRENSIS.
- [41] Mundo Compresor. (14 de diciembre de 2019). *Manómetro*. Obtenido de Diccionario Técnico: <https://www.mundocompresor.com/diccionario-tecnico/manometro>
- [42] Muñoz, J. (26 de marzo de 2013). *Análisis de la matriz energética ecuatoriana*. Obtenido de Monografías : [33] Muñoz, J. P. (2013). Análisis de la matriz energética
-

ecuador<http://www.monografias.com/trabajos97/analisis-matriz-energetica-ecuatoriana/analisis-matriz-energetica-ecuatoriana2.shtml>

- [43] Negrete, J., & Arévalo, M. (2013). *Anuario Climatológico 2013. Riobamba*. Riobamba: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.
- [44] Optimizer System. (07 de diciembre de 2019). *¿Qué es la emitancia?* Obtenido de Optimizer System, S.A: <http://www.optimersystem.com/faq-items/que-es-emitancia/>
- [45] Ortiz, H. (2002). *Medición de propiedades ópticas de colectores*. Iztapalapa: Universidad Autónoma Metropolitana de Iztapalapa.
- [46] Peláez, M., & Espinoza, J. (2015). *Energías renovables en el Ecuador: Situación actual, tendencias y perspectivas*. Cuenca: Universidad de Cuenca.
- [47] Peñaherrera, F., & Sarzosa, H. (2012). *Instalación de colectores solares planos para calentamiento de agua en la facultad de Ingeniería Mecánica y levantamiento del potencial energético para la instalación a gran escala*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- [48] Quero, G. (2011). *Diseño de un sistema de captación de energía solar térmica para la producción de agua caliente sanitaria en un edificio de viviendas*. Catauña: Universidad Politécnica de Catauña.
- [49] QUIMACER. (06 de diciembre de 2019). *Anticongelante / Caloportador*. Obtenido de La química en energías renovables: http://www.quimacer.com/644005_es/anticongelante-caloportador/
- [50] Riffat, S., Doherty, P., & Abdel Aziz, E. (2000). Performance testing of different types of liquid flat plate collectors. *International Journal of Energy Research*, 1203–1215.
- [51] Romero, C. (2009). *Optimización de la red número 2 del sistema de agua potable de la ciudad de Riobamba*. Riobamba: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.
- [52] Sánchez, J. (2012). *Diseño de colectores solares de placa plana por efecto termosifón*. Juárez: Universidad Tecnológica de Ciudad Juárez.

-
- [53] Sánchez, J. (24 de Octubre de 2013). *Análisis de viabilidad de una posible sustitución del subsidio al gas, por un subsidio a paneles solares térmicos en la ciudad de Quito*. Obtenido de Universidad Católica del Ecuador: <http://repositorio.puce.edu.ec/bitstream/handle/22000/6106/T-PUCE-6343.pdf;sequence=1>
- [54] Sánchez, M. (27 de septiembre de 2014). *Energía Solar Térmica*. Obtenido de Energía solar: <http://solar-energia.net/energia-solar-termica>
- [55] SENPLADES. (2013). *Plan Nacional del Buen Vivir 2013 - 2017*. Quito: Senplades.
- [56] Shariah, A., Al-Akhras, M., & Al-Omari, I. (2002). Optimizing the tilt angle of solar collectors. . *Renewable Energy*, 587-598.
- [57] Shariah, A., Rousan, A., Rousan, K., & Ahmad, A. (1999). Effect of thermal conductivity of absorber plate on the performance of a solar water heater. *Applied Thermal Engineering*, 733-741.
- [58] Silva, C. (29 de agosto de 2011). *Calor: Conceptos y tipos de transferencia de calor*. Obtenido de Monografias.com: <https://www.monografias.com/trabajos88/calor-conceptos-y-tipos-transferencia-calor/calor-conceptos-y-tipos-transferencia-calor.shtml>
- [59] SOPELIA. (21 de septiembre de 2016). *Solar Térmica Ecuador*. Obtenido de Plataforma solar de América Latina: <http://www.energiasolar.lat/solar-termica-ecuador/>
- [60] Sumathy, K. (1999). A study on the thermal performance of a flat-plate collector in Hong Kong. *International Journal of Ambient Energy*, 59-66.
- [61] Suministros y Servicios Andaluces. (07 de diciembre de 2019). *Captador solar Plano Chromagen INTA CR10DS8*. Obtenido de Sumiseran: <http://www.sumiseran.es/contents/es/p27.html>
- [62] Thermo Solutions. (1 de julio de 2015). *Calentador de Agua Solar termosifón*. Obtenido de Thermosolutions group: http://www.thermosolutionsgroup.com/calentador_agua

- [63] Vázquez, O., Del Valle, B., Lino, M., & López, F. (2008). *Manual de instalaciones para el calentamiento de agua mediante aprovechamiento de energía solar*. Mexico: USAID.
- [64] Whillier, A., & Saluja, G. (1965). Effect of materials and construction details on the thermal performance of solar water heaters. *Solar Energy*, 21-26.

ANEXOS

6.1 ANEXO A**6.1.1 PROPIEDADES DEL AGUA SATURADA**

Fuente: Incropera, F. y De Witt, D.; Fundamentos de transferencia de calor; cuarta edición.

Propiedades térmicas del agua saturada			
Tm [K]	Cp [J/(kg*K)]	kf [W/(m*K)]	u [kg/(m*s)]
275	4217	0,566	1,70E-03
280	4203	0,568	1,45E-03
285	4192	0,58	1,25E-03
290	4186	0,591	1,10E-03
295	4181	0,602	9,68E-04
300	4178	0,611	8,67E-04
310	4174	0,628	6,95E-04
320	4174	0,641	5,84E-04
330	4178	0,652	4,92E-04
340	4184	0,661	4,31E-04
350	4190	0,669	3,79E-04
360	4200	0,676	3,29E-04
370	4209	0,68	2,95E-04
373,15	4212	0,681	2,85E-04
380	4220	0,683	2,67E-04
390	4234	0,684	2,44E-04
400	4250	0,685	2,25E-04
420	4290	0,684	1,93E-04
440	4340	0,679	1,71E-04
460	4400	0,67	1,49E-04
480	4490	0,657	1,37E-04
500	4600	0,638	1,26E-04
520	4770	0,607	1,15E-04
540	5010	0,577	1,05E-04
560	5310	0,547	9,55E-05
580	5590	0,516	8,66E-05

6.2 ANEXO B

6.2.1 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE UN COLECTOR SOLAR

Fuente: Suministros y Servicios Andaluces, (2019), Captador solar Plano Chromagen INTA CR10DS8. Recuperado de: <http://www.sumiseran.es/contents/es/p27.html>



CR10DS8

largo total (cm)	190	
ancho total (cm)	109	
fondo (cm)	9	
superficie total (m ²)	2,1	
área de apertura (m ²)	1,87	1,88
área del absorbedor (m ²)	1,77	1,77
peso (kg)	38	
capacidad de fluido (l)	1,18	
presión de timbre (atm)	12	
presión máxima de trabajo(atm)	8	

6.3 ANEXO C**6.3.1 DIMENSIONES DE TUBERÍAS DE COBRE NORMALIZADAS SEGÚN
UNE-EN ISO 1057.**

Fuente: Manual para el diseño de una red hidráulica de climatización

DN	Diámetro Exterior	Diámetro interno			Espesor de pared			Presión máxima (kg/cm ²)		
		M	L	K	M	L	K	M	L	K
¼"	3/8"	0,324"	0,314"	0,276"	0,025"	0,030"	0,049"	431,15	506,16	620,04
6,35 mm	9,525 mm	8,255 mm	8,001 mm	7,035 mm	0,635 mm	0,889 mm	1,245 mm			
3/8"	1/2"	0,449"	0,429"	0,401"	0,025"	0,035"	0,049"	316,35	442,89	496,03
9,5 mm	12,7 mm	11,43 mm	10,922 mm	10,21 mm	0,635 mm	0,889 mm	1,245 mm			
1/2"	5/8"	0,572"	0,544"	0,494"	0,028"	0,04"	0,065"	283,45	404,92	469,95
12,7 mm	15,875 mm	14,453 mm	13,843 mm	12,573 mm	0,711 mm	1,016 mm	1,651 mm			
¾"	7/8"	0,811"	0,784"	0,744"	0,032"	0,045"	0,065"	231,45	325,62	209
19 mm	22,225 mm	20,601 mm	19,939 mm	18,923 mm	0,812 mm	1,143 mm	1,651 mm			
1"	1 1/8"	1,054"	1,024"	0,994"	0,035"	0,05"	0,065"	196,84	281,20	299,47
25 mm	28,575 mm	26,797 mm	26,035 mm	25,273 mm	0,889 mm	1,27 mm	1,651 mm			
1 ¼"	1 3/8"	1,29"	1,264"	1,23"	0,042"	0,055"	0,072"	193,25	253,08	280,35
32 mm	34,925 mm	32,791 mm	32,131 mm	31,267 mm	1,067 mm	1,397 mm	1,829 mm			
1 ½"	1 1/2"	1,526"	1,504"	1,459"	0,049"	0,06"	0,083"	190,72	233,60	247,10
38 mm	41,275 mm	38,785 mm	38,227 mm	37,059 mm	1,245 mm	1,524 mm	2,108 mm			
2"	2 1/8"	2,016"	1,984"		0,058"	0,07"		173,65	208,43	
51 mm	53,975 mm	51,029 mm	50,419 mm		1,473 mm	1,778 mm				
2 ½"	2 5/8"	2,494"	2,464"		0,065"	0,08"		156,62	192,76	
64 mm	66,675 mm	63,373 mm	62,611 mm		1,651 mm	2,032 mm				
3"	3 1/8"	2,976"	2,944"		0,072"	0,09"		145,73	182,21	
76 mm	79,375 mm	75,597 mm	74,803 mm		1,889 mm	2,286 mm				
4"	4 1/8"	3,934"	3,904"		0,095"	0,11"		145,65	168,72	
102 mm	104,775 mm	99,949 mm	99,187 mm		2,413 mm	2,794 mm				

6.4 ANEXO D

6.4.1 EMITANCIA Y ABSORTANCIA DE SUPERFICIES

Fuente: Fundación Energizar, (2014), Energía solar térmica. Recuperado de:
<https://es.slideshare.net/EnergiaContinuaOK/capitulo-0-energia-solar-trmica-y-fv>

MATERIAL	α_s	ϵ
superficie selectiva	0,9	0,1
metal pulido	0,3	0,1
papel de aluminio	0,15	0,05
alquitrán	0,85	0,85
pintura negra mate	0,9	0,95
cubierta de tejas	0,8	0,9
cubierta de fibrocemento	0,8	0,95
hormigón	0,6	0,9
pintura al aluminio	0,2	0,5
nieve	0,3	0,9
pintura blanca brillante	0,2	0,9
vidrio claro de 3mm	0	0,9

6.5 ANEXO E

6.5.1 PROPIEDADES TÉRMICAS DE MATERIALES CONDUCTORES

Fuente: Incropera, F.; DeWitt, D., (1999), Fundamentos de transferencia de calor

Tabla 7 METALES SÓLIDOS: PUNTOS DE FUSIÓN Y PROPIEDADES TÉRMICAS A 300°K

METAL (COMPOSICIÓN %)	T _{MP} °K ↓ T _{FUS}	ρ kg/m ³	C _p J/kg°K	k W/m°K	α*10 ⁶ m ² /s
Aceros al carbón					
AISI 1010 (0.1 C, 0.4 Mn)		7830	434	64	18.8
AISI 1042 recocido (0.42 C, 0.64 Mn, 0.063 Ni, 0.13 Cu)		7840	460	50	13.9
AISI 4130 endurecido y templado (0.3 C, 0.5 Mn, 0.3 Si, 0.95 Cr, 0.5 Mo)		7840	460	43	11.9
Aceros inoxidables					
AISI 302 (18-8) (0.15 C, 2.0 Mn, 1.0 Si, 16-18 Cr, 6-8 Ni)		8055	480	15	3.88
AISI 304 (0.08 C, 2.0 Mn, 1 Si, 18-20 Cr, 8-10 Ni)	1670	7900	477	15	3.98
AISI 316 (0.08 C, 2 Mn, 1.0 Si, 16-18 Cr, 10-14 Ni, 2-3 Mo)		8238	468	13	3.37
AISI 410 (0.15 C, 1.0 Mn, 1.0 Si, 11.5-13 Cr)		7770	460	25	7.00
Aluminio					
Puro	993	2702	903	237	97.1
Duraluminio (4.4 Cu, 1.0 Mg, 0.75 Mn, 0.4 Si,	775	2770	875	174	71.8
Aleación 195 moldeada (4.5 Cu)		2790	883	168	68.1
Berilio	1550	1850	1825	200	59.2
Bismuto	545	9780	122	7.9	6.59
Cadmio	594	8650	231	97	48.4
Cinc	693	7140	389	116	41.8
Circonio					
Puro	2125	6570	278	22.7	12.4
Circaloy-4 (1.2-1.75 Sn, 0.18-0.24 Fe, 0.07-0.13 Cr)		6560	285	14.22	7.60
Cobre					
Puro	1358	8933	385	401	117
Tenaz electrolítico (Cu + Ag 99.90 mínimo)		8950	385	386	112
Bronce Comercial (10Al)	1293	8800	420	52	14.1
Latón (30 Zn)	1188	8530	380	111	34.2
Plata Alemana (15 Ni, 22 Zn)		8618	410	116	32.8
Constantán (40 Ni)		8920	420	22.7	6.06
Constantán (45 Ni)		8860		23	
Estaño	505	7310	227	66.6	40.1

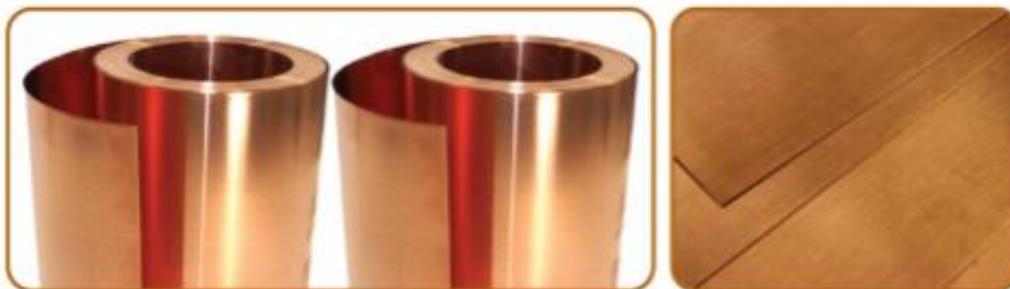
6.5.2 PROPIEDADES TÉRMICAS DE MATERIALES AISLANTES

Fuente: Coronda, (2019), Poliuretano

Material	Densidad aparente kg/m^3	Conductividad térmica $\text{W/m}\cdot\text{K}$
* Poliuretano Proyectado (Spray)	30-60	0,022
Poliestireno Expandido (EPS)	15	0,037
Poliestireno Expandido (EPS)	20	0,035
Poliestireno Expandido (EPS)	25	0,033
Poliestireno Expandido (EPS)	30	0,032
Poliestireno Extruido (XPS)	32	0,029
Poliuretano, espuma rígida de (PUR)	30-60	0,022-0,024
Polietileno, espuma de	30-40	0,035-0,045
Polietileno, espuma de	30-40	0,035-0,045
Polietileno, membrana de burbujas	30-60	0,031-0,038
Aislante de celulosa proyectada	50-90	0,040-0,049
Lana de vidrio	08-oct	0,045
Lana de vidrio	nov-14	0,043
Lana de vidrio	15-18	0,04
Lana de vidrio	19-30	0,037
Lana de vidrio	31-45	0,034
Lana de vidrio	46-100	0,033
Lana de roca	30-50	0,042
Lana de roca	51-70	0,04
Lana de roca	71-150	0,038

6.6 ANEXO F**6.6.1 ESPESORES DE LÁMINAS DE COBRE**

Fuente: Manual para el diseño de una red hidráulica de climatización

**BOBINAS Y PLANCHAS DE COBRE**

Espesores, Formatos y Pesos Teóricos						
Espesor (mm)	Tipo		Peso Unit (kgs/mt ²)	Bob 300 (kgs/mt)	Pls 610x2000 (kgs/pl)	Pls 1000x3000 (kgs/pl)
	Bob	Pl				
0,1	X	--	0,90	0,27	--	--
0,2	X	--	1,80	0,54	--	--
0,3	--	X	2,70	--	3,30	--
0,4	--	X	3,60	--	4,40	--
0,5	--	X	4,50	--	--	13,50
0,6	--	X	5,40	--	--	16,20
0,7	--	X	6,30	--	--	18,90
0,8	--	X	7,20	--	--	21,60
1,0	--	X	9,00	--	--	27,00
1,25	--	X	11,25	--	--	33,75
1,5	--	X	13,50	--	--	40,50
2,0	--	X	18,00	--	--	54,00
2,5	--	X	22,50	--	--	67,50
3,0	--	X	27	--	--	81
4,0	--	X	36	--	--	108
5,0	--	X	45	--	--	135
6,0	--	X	54	--	--	162
8,0	--	X	72	--	--	216
10	--	X	90	--	--	270
12	--	X	108	--	--	324

CONSIDERACIONES TÉCNICAS**NORMA ASTM B152****Bobinas**Calidad : UNS N° C11000 (ETP) y C12000 (DLP)
Temple : H02 (semiduro)Espesor : de 0,1 y 0,2 mm
Ancho : 300 mm
Largos : Variables (a pedido)**Planchas**Calidad : UNS N° C11000 (ETP), C12000 (DLP) y
C12200 (DHP)Temple : H02 (semiduro)
Espesor : de 0,3 - 12 mm
Ancho : 1000 mm
Largos : 3000mm

6.7 ANEXO G

6.7.1 VALORES DE EMITANCIA DE DIFERENTES MATERIALES TÍPICOS DE CONSTRUCCIÓN

Fuente: Optimer System, (2019). ¿Qué es la emitancia?

MATERIAL	EMITANCIA	MATERIAL	EMITANCIA
Asfalto	0.94	Mármol	0.93
Aluminio	0.03	Pintura: Laca Blanca	0.80
Ladrillo	0.93	Pintura: Esmalte Blanco	0.91
Concreto	0.89	Pintura: Laca Negra	0.80
Vidrio	0.95	Pintura: Esmalte Negro	0.91
Fibra de Vidrio	0.85	Papel	0.92
Yeso	0.91	Plata	0.02
Acero	0.12	Madera	0.90

6.7.2 VALORES DE TRANSMITANCIA DEL VIDRIO CLARO

Fuente: Convinhar, (2019), Vidrio Claro. Recuperado de: <https://www.covinhar.com/vidrio-claro/>

FICHA TECNICA VIDRIO CLARO											
ESP	PESO	LUZ VISIBLE (%)		RADIACION DE CALOR SOLAR (%)					COEFICIENTE SOMBRA	COEFICIENTE TERMICO U'	AISLAMIENTO SONORO
		TL	RL	T DIR	RE	AE	T TOT	T UV			
2	4.89	91	8	87	8	5	88	72	1.01	5.9	*
3	7.34	90	8	85	8	7	87	67	1.00	5.8	30
4	9.79	90	8	83	8	9	85	63	0.98	5.8	30
5	12.32	89	8	81	7	12	84	59	0.97	5.7	31
6	14.69	89	8	80	7	13	83	56	0.95	5.7	31
8	19.57	88	8	76	7	17	81	51	0.93	5.7	33
10	24.47	87	8	73	7	20	79	47	0.91	5.6	35
12	29.33	86	8	71	7	22	77	44	0.89	5.6	36
15	36.70	85	8	66	7	27	73	39	0.84	5.4	38
19	46.48	84	8	62	7	31	70	35	0.81	5.3	40

6.8 ANEXO H

6.8.1 HOJA DE CÁLCULO DE EXCEL PARA EL DISEÑO DEL CAPTADOR SOLAR

Fuente: Propia

Datos de entrada																					
Radiación solar global	Velocidad del viento	Temperatura ambiente	Temperatura de entrada del fluido	Flujo másico	Ángulo de inclinación	Número de tubos	Diámetro de tubo externo	Diámetro de tubo interno	Emitancia de la superficie selectiva	Absortancia de la superficie selectiva	Conductividad de la placa	Espesor de la placa	Largo de la placa	Ancho de la placa	Número de cubiertas	Emitancia cubierta	Transmitancia cubierta	Conductividad aislante	Espesor aislante inferior	Espesor aislante lateral	Potencia térmica demandada
HT	Vv	Ta	Tfe	m	β	n	D	Di	ϵ_p	α	k	δ	Lp	Anp	N	ϵ_c	τ	ka	Einf	Elat	Dpd
W/m ²	m/s	°C	°C	kg/s	°Sexag.	-----	mm	mm	-----	-----	W/(m*K)	mm	m	m	-----	-----	-----	W/(m*K)	mm	mm	W
741,9	2,19	12,75	13,2	0,00371	8	12	9,525	8,001	0,1	0,9	401	2	1,900	1,100	1	0,95	0,9	0,022	20	6	881,9

Datos de salida										Datos adicionales calculados											
Área efectiva de la placa	Conductancia Total	Eficiencia geométrica de la placa	Factor de eficiencia de la sección	Factor de remoción de calor	Calor útil o aprovechado	Eficiencia	Temperatura de salida del fluido	Temp. media de la placa	Temp. de salida del fluido calculada	Temp. Media de la placa calculada	Conductancia inferior	Conductancia lateral	Conductancia Superior	Largo colector	Ancho colector	Diámetro de tubo externo	Diámetro de tubo interno	Espesor aislante inferior	Espesor aislante lateral	Calor perdido UL*(Tfe-Ta) entre el fluido de entrada y el ambiente	Calor perdido UL*(Tp-Ta) entre la placa y el ambiente
Ae	UL	F	Fs	FR	Qútil	nc	Tfs	Tp	Tfs	Tp	Ufo	Ul	Usup	Lc	Anc	D	Di	Einf	Elat	Qperd	Qperd
m ²	W/(m ² *K)	-----	-----	-----	W	%	°C	°C	°C	°C	W/(m ² *K)	W/(m ² *K)	W/(m ² *K)	m	m	m	m	m	m	W/m ²	W/m ²
2,090	4,806	0,997	0,942	0,705	890,923	57,5%	76,5546	50,3453	76,5546	50,3453	1,100	0,209	3,497	1,912	1,112	0,009525	0,008	0,02	0,006	2,163	180,669

Ganancia o Pérdida entre la energía irradiada y el calor	Radiación corregida	Temp mínima de placa debe ser mayor que Ta	Temp mínima de placa debe ser mayor que Tfe	Conductividad del fluido	Viscosidad	Temperatura media del fluido	Capacidad calórica	Coficiente de convección tubo-fluido	Número de Prandtl	Factor de fricción (turbulento)	Número de Reynolds	Número de Nusselt	Coef. de conv. aire-cubierta	Factor f	Factor C	Factor b	Temp. de entrada del fluido	Temp. de salida del fluido	Temp. Media de la placa	Temp. Ambiente	Constante de integración para calcular F
S - Qperd	S	Tp-Ta	Tp-Tfe	kf	u	Tm	Cp	hf	Pr	fr	ReD	NuD	h _v	f	C	b	Tfe	Tfs	Tp	Ta	c
W/m ²	W/m ²	°C	°C	W/(m*K)	kg/(m*s)	°K	J/(kg*K)	W/(m ² *K)	-----	-----	-----	-----	W/(m ² *K)	-----	-----	-----	°K	°K	°K	°K	-----
604,786	606,9484	37,595	37,145	0,6384	0,00061	318,027	4174	298,9	3,9613	0,2974	81	3,7	14,022	2,248	518,303	0,297	286,350	349,705	323,495	285,900	2,448

Irradiación solar HT*Ae	Distancia entre tubos	Espesor colector	Área Colector	Perímetro colector	Constante de Stefan-Boltzmann
i	W	Einf	Ac	P	σ
W	m	m	m ²	m	W/(m ² *K ⁴)
1550,571	0,0917	0,020	2,126	6,048	5,67037E-08

6.9 ANEXO I

6.9.1 COMPOSICIÓN QUÍMICA DE PLANCHAS DE ACERO INOXIDABLE

Fuente: DIPAC, (2019). Planchas de acero inoxidable. Recuperado de: <https://es.slideshare.net/JaviCaiza/catalogo-acero-dipac>

PLANCHAS



PLANCHAS INOXIDABLES

Especificaciones Generales

Norma: 304, 316, 430
Espesores: Desde 0,40mm hasta 15,00mm
Rollos: X 1220
Planchas: 4 x 8.
 Largos y calidades especiales bajo pedido

Tipo de estructura	Tipo de Composición	Descripción de acuerdo a JIS*	Descripción de acuerdo a AISI**	Descripción de acuerdo a DIN***	COMPOSICION QUIMICA %					
					C	Si max	Mn	P max	S max	Ni
Austenite	17 Cr-5Ni-7Mn	SUS 201	201		0,15 max	1,00	5,50 ~ 7,50	0,06	0,030	3,50 ~ 5,5
	18 Cr-6Ni-10Mn	SUS 202	202		0,15 max	1,00	7,50 ~ 10,00	0,06	0,030	4,00 ~ 6,00
	17Cr-7Ni	SUS 301	301	4310	0,15 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	6,00 ~ 8,00
	18Cr-8Ni-highC	SUS 302	302	4300	0,15 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	8,00 ~ 10,00
	18Cr-8Ni	SUS 304	304	4301	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	8,00 ~ 10,50
	18Cr-8Ni-extra-low-C	SUS 304 L	304L	4306	0,030 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	9,00 ~ 13,00
	18Cr-12Ni	SUS 305	305	3955	0,12 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	10,50 ~ 13,00
	23Cr-12Ni	SUS 309 S	309 S	4845	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	12,00 ~ 15,00
	25Cr-20Ni	SUS 310 S	310 S		0,08 max	1,50	2,00 - max	0,04	0,030	19,00 ~ 22,00
	18Cr-12Ni-2,5Mo	SUS 316	316	4401	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	10,00 ~ 14,00
	18Cr-12Ni-7,5Mo-extra-low-C	SUS 316 L	316 L	4404	0,030 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	12,00 ~ 15,00
	18Cr-12Ni-2Mo-2Cu	SUS 316 J1		4505	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	10,00 ~ 14,00
	18Cr-13Ni-3,5Mo	SUS 317	317	4402	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	18,00 ~ 15,00
	18Cr-13Ni-3,5Mo-extra-low-C	SUS 317 L	317 L		0,030 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	11,00 ~ 15,00
	18Cr-8Ni-Ti	SUS 321	321	4541	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	9,00 ~ 13,00
18Cr-9Ni-Nb	SUS 347	347	4550	0,08 max	1,00	2,00 - max	0,04	0,030	9,00 ~ 13,00	
Ferrite	13Cr-Al	SUS 405	405	4002	0,08 max	1,00	1,00 max	0,04	0,030	0,60 max
	16Cr	SUS 429	429	4009	0,12 max	1,00	1,00 max	0,04	0,030	
	18Cr	SUS 430	430	4016	0,12 max	0,75	1,00 max	0,04	0,030	0,60 max
	18Cr-Mo	SUS 434	434	4113	0,12 max	1,00	1,00 max	0,04	0,030	
Martensite	13Cr-low Si	SUS 403	403	4024	0,15 max	0,50	1,00 max	0,04	0,030	0,60 max
	13Cr	SUS 410	410	4000	0,15 max	1,00	1,00 max	0,04	0,030	0,60 max
	13Cr-high C	SUS 420 J2	420	4021	0,26 ~ 0,40	1,00	1,00 max	0,04	0,030	
	18Cr-high C	SUS 440 A	440 A		0,60 ~ 0,75	1,00	1,00 max	0,04	0,030	
Endurecido por precipitación	17Cr-7Ni-1Al	SUS 631	631		0,09 max	1,00	1,00 max	0,04	0,030	6,50 ~ 7,75

JIS* Japanese Industrial Standards
 AISI** American Iron and Steel Institute
 DIN*** Deutsche Industrie Normen

22

 PBX: (02) 22 53 75 0 / Quito - Ecuador www.dipacmaniz.com

6.9.2 APLICACIONES DE PLANCAS DE ACERO GALVANIZADO

Fuente: DIPAC, (2019). Planchas de acero galvanizado. Recuperado de:
<https://es.slideshare.net/JaviCaiza/catalogo-acero-dipac>



PLANCHAS GALVANIZADAS

Especificaciones Generales

- Acero base:** Calidad Comercial o según tabla de Laminado al Frío
- Norma:** ASTM A 653 (Norma de recubrimiento)
- Espesores:** 0,30 a 2,90
- Rolls:** X 1219 y flejes
- Planchas:** 4 X 8 y medidas especiales
- Rol:** Regular, Mínima, Zero



RECUBRIMIENTO	(TOTAL AMBAS CARAS)	
	TIPO	oz / pie ²
G-40	40	120
G-60	60	180
G-90	90	270

PRODUCTO/ MERCADO	COMERCIAL, CONSTRUCCION Y EMPLEOS	INDUSTRIAL	LÍNEA BLANCA	AUTOMOTRIZ
Lámina Galvanizada	Techos y paredes, perfiles y tubería en general, polines, soportes de cielo falso, ductos de aire, silos para almacenar granos, accesorios para construcción, cortinas metálicas, señalizaciones de carretera, estructuras, techos y soportes de establecimientos.	Aire acondicionado, ventiladores de techo y ventana, tapas, extractores de humo, casas móviles, ductos, bisagras, recipientes, cajas eléctricas, pizarrones electrónicos, motores, lánas, etc.	Respaldo de refrigeradores, estufas y lavadoras, soportes, bases, uniones, esquineros y accesorios de fijación y otras partes no expuestas,	Moflers, uniones, soportes, pisos, carter, guanteras, portaestéreos, cinchos y otras partes no expuestas, etc.

18 P. 001 (02) 22 93 75 0 / @dipac.ec / www.dipac.com.ec

6.10 ANEXO J**6.10.1 CATÁLOGO DE TUBERÍAS DE PVC**

Fuente: Tubos Pacífico, (2019). Línea Presión PP 4x4. Recuperado de:
<http://www.tubospacifico.com/files/catalogo.pdf>

Vivienda y Edificaciones

LÍNEA PRESIÓN PP 4x4

Productos para viviendas y edificaciones en general

Ventajas:
Tuberías elaborada con el 100% Polipropileno, sirve para conducción de agua Caliente y Fria

Elaborado con materia prima 100% de polipropileno monocapa. Debido a la constitución que posee ofrece una alta resistencia a la presión y a temperaturas extremas.
Tubos fabricados bajo la Norma IRAM 13473
Accesorios fabricados bajo la Norma IRAM 5063

Presentaciones:
Diámetros disponibles en: ½", ¾", 1", 1¼", 1½" y 2"
Unión roscable tipo BSPT 100% hermética

Protección interior y exterior
Esta tubería posee las capas externas que brindan una doble protección frente a los rayos ultravioleta (UV), mientras que las capas internas, garantizan la calidad de los fluidos que circulan internamente.

Tubería Flexible, ideal para el transporte de agua caliente
El alta modulo de elasticidad (flexibilidad) disipa o absorbe las vibraciones, el impacto y los efectos de la deformación elástica producidos por la circulación de agua caliente.
El material que constituye la tubería posee baja conductividad térmica, ocasionando una mínima dilatación en las redes, esto la posiciona como la opción # 1 para conducir fluidos a altas temperaturas (hasta 95°C).

Otras ventajas del tubo polipropileno 4x4

- Las cuatro capas que posee, ofrecen alta resistencia a la presión.
- Por ser una tubería que no conduce energía y por la ventaja de tener superficies interiores lisas, no se producen reacciones o fenómenos dentro de la tubería que ocasionen incrustaciones.

• Resistente a la corrosión galvánica y bacteriana.
• Por el bajo coeficiente de rugosidad que posee, brinda menores pérdidas de carga por fricción interna.
• Facilidad de roscado, lo que la hace segura, fácil y de rápida instalación.

Descripción de las capas:
PRIMERA CAPA
Externa, con protección UV
SEGUNDA CAPA
Media externa, con protección UV, facilita el roscado
TERCERA CAPA
Intermedia, proporciona mayor flexibilidad e incrementa la resistencia al impacto
CUARTA CAPA
Interna, lisa y brillante, tiene bajo coeficiente de fricción.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Diámetros Nominal		Espesores de pared
plg	mm	mm
½	21.3	3.4
¾	26.9	3.9
1	33.7	4.9
1 ¼	42.2	5.7
1 ½	48.3	6.3
2	60.3	7.5

6.11 ANEXO K**6.11.1 FACTORES DE EMISIÓN PARA GLP**

Fuente: INECC, (2014). Factores de emisión para los diferentes tipos de combustibles fósiles y alternativos que se consumen en México. Recuperado de: https://www.gob.mx/cms/uploads/attachment/file/110131/CGCCDBC_2014_FE_tipos_combustibles_fosiles.pdf

Muestra	Densidad Fase líquida	Densidad Fase gas	Contenido de carbono	Poder calorífico Neto	Contenido de carbono	Factor de emisión		
	kg/l	kg/m ³	% peso	MJ/kg	kg C /GJ	kg CO ₂ /TJ	kg CO ₂ /kg GLP	kg CO ₂ /l GLP fase líquida
ZMVM 5	0.524	1.956	81.98	46.17	17.76	65,060.67	3.00	1.57
ZMVM 6	0.527	1.961	81.98	46.16	17.76	65,085.44	3.00	1.58
ZMVM 7	0.521	1.932	81.93	46.20	17.73	64,979.26	3.00	1.56
ZMM	0.536	2.043	82.12	46.03	17.84	65,372.39	3.01	1.61
ZMG 1	0.527	1.960	81.98	46.15	17.76	65,085.28	3.00	1.58
ZMG 2	0.533	2.003	82.06	46.11	17.80	65,209.39	3.01	1.60
Tepeji	0.523	1.947	81.96	46.18	17.75	65,031.67	3.00	1.57
Abasolo	0.526	1.973	82.02	46.15	17.77	65,124.89	3.01	1.58
Tampico	0.505	1.849	81.76	46.34	17.65	64,654.30	3.00	1.51
Tuxpan	0.503	1.816	81.69	46.35	17.63	64,580.87	2.99	1.50
Villahermosa	0.540	2.053	82.14	46.04	17.84	65,373.54	3.01	1.62
Promedio	0.525	1.96	81.99	46.16	17.76	65,082.90	3.00	1.58
Desviación estándar	0.010	0.06	0.12	0.09	0.06	221.52	0.00	0.03
Incert. 95% Confianza	0.007	0.04	0.08	0.06	0.04	142.99	0.00	0.02
% Incert. 95%Confianza	1.248	2.10	0.10	0.12	0.22	0.22	0.10	1.34
# Muestras % deseado incert	1	3	1	1	1	1	1	2

Nota: ZMVM: Zona Metropolitana del Valle de México. ZMM: Zona Metropolitana de Monterrey.
ZMG: Zona Metropolitana de Guadalajara.
Elaboración propia.