



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA





UNS

UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERÍA ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL INGENIERÍA EN ENERGÍA

“IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO SOLAR TERMICO DE BAJA TEMPERATURA COMO ALTERNATIVA ENERGETICA COMPLEMENTARIA PARA EL PROCESO DE PAUSTERIZADO EN LINEA DE PRODUCCION DERIVADOS LACTEOS DE LA EMPRESA - LECHERÍA Y DERIVADOS MINNELLY E.I.R.L”

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO EN ENERGÍA

AUTORES:

Bach. Carruitero Chávez, Carlo Eduardo
Bach. López Aquino, Jimmy Jhonathan

ASESOR :

M.Sc. Hugo Calderón Torres

CHIMBOTE - PERÚ
SETIEMBRE 2014



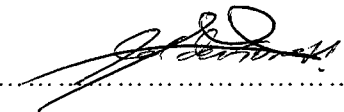
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE ENERGÍA

CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente tesis ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne condiciones formales y metodológicas, estando encuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el título profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D. N°471-2002-CU-R-UNS) de acuerdo a la denominación siguiente:

“IMPLEMENTACION DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO SOLAR TERMICO DE BAJA TEMPERATURA COMO ALTERNATIVA ENERGETICA COMPLEMENTARIA PARA EL PROCESO DE PASTEURIZADO EN LINEA DE PRODUCCION DERIVADOS LACTEOS DE LA EMPRESA - LECHERIA Y DERIVADOS MINNELLY EIRL”

TESISTAS: Bach. Carruitero Chávez, Carlo Eduardo
Bach. López Aquino, Jimmy Jhonathan



M.Sc. Hugo Calderón Torres

ASESOR

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE ENERGÍA

CARTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR DE TESIS

Damos la conformidad del presente informe, desarrollado en el cumplimiento del objetivo propuesto y presentado conforme al Reglamento General para Obtener el Grado Académico de Bachiller y Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D. N°471-2002-CU-R-UNS); Titulado:

“IMPLEMENTACION DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO SOLAR TERMICO DE BAJA TEMPERATURA COMO ALTERNATIVA ENERGETICA COMPLEMENTARIA PARA EL PROCESO DE PASTEURIZADO EN LINEA DE PRODUCCION DERIVADOS LACTEOS DE LA EMPRESA - LECHERIA Y DERIVADOS MINNELLY EIRL”

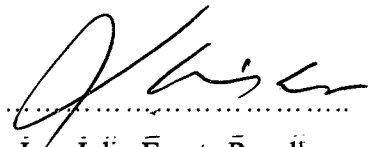
TESISTAS: Bach. Carruitero Chávez, Carlo Eduardo
Bach. López Aquino, Jimmy Jhonathan

Revisado y Evaluado por el siguiente Jurado Evaluador:



Mg. Robert Guevara Chinchayán

PRESIDENTE



Ing. Julio Escate Ravello

INTEGRANTE



M.Sc. Hugo Calderón Torres

INTEGRANTE

Dedicatoria:

Quiero dedicar con mucho cariño esta tesis a mi hija MICAELA que ha sido incentivo de mi vida. A Dios por mostrarnos día a día que con humildad, paciencia y sabiduría, todo es posible. A mis padres EDUALDO y BERTHA, a mi hermana CAMILA quienes con su amor, apoyo y comprensión incondicional estuvieron siempre a lo largo de mi formación profesional y a todos mis amigos que tuvieron una palabra de aliento en momentos difíciles de mi vida.

CARLO E. CARRUITERO CHAVEZ

A Dios Creador, por estar guiándome a lo largo de mi vida y que no solo es el ser supremo si no mi amigo fiel, sus palabras y fe en mi me inspiraron y me impulsaron en todo lo que hago, a mis padres TEODORO y MARLENE, su amor, ejemplo y constancia me enseñaron que todo es posible, a mis hermanos VICTOR, DALI y MARIESTHER, que no son solo hermanos si no compañeros de toda la vida. A Carito, que sacrifico un tiempo de tu vida para que yo cumpliera este objetivo profesional, a mis amigos que son el matiz de mi vida.

JIMMY J. LOPEZ AQUINO.

Agradecimiento:

En primer lugar queremos agradecer a Dios por habernos dado la sabiduría, el entendimiento y la fortaleza para poder llegar al final de nuestra carrera, por no haber dejado que nos rindiéramos en ningún momento e iluminarnos para salir adelante.

También nos gustaría expresar nuestro más profundo y sincero agradecimiento a todas aquellas personas que con su ayuda han colaborado en la realización del presente trabajo. A nuestro asesor Ing. Hugo Calderón Torres, por su dedicación, orientación, y apoyo sin los cuales no hubiéramos podido realizar este proyecto, y a todos nuestros profesores que durante nuestra carrera profesional aportaron un granito de arena a nuestra formación al Ing. Robert Guevara Chinchayan, Ing. Julio Ravello Escate y a mis compañeros de Ingeniería en Energía por compartir tantos sueños y experiencias que me han llevado a luchar por lo que creo; Un agradecimiento muy especial a nuestros padres por habernos dado la vida y la oportunidad de llegar hasta donde estamos, a todos nuestros amigos por su compañía y los buenos momentos que pasamos juntos, en especial a los que participaron en la preparación del proyecto.

Son muchas las personas que han formado parte de nuestra vida profesional a las que nos encantaría agradecerles su amistad, consejos, apoyo, ánimo y compañía en los momentos más difíciles de mi vida, sin importar en donde estén queremos darles las gracias por formar parte de nosotros, por todo lo que nos han brindado y por todas sus bendiciones.

Para ellos: Muchas gracias y que Dios los bendiga.

RESUMEN

En el presente trabajo se realizó el estudio de un sistema ACS basado en captadores solares y GLP para el proceso de pasteurizado de la línea de producción de lácteos de la empresa MINNELLY LECHERÍA Y DERIVADOS LÁCTEOS, influyendo directamente en la reducción de los costos de producción, el cual está en función al consumo de GLP logrando un ahorro energético.

El sistema alimentado con 879.6 W/m^2 de radiación solar, dispone de 2 captadores solares del tipo heat pipe de 0.94 m^2 cada uno, y un interacumulador de 80lt, el sistema está diseñado para que el agua logre alcanzar una temperatura de suministro de 90°C , cediendo calor a 840lt de leche durante 6 horas al día a una temperatura constante de 85°C , cumpliéndose el proceso de pasteurizado con el uso del 80% de energía solar y 20% GLP obteniendo un ahorro de 47 cilindros de 45Kg GLP anual, lo que conlleva a una reducción de emisiones de 6 toneladas de CO_2 . En cuanto a costos el sistema requerirá una inversión de S/ 38 118.01, con una tasa de retorno de 5 años.

El ahorro de energía tiene relación directa con condiciones climáticas del lugar, superficie disponible para la captación de la energía e instalación de los equipos y costos de los mismos.

ABSTRACT

In this document the feasibility of an ACS system based on solar collector and LPG for process line pasteurized dairy company MINNELLY LECHERÍA Y DERIVADOS LÁCTEOS, intended to directly impact the reduction was performed production costs, reducing the consumption of LPG achieving energy savings.

The system is powered with 879.6 W/m^2 of solar radiation, the system has 2 solar collectors heat pipe type of 0.94m^2 each one, and interacumulador of 80lt, designed to achieve to reach a water supply temperature $90 \text{ }^\circ\text{C}$, yielding 840lt heat milk for 6 hours a day at a constant temperature of $85 \text{ }^\circ\text{C}$, pasteurized process fulfilled with the use of solar energy 80% and 20% GLP a savings of 47 annual GLP 45Kg cylinder, which leads to a reduction in emissions of 6 tons of CO_2 . Regarding for costs the system will require an investment of S / 38 118.01, with a rate of return of 5 years.

The energy savings achieved will be subject to climatic conditions, area available for capturing energy and installation of equipment and costs thereof.

INDICE

DEDICATORIA.....	I
AGRADECIMIENTO.....	II
RESUMEN.....	III
ABSTRACT.....	IV
INDICE	
NOMENCLATURA.....	1
ÍNDICE DE TABLAS.....	8
INTRODUCCIÓN.....	10
CAPITULO I: GENERALIDADES.....	11
1.1 Antecedentes de la investigación.....	11
1.2 Objeto y justificación de la investigación.....	12
1.3 Objetivos de la investigación.....	12
1.3.1 Objetivo general.....	12
1.3.2 Objetivos específicos.....	12
1.4 Metodología de la investigación.....	13
1.5 Limitaciones de la investigación.....	13
1.6 Variables de dimensionamiento del proyecto.....	15
1.7 Normativa.....	15
CAPITULO II: MARCO TEÓRICO	
2.1 Conceptos básicos relativos a la energía solar.....	16
2.2 Irradiancia solar extraterrestre.....	17
2.2.1 Irradiancia extraterrestre incidente sobre superficie horizontal.....	17
2.2.2 Irradiancia extraterrestre diaria sobre superficie horizontal.....	17
2.2.3 Irradiancia extraterrestre diaria media mensual sobre superficie horizontal	
2.3 Irradiación global diaria media mensual sobre superficie horizontal.....	19
2.3.1 Irradiación directa media mensual sobre superficie horizontal.....	20
2.3.2 Irradiación difusa media mensual sobre superficie horizontal.....	20
2.3.3 Irradiación reflejada media mensual sobre superficie horizontal.....	21
2.4 Irradiación global diaria media mensual sobre superficie inclinada.....	22
2.4.1 Irradiación directa media mensual sobre superficie inclinada.....	22
2.4.2 Irradiación difusa media mensual sobre superficie inclinada.....	22
2.4.3 Irradiación reflejada media mensual sobre superficie inclinada.....	23
2.5 Aprovechamiento de la energía solar.....	25

2.5.1	Captadores solares de baja temperatura.....	26
2.5.2	Captadores solares de media temperatura.....	27
2.5.3	Captadores solares de alta temperatura.....	27
2.6	Componentes característicos de una instalación solar.....	28
2.6.1	Sistema de captación de calor.....	28
2.6.2	Sistema de acumulación.....	41
2.6.3	Sistema de intercambio de calor.....	43
2.6.4	Circuito hidráulico.....	44
2.7	Clasificación de las instalaciones solares.....	55
2.7.1	Según el método de transmitir el calor al consumo.....	55
2.7.2	Según el método para hacer circular el fluido por la instalación.....	57
2.8	Acoplamiento del sistema de apoyo.....	59
2.8.1	Acoplamiento en serie.....	59
2.8.2	Acoplamiento en paralelo.....	60
2.8.3	Acoplamiento directo.....	60
2.8.4	Circuito de recirculación.....	61
2.9	Esquema de funcionamiento.....	62
2.10	Disposición de los captadores.....	63
2.11	Agrupación de captadores en baterías.....	64
2.12	Control de temperaturas de los captadores.....	67
 CAPITULO III: PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO.....		69
3.1	Diseño del sistema de captación de energía solar térmica.....	69
3.1.1	Dimensionado de la superficie de captación.....	69
3.1.2	Inclinación y orientación de los captadores solares.....	75
3.1.3	Interconexión entre los captadores solares.....	77
3.1.4	Selección del volumen del tanque acumulador.....	77
3.1.5	Expansión térmica en el tanque acumulador.....	78
3.2	Balance energético en componentes principales de la instalación solar.....	79
3.3	Diseño del circuito hidráulico.....	88
3.3.1	Dimensionado de tubería de conducción de fluido caliente.....	88
3.3.2	Diseño del circuito hidráulico con circulación forzada.....	93
3.3.3	Selección de válvulas y accesorios.....	97
3.4	Aislamiento térmico.....	97
3.4.1	Determinación del calor perdido a través de la tubería sin aislar.....	97
3.4.2	Determinación del calor perdido a través de la tubería aislada.....	104

CAPITULO IV: CASO DE ESTUDIO.....	110
4.1 Descripción de la empresa MINNELLY LECHERIA Y DERIVADOS LACTEOS	
4.1.1 Localización geográfica.....	110
4.1.2 Infraestructura.....	111
4.2 Descripción del sistema productivo.....	111
4.2.1 Líneas de producción.....	111
4.2.2 Área de lácteos.....	112
4.2.3 Proceso de pasteurizado para elaboración de quesos.....	112
4.3 Consumo energético del sistema actual de pasteurizado.....	115
4.3.1 Necesidad diaria de ACS para el proceso de pasteurizado.....	115
4.3.2 Consumo energético del sistema actual.....	116
CAPITULO V: MEMORIA DE CÁLCULO	
5.1 Selección del captador solar.....	121
5.2 Orientación e inclinación de los captadores solares.....	122
5.3 Dimensionado de la superficie de captación.....	124
5.4 Selección de la configuración de los captadores solares.....	131
5.5 Dimensionado del volumen del tanque acumulador.....	132
5.6 Selección básica de la configuración del sistema de acumulación.....	132
5.7 Selección de la configuración de la instalación solar.....	134
5.8 Balance energético en componentes principales de la instalación.....	134
5.9 Diseño del circuito hidráulico.....	141
5.10 Aislamiento térmico.....	165
CAPITULO VI: PROPUESTA DE CÁLCULO.	
6.1 Diseño del sistema de captación.....	192
6.2 Diseño del sistema de acumulación.....	192
6.3 Diseño del circuito hidráulico.....	193
6.4 Sistema auxiliar.....	196
6.5 Aislamiento térmico.....	197
6.6 Consumo energético de los sistemas de pasteurizado.....	198
6.7 Consumo de combustible.....	200
6.7 Emisiones de CO ₂	200
6.8 Bonos de Carbono.....	200

CAPITULO VII: ANALISIS ECONOMICO.

7.1 Costo de producción diario sin proyecto.....	201
7.2 Costo de producción diario con proyecto.....	202
7.3 Ingresos económicos en la empresa.....	204
7.4 Evaluación económica.....	204
CONCLUSIONES.....	206
RECOMENDACIONES.....	208
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	209
REFERENCIA DE INTERNET.....	210
ANEXOS.....	211

NOMENCLATURA

- m : Metros.
- Lt : Litros.
- s : Segundos.
- g : Aceleración de la gravedad .
- hr : Horas.
- Kg : Kilogramos.
- t : Tiempo.
- V : Volumen.
- BTU : Unidad de energía termina británica.
- J : Joule.
- W : Watts.
- $^{\circ}C$: Grados Centígrados.
- $^{\circ}K$: Grados Kelvin.
- $^{\circ}F$: Grados Fahrenheit.
- mca : Metros de columna de Agua.
- A : Área de captación.
- Q° : Caudal.
- Q°_r : Caudal recomendado.
- Q°_d : Caudal recomendado.
- GLP : Gas licuado de petróleo.
- m°_{GLP} : Flujo másico del GLP.
- PCS_{GLP} : Poder calorífico superior del GLP.
- Q_a : Energía necesaria absorbida por el agua.

- Q_L : Energía necesaria absorbida por la leche.
- Q_U : Energía solar útil obtenida.
- Q_{pc} : Calor perdido en el captador.
- Q_D : Demanda de energía.
- Q_{Aux} : Energía de apoyo.
- ΔQ_{bc} : Variación de energía en el sistema de acumulación.
- Q_{GLP} : Calor generado por el combustible GLP.
- n : Número de días del mes.
- Q_p : Energía necesaria absorbida por la leche.
- η_{GLP} : Eficiencia producida por el GLP.
- $\eta_{2.3}$: Eficiencia del aislamiento.
- F : Contribución de carga de energía solar suministrada.
- $F_{mensual}$: Contribución mensual de carga térmica.
- F_{anual} : Contribución anual de carga térmica.
- A : Área de la superficie captador.
- F'_R : Factor de eficiencia captador – intercambiador de calor.
- U_L : Coeficiente total de pérdidas del captador.
- $\Delta\tau$: Numero de segundos al mes.
- $\tau\alpha$: Transmitividad – Absortividad.
- ϵ_f : Eficiencia Intercambiador – captador.
- η_o : Eficiencia del captador.
- I_T : Irradiación media mensual.
- F'_R/F_R : Factor de corrección del conjunto captador – intercambiador.
- $\tau\alpha/\tau\alpha_n$: Modificador de ángulo de incidencia llamado también MDI.

- K_{f1} : Factor de corrección en función al volumen y área de captación.
- K_{f2} : Factor de corrección en función temperaturas.
- K_{f3} : Factor de corrección en función al tamaño del proceso.
- V_{ac} : Volumen del depósito de acumulación solar.
- $V_{T_{amb}}$: Volumen inicial de agua a temperatura ambiente, en el tanque acumulador.
- $V_{T_{final}}$: Volumen final de agua a temperatura de suministro, en el tanque acumulador.
- $\frac{E_{fCmin}}{UA}$: Parámetro adimensional que proporciona una medida del tamaño de la unidad terminal necesaria para un proceso concreto.
- f_{chart} : Curva f-chart.
- X_f : Parámetro de pérdida de calor por el captador respecto a la carga térmica total.
- Y_f : Parámetro de energía solar absorbida por la placa del captador respecto a la carga térmica total.
- M : Carga de consumo en litros/ (día. sistema).
- I_T : Radiación recibida [KW/m²].
- a_0 : Coeficiente óptico de pérdidas.
- a_1 : Coeficiente de pérdidas por conducción y convección.
- T_{Fl} : Temperatura final de la leche o de pasteurizado.
- T_{oL} : Temperatura inicial de la leche fría.
- T_a : Temperatura ambiente.
- T_{red} : Temperatura de red.
- T_{acs} : Temperatura de agua caliente sanitaria ACS
- T_{ref} : Temperatura de referencia.
- T_1 : Temperatura del propelinglicol a la salida del colector.
- T_2 : Temperatura del propelinglicol a la entrada del colector.
- T_3 : Temperatura del agua a la salida del intercambiador.

- T_4 : Temperatura del agua a la entrada del intercambiador.
- T_5 : Temperatura del agua de consumo.
- T_6 : Temperatura del agua de suministro.
- T_7 : Temperatura del agua de recuperación.
- T_T : Temperatura media del agua en el acumulador.
- T_s : Temperatura en la superficie de la tubería sin aislar.
- T'_s : Temperatura en la superficie del aislamiento.
- T_{∞} : Temperatura en el ambiente suficientemente lejos de la superficie de trabajo.
- m°_1 : Flujo másico del propelinglicol a temperatura ambiente.
- m°_2 : Flujo másico del agua a temperatura ambiente.
- m°_L : Volumen de leche por proceso.
- m°_{cons} : Flujo másico del agua a temperatura ambiente.
- Cp_L : Calor específico de la leche.
- $Cp_{cons,a}$: Calor específico del agua a temperatura ambiente.
- Cp_{1a} : Calor específico del propelinglicol a temperatura ambiente.
- Cp_{2a} : Calor específico del agua a temperatura ambiente.
- $\epsilon_{interac}$: Eficiencia del interacumulador. .
- E_T : Grado de estratificación.
- N°_{cap} : Numero de captadores.
- v : Velocidad del fluido por el interior de la tubería.
- A_o : Área transversal de la tubería.
- D_1 : Diámetro interior de la tubería.
- D_2 : Diámetro exterior de la tubería.
- D_3 : Diámetro exterior de aislamiento.

- R_1 : Diámetro interior de la tubería.
- R_2 : Diámetro exterior de la tubería.
- R_3 : Diámetro exterior de aislamiento.
- R°_0 : Resistencia térmica a la convección en el interior de la tubería.
- R°_1 : Resistencia térmica de conducción de la tubería.
- R°_2 : Resistencia térmica a la convección en el exterior de la tubería.
- R°_3 : Resistencia térmica a la convección en el exterior de la tubería.
- $T_{1\alpha}$: Temperatura del fluido dentro de la tubería.
- $T_{3\alpha}$: Temperatura del aire.
- H_f : Pérdida de presión producida por longitud de tubería.
- f : Factor de fricción.
- $\frac{\epsilon_r}{D_1}$: Rugosidad relativa.
- K_L : Coeficiente de resistencia para válvulas y accesorios.
- N_e : Potencia mínima de la bomba.
- L_c : Longitud característica.
- H_B : Carga que deberá vencer la bomba.
- η_b : Rendimiento de la bomba.
- γ : Peso específico.
- Re : Numero de Reynolds.
- Re_1 : Numero de Reynolds - circuito primario.
- Re_2 : Numero de Reynolds - circuito secundario.
- γ : Peso específico.
- γ_1 : Peso específico en el circuito primario
- γ_2 : Peso específico en el circuito secundario.

- C_{p1} : Calor específico del propelinglicol en el circuito primario.
- C_{p2} : Calor específico del agua en el circuito secundario.
- μ : Viscosidad dinámica absoluta del fluido.
- μ_1 : Viscosidad dinámica del propelinglicol en el circuito primario.
- μ_2 : Viscosidad dinámica del agua en el circuito secundario.
- ν : Viscosidad cinemática del fluido.
- ν_1 : Viscosidad cinemática del propelinglicol en el circuito primario.
- ν_2 : Viscosidad cinemática del agua en el circuito secundario.
- ρ_L : Densidad de la leche.
- ρ_a : Densidad del agua a temperatura ambiente.
- ρ_1 : Densidad del propelinglicol en el circuito primario.
- ρ_2 : Densidad del agua en el circuito secundario.
- k° : Conductividad térmica del fluido.
- k°_1 : Conductividad térmica del Propelinglicol circuito primario
- k°_2 : Conductividad térmica del agua circuito secundario.
- $k^\circ_{1,2}$: Conductividad térmica del Cobre.
- $k^\circ_{2,3}$: Conductividad térmica del Aislamiento.
- k°_p : Conductividad térmica del Propelinglicol.
- k°_a : Conductividad térmica del Aire.
- h : Coeficiente de convección.
- h_1 : Coeficiente de convección en el interior de la tubería.
- h_2 : Coeficiente de convección en el exterior de la tubería sin aislar.
- h_3 : Coeficiente combinado de convección y radiación en el exterior de la tubería aislada.

β : coeficiente de expansión volumétrica.

Pr : Numero de Prandt.

Nu : Numero de Nusselt

Gr_L : Número de Grashof

Ra_D : Número de Rayleigh

e_{min} : Espesor mínimo de aislamiento.

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.	Irradiación extraterrestre diaria media mensual sobre superficie horizontal para la ciudad de Nuevo Chimbote I_{odm} .
Tabla 2.	Irradiación global diaria media mensual sobre superficie horizontal para la ciudad de Nuevo Chimbote G_{dm} .
Tabla 3.	Irradiación global, difusa, directa y reflejada diaria media mensual sobre superficie horizontal para la ciudad de Nuevo Chimbote
Tabla 4.	Irradiación global diaria media mensual sobre superficie inclinada para la ciudad de Nuevo Chimbote $G_{dm\beta}$.
Tabla 5.	Aplicación de los sistemas solares Térmicos.
Tabla 6.	Accesorios del circuito hidráulico
Tabla 7.	Calculo del caudal por el método volumétrico
Tabla 8.	Volumen de agua necesaria en el proceso de pasteurizado
Tabla 9.	Calor generado por el GLP en el proceso de pasteurizado
Tabla 10.	Calor absorbido en el proceso de pasteurizado
Tabla 11.	Emisiones de CO ₂ a la atmósfera con el uso del GLP
Tabla 12.	Irradiación extraterrestre diaria media mensual sobre superficie inclinada para la ciudad de Nuevo Chimbote MJ/m ² I_{odm} .
Tabla 13.	Demanda energética
Tabla 14.	Parámetro Xf
Tabla 15.	Parámetro Yf
Tabla 16.	Parámetro f chart
Tabla 17.	Cobertura mensual
Tabla 18.	Tabla de constantes de Propiedades del Propelinglicol
Tabla 19.	Propiedades del Propelinglicol.
Tabla 20.	Pérdida de cargas originadas por el paso de agua a través del circuito entre los captadores y el tanque acumulador.
Tabla 21.	Curva de elección de bomba del circuito primario.
Tabla 22.	Propiedades del agua a 84.19 °C
Tabla 23.	Pérdida de cargas originadas por el paso de agua a través del circuito entre el tanque acumulador y marmita.
Tabla 24.	Curva para elección de bomba del Circuito Secundario
Tabla 25.	Propiedades del Propelinglicol a 111.28°C.
Tabla 26.	Propiedades del aire a 66.64°C
Tabla 27.	Perdida de calor en tubería sin aislar - Tramo 1

Tabla 28.	Propiedades del propilenglicol a 102.12°C.
Tabla 29.	Propiedades del aire a 62.06 °C
Tabla 30.	Perdida de calor en tubería sin aislar – Tramo 2
Tabla 31.	Propiedades del agua a 86.89°C.
Tabla 32.	Propiedades del aire a 54.445°C.
Tabla 33.	Perdida de calor en tubería sin aislar – Tramo 3
Tabla 34.	Propiedades del agua a a 84.19°C
Tabla 35.	Propiedades del aire a 53.095°C
Tabla 36.	Perdida de calor en tubería sin aislar – Tramo 4
Tabla 37.	Resumen pérdidas de calor por tramo sin aislar
Tabla 38.	Espesores mínimos de aislamiento calculados.
Tabla 39.	Perdida de calor en tubería aislada – Tramo 1
Tabla 40.	Perdida de calor en tubería aislada – Tramo 2
Tabla 41.	Perdida de calor en tubería aislada – Tramo 3
Tabla 42.	Perdida de calor en tubería aislada – Tramo 4
Tabla 43.	Resumen perdida de calor en tubería aislada por tramo.
Tabla 44.	Resumen final de pérdidas de calor en circuito general con y sin aislamiento.
Tabla 45.	Consumo de GLP y emisiones de CO ₂ a la atmosfera
Tabla 46.	Perdidas de calor para cada tramo de tubería de la instalación solar
Tabla 47.	Características energéticas del sistema actual
Tabla 48.	Características energéticas del sistema propuesto
Tabla 49.	Ahorro de combustible
Tabla 50.	Comparación de Emisiones de CO ₂
Tabla 53.	Total de Costos Directos
Tabla 55.	Costo total para elaboración de quesos.
Tabla 56.	Costo total para elaboración de quesos con proyecto.
Tabla 57.	Costo de mano de obra directa, con proyecto.
Tabla 58.	Total de Costos Directos con Proyecto.
Tabla 59.	Total de Costos Indirectos con Proyecto.
Tabla 60.	Costo total para elaboración de quesos con Proyecto.
Tabla 61.	Ingreso económico de la empresa.
Tabla 62.	Análisis Económico del Proyecto.

INTRODUCCION

Durante el presente año, el Sol arrojará sobre la Tierra cuatro mil veces más energía que la que vamos a consumir. No sería racional no intentar aprovechar, por todos los medios técnicamente posibles, esta fuente energética renovable gratuita, limpia e inagotable, conocida como energía verde, que puede liberarnos definitivamente de la dependencia del petróleo o de otras alternativas poco seguras o, simplemente, contaminantes.

Como punto de partida debemos tener en cuenta que la luz es una de las formas que adopta la energía para trasladarse de un lugar a otro. En el caso del Sol, los rayos solares se propagan a través del espacio en forma de ondas electromagnéticas de energía. Este fenómeno físico, más conocido como radiación solar, es el responsable de que nuestro planeta reciba un aporte energético continuo de aproximadamente 1.367 W/m^2 . Un valor que recibe el nombre de constante solar y que, al cabo de un año, equivaldría a 20 veces la energía almacenada en todas las reservas de combustibles fósiles del mundo (petróleo, carbón...).

La radiación solar tiene su origen en el Sol, que es una esfera gaseosa de $1\,391\,000 \text{ km}$ de diámetro, una de las más de 135.000 millones de estrellas de la Vía Láctea. El Sol es un inmenso reactor de fusión termonuclear que quema cada segundo 600.000.000 toneladas de hidrógeno a 20 millones de grados Kelvin. La radiación que emite tarda algo más de 8 minutos en alcanzar nuestro planeta, a razón de 300.000 km/s . De la radiación solar solo llega un 51.6% a la superficie de la tierra. Los restantes 48.4% se les pierde como reflexión (31%) y absorción (17.4%) en la capa de aire. La fuerza del sol se mide en kW/m^2 o por MJ/m^2 (Mega Joule).

Cualquier persona que quiera aprovechar la energía solar debe ser capaz de responder a la pregunta de qué cantidad de energía llega al lugar donde prevé realizar la captación, cada hora, cada mes, cada año o en promedio (horario, mensual, anual). Para ello es necesario comprender el movimiento relativo de la Tierra y el Sol.

CAPITULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA:

La industria láctea es un sector de gran importancia en el sistema alimentario peruano, considerado estratégico por tres razones: primero, la leche y derivados son alimentos básicos que elevan la calidad de vida de la población que los consume; segundo, por los efectos de dicho sistema en el ingreso y empleo rural; y tercero, por su potencial para articular varios sectores productivos.

Hoy en nuestra comunidad de Chimbote y Nuevo Chimbote, vemos que la situación económica cada día es más difícil, donde el desarrollo de la agroindustria no mantiene un equilibrio ni una autonomía estable. Es por ello que nacen diferentes tipos de problemas por el precio, la comunidad siempre se fija en productos de alta calidad, pero nunca encuentra aquellos productos a bajo costo, logrando no satisfacer las necesidades de los pobladores de la zona.

La empresa "MINNELLY LECHERIA Y DERIVADOS LACTEOS E.I.R.L.", ofrece diversos tipos de productos elaborados con leche y frutas de la región. Ésta, como muchas empresas trabajan con combustibles convencionales, debido a que desconocen el aprovechamiento de la energía solar para procesos térmicos, lo que se transforma en una pérdida significativa de rentabilidad de la empresa.

Es por ello que nos planteamos la siguiente pregunta:

¿El consumo de combustible convencional para el proceso de pasteurizado en la línea de producción de derivados lácteos de la empresa "MINNELLY LECHERIA Y DERIVADOS LACTEOS E.I.R.L", en qué porcentaje disminuirá al implementar un sistema de calentamiento térmico solar?

1. GENERALIDADES

1.1. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACION

Desde la época de los años 70's, en diferentes latitudes del mundo se empezó a diversificar el uso de la energía solar dentro del contexto energético mundial, es así como países del primer mundo (EE.UU, Alemania, Francia, Canadá, Rusia, China, Italia, otros) prestan gran atención al uso de la energía solar con fines térmicos y fotovoltaicos e introducen al uso de la energía solar con fines térmicos y fotovoltaicos e introducen importantes porcentajes de generación energética mediante esta fuente.

Igualmente en países subdesarrollados y entre estos Perú también se hacen esfuerzos por investigar, adaptar y desarrollar fuentes alternativas de energía, particularmente en el calentamiento de agua de uso doméstico y procesos de baja temperatura, mediante esfuerzos aislados de profesionales, centros de investigación y desarrollo de energía renovables, las escuelas y Universidades del País, desarrollan estudios variados relacionados con la determinación del potencial solar en diferentes latitudes, el diseño y construcción de equipos solares de alto rendimiento, y estudios sobre materiales para colectores solares planos y de tubos de vacío. Instituciones, y Empresas que han desarrollado modelos, prototipos y equipos de calentamiento de agua con energía solar, de variada condición tecnológica, costos y eficiencias, que han sido introducidos al medio con muchos inconvenientes, particularmente por la idiosincrasia de la gente, que procura servicios inmediatistas como el uso del agua caliente mediante electricidad y GLP, que es aparentemente más barato y de uso inmediato.

La Universidad de Lleida de España y la Universidad Nacional Agraria (UNA) de Nicaragua, impulsarán la ejecución de un proyecto de energía renovable, que incluye el diseño de un prototipo para la construcción de una planta que permita la pasteurización de la leche utilizando energía solar, con tecnología de fácil construcción, que se pueda adoptar e implementar en los sitios donde los productores rurales tienen sus unidades de producción, utilizando para ello materiales locales. El Perú posee un gran potencial en el campo de la energía solar, por su incidencia diaria y constancia durante el año.

En términos generales, se dispone, en promedio anual, entre 4-5 KWh/m² día en la costa y en la selva entre 5-6 KWh/m² día, aumentando de norte a sur. Esto implica que la energía solar incidente en pocos metros cuadrados es, en principio, suficiente para satisfacer las necesidades energéticas en procesos de calor de la industria lechera permitiendo lograr ahorros económicos significativos y principalmente reducir el impacto ambiental por el uso de combustibles fósiles como el petróleo, el gas, el GLP y el carbón.

1.2. OBJETO Y JUSTIFICACION DE LA INVESTIGACION

La presente investigación consiste en instalar un sistema solar térmico para el proceso de pasteurizado de la empresa MINNELLY LECHERÍA Y DERIVADOS LACTEOS; con la intención de impactar directamente en la reducción de los costos de producción, en el aumento del valor agregado del producto, y en consecuencia, en la rentabilidad; disminuyendo el consumo de combustible fósil para dar paso a la fuentes energéticas renovables gratuitas, limpias e inagotable, conocida como energía verde.

1.3. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACION

1.3.1. OBJETIVO GENERAL

Evaluar un sistema solar térmico de calentamiento con captadores solares como alternativa energética complementaria al proceso de pasteurizado en la línea de producción de derivados lácteos de la planta "MINNELLY LECHERIA Y DERIVADOS LACTEOS E.I.R.L".

1.3.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS

- a) Calcular la demanda energética de ACS para el proceso pasteurizado.
- b) Dimensionar el área de captación.
- c) Dimensionar el tanque acumulador.
- d) Diseñar el circuito hidráulico.
- e) Calcular el espesor del aislamiento térmico.
- f) Comparar costos de producción.

1.4. METODOLOGIA DE LA INVESTIGACION

La elaboración del presente proyecto contemplará el desarrollo de un conjunto secuencial de etapas, que se sucederán de manera que los resultados obtenidos en cada una de ellas serán las entradas de datos de la que le suceden.

En una primera fase se procederá a la búsqueda de documentación e información relativas a los sistemas de captación termosolar, con la finalidad de adquirir los conocimientos generales y específicos necesarios para planificar el desarrollo del Proyecto y alimentar las fases posteriores que compondrán el mismo. Esta fase se compondrá de información sobre:

- Principios de la energía solar térmica.
- Conceptos básicos relativos a la energía solar térmica.
- Aplicaciones de los sistemas termosolares de baja temperatura.
- El captador solar, fundamentos y tipos: colector de placa plana y te tubos de vacío.
- Criterios de selección.
- Tipos de instalaciones: clasificación, componentes y equipos.
- Funcionamiento de las instalaciones.

Una vez recopilada y leída esta información teórica acerca de las energías objeto de estudio se procederá al desarrollo concreto del Proyecto, el cual se estructurará de forma general en las siguientes fases:

- Documentación relativa al edificio. A partir de la recopilación de información acerca de las características estructurales y físicas del edificio se constituirá la base de cálculo y de dimensionamiento de las instalaciones del sistema solar. Ésta información se compondrá de:
 - ✓ Situación geográfica del edificio: ubicación, latitud, altura y condiciones exteriores de cálculo (temperaturas y radiaciones medias, etc.).
 - ✓ Características constructivas del edificio: Planos de las diferentes plantas del edificio, cerramientos que conforman la envolvente térmica y parámetros característicos de los mismos.

- ✓ Sistema de pasteurizado actual y consumo histórico de combustible fósil por parte de la instalación. En fases posteriores será requerida esta documentación tanto para el dimensionamiento de la instalación y el sistema auxiliar de energía, como para la elaboración del estudio económico y de viabilidad de la instalación de estudio y su comparativa con la instalación actual.

- Cálculo de las cargas térmicas y la demanda de A.C.S. Como se ha citado al comienzo de este apartado, parte de los datos recabados en el punto anterior, más concretamente los referidos a las características constructivas y datos ambientales y geográficos de la zona, serán utilizados como variables de entrada de los métodos de cálculo de cargas térmicas de A.C.S.
 - ✓ Estos métodos son proporcionados y debidamente explicados en los documentos normativos existentes al respecto, que se citarán más adelante. Como herramienta de cálculo se utilizará el programa Microsoft Excel.
 - ✓ Los resultados obtenidos serán introducidos en una hoja de cálculo que proporcionará las necesidades de calor para la planta de pasteurizado a lo largo del año potencia requerida para la instalación termosolar.

- Una vez obtenidas las necesidades de calor, se podrá proceder al dimensionado de la instalación térmica. En el caso de la solar se estudiará la cobertura o aporte calorífico mínimo de calentamiento del A.C.S, y se determinará, en función de ello y de las características de la cubierta, el tipo y número de colectores a instalar.

- Finalizado el dimensionamiento técnico de la instalación solar, se podrá emprender el estudio de viabilidad económica, obteniendo los parámetros característicos de cualquier estudio de este tipo (Inversión inicial, VAN, TIR, Período de retorno). Se utilizará asimismo la programación de Microsoft Excel.

- Las magnitudes obtenidas del estudio de viabilidad previo permitirán realizar un estudio comparativo entre la instalación propuesta, con respecto a la instalación con la que cuenta actualmente la empresa **MINNELLY LECHERÍA Y DERIVADOS LACTEOS**.
- El análisis comparativo y los resultados extraídos del mismo configurarán las conclusiones finales, permitiendo dilucidar qué tipo de instalación es más viable y reportará una mayor grado de satisfacción de los objetivos del presente Proyecto.

1.5. VARIABLES DE DIMENSIONAMIENTO DEL PROYECTO

La proyección de equipos o el conocimiento de la dimensión característica del equipo o sistema, en el caso de energía solar, el área de los paneles solares, se basa en la determinación de dos variables:

- Necesidad o demanda energética (Necesidad de agua caliente en el proceso).
- Recurso energético disponible (Cantidad de radiación solar incidente)

Identificados estos dos parámetros se puede confrontar los mismos y buscar una alternativa de equipo de transformación de energía solar para calentamiento de agua, sea de uso doméstico o industrial.

1.6. NORMATIVA

Para la realización del presente proyecto se aplicará la normativa específica del:

- Código Técnico de Edificación (CTE), aprobado por el Real Decreto 314/2006.
- Sección HE4 – Contribución solar mínima de agua caliente sanitaria, del documento básico HE para el ahorro de energía HE4, Código técnico de la edificación, texto actualizado al 25/01/2008.
- Reglamento de Instalaciones térmicas de los Edificios (RITE), aprobado por el Real Decreto 1027/2007 del 20 de julio del 2007.
- Pliego de condiciones técnicas de instalaciones de baja temperatura IDEA (Instituto para la diversificación y ahorro de la energía), PET-REV- Enero2009.

CAPITULO II

2. MARCO TEORICO

2.1. CONCEPTOS BASICOS RELATIVOS A LA ENERGIA SOLAR.

- Irradiancia.- Es el flujo de energía proveniente del Sol que recibe la superficie terrestre, se expresa en unidades de potencia por unidad de área.
- Irradiación.- Es la Irradiancia evaluada en un intervalo de tiempo, se expresa en unidades de energía por unidad de área.
- Radiación.- Se refiere en términos generales a la emisión de luz, calor o cualquier otro tipo de energía por parte de un cuerpo.
- Latitud geográfica del lugar de interés (Φ).- Se define como latitud al ángulo comprendido entre $+90^\circ$ y -90° , el mismo que está formado entre la línea ecuatorial y el paralelo que atraviesa al lugar de interés.
- Distancia tierra sol y factor de distancia (ξ).- Dada la órbita elíptica de la tierra alrededor del sol, la distancia entre estos dos cuerpos es variable, es lógico suponer que a mayor distancia menos irradiancia solar llegara a la tierra y a menor distancia mayor será el flujo de energía proveniente del sol, para poder cuantificar este efecto se ha desarrollado la siguiente fórmula:

$$\xi_o = 1 + 0.033 \cos\left(\frac{360 \cdot dr}{365}\right) \dots\dots\dots (1)$$

Dónde: dr = Es el día acumulado del año, siendo el día uno el primero de enero.

- Angulo de declinación solar (δ).- Es el ángulo formado entre la normal al plano que contiene a la órbita terrestre y el eje de rotación de la tierra, éste valor varía según el día del año, éste ángulo es conocido como declinación solar su valor oscila entre $+23.5^\circ$ y -23.5° pasando por cero en los equinoccios. Para determinar el valor de éste ángulo en radianes, según el día del año se utiliza la siguiente relación:

$$\delta = \frac{23.45\pi}{180} \cdot \text{sen}\left(2\pi \frac{dr+284}{365}\right) \dots\dots\dots (2)$$

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

$$\omega_s = \text{Cos}^{-1}(-\text{tan}\delta \cdot \text{tan}\phi) \dots\dots\dots (3)$$

- **Constante solar (β_0).**- Si se considera un plano perpendicular a los rayos solares, situado a una unidad astronómica del sol la cantidad de energía que incide sobre él se denomina constante de radiación solar β_0 , siendo una unidad astronómica igual a la distancia media entre el sol y la tierra.
- **Base temporal.**- En el presente trabajo de investigación se consideraran valores diarios medios mensuales.

2.2. IRRADIANCIA SOLAR EXTRATERRESTRE (I_o).

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

$$I_o = \beta_o \cdot \xi_o (\text{Sen}\delta \cdot \text{sen}\phi + \text{cos}\delta \cdot \text{cos}\phi \cdot \text{cos}\omega) \dots\dots\dots (4)$$

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

2.2.2. Irradiación extraterrestre diaria sobre superficie horizontal.
 Es la irradiancia extraterrestre evaluada en un intervalo de tiempo dt se tiene la siguiente relación, partiendo de la ecuación 2.4 y para un intervalo de tiempo dt se tiene:

$$dI_o = \beta_o \cdot \xi_o (Sen\delta \cdot sen\Phi + cos\delta \cdot cos\Phi \cdot cosw)dt \dots\dots\dots (5)$$

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

$$\frac{2\pi}{24} = \frac{dw}{dt} \left[\frac{rad}{h} \right]$$

$$dt = \left[\frac{12}{\pi} \right] dw \dots\dots\dots (6)$$

Sustituyendo la ecuación 6 en la ecuación 5 entonces:

$$dI_o = \frac{12}{\pi} \cdot \beta_o \cdot \xi_o (Sen\delta \cdot sen\Phi + cos\delta \cdot cos\Phi \cdot cosw)dw$$

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

$$I_{od} = \frac{12}{\pi} \cdot \beta_o \cdot \xi_o \int_{ws}^{-ws} (Sen\delta \cdot sen\Phi + cos\delta \cdot cos\Phi \cdot cosw)dw$$

Desarrollando obtenemos:

$$I_{od} = \frac{12}{\pi} \cdot \beta_o \cdot \xi_o (Cos\delta \cdot Cos\Phi \cdot Sen ws + Sen\delta \cdot Sen\Phi \cdot ws) \dots\dots (7)$$

2.2.3. Irradiación extraterrestre diaria media mensual sobre superficie horizontal (I_{odm}).

Para calcular el valor de irradiación extraterrestre diaria media mensual, se toma el día central de cada mes y se evalúan todas las variables que intervienen en el cálculo de irradiación según ecuación 7.

Tabla 1. Irradiación extraterrestre diaria media mensual sobre superficie horizontal para la ciudad de Nuevo Chimbote I_{odm} .

Meses	Día	Acumulado	ϕ	β_0 (KWh/m2)	δ	ξ_0	Ws °	I_{odm} (MJ/m2)
Enero	17	17	-9.12	1.367	-20.92	1.032	93.52	39.28
Febrero	16	47	-9.12	1.367	-12.95	1.023	92.12	39.17
Marzo	16	75	-9.12	1.367	-2.42	1.009	90.39	37.82
Abril	15	105	-9.12	1.367	9.41	0.992	88.48	34.83
Mayo	15	135	-9.12	1.367	18.79	0.977	86.87	31.45
Junio	11	162	-9.12	1.367	23.05	0.969	86.08	29.62
Julio	17	198	-9.12	1.367	21.18	0.968	86.43	30.30
Agosto	16	228	-9.12	1.367	13.45	0.977	87.80	33.16
Septiembre	15	258	-9.12	1.367	2.22	0.991	89.64	36.41
Octubre	15	288	-9.12	1.367	-9.60	1.008	91.56	38.48
Noviembre	14	318	-9.12	1.367	-18.91	1.023	93.15	39.07
Diciembre	10	344	-9.12	1.367	-23.05	1.031	93.92	39.07

Elaboración, Propia.

2.3. IRRADIACIÓN GLOBAL DIARIA MEDIA MENSUAL SOBRE SUPERFICIE HORIZONTAL (G_{dm}).

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

$$G_{dm} = I_{dm} + D_{dm} + R_{dm} \dots \dots \dots (8)$$

Donde:

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

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

R_{dm} =Irradiación difusa media mensual sobre superficie horizontal.

Tabla 2. Irradiación global diaria media mensual sobre superficie horizontal para la ciudad de Nuevo Chimbote G_{dm} .

Meses	Gdm (KWh/m2)	Gdm (MJ/m2)
Enero	7.07	25.45
Febrero	7.09	25.52
Marzo	6.98	25.13
Abril	6.34	22.82
Mayo	5.12	18.43
Junio	3.72	13.39
Julio	3.67	13.21
Agosto	3.94	14.18
Septiembre	4.42	15.91
Octubre	5.42	19.51
Noviembre	6.22	22.39
Diciembre	6.83	24.59

Elaboración, RETScreen

2.3.1. Irradiación directa media mensual sobre superficie horizontal (I_{dm})

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

2.3.2. Irradiación difusa media mensual sobre superficie horizontal (R_{dm})

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

$$D_{dm} = G_{dm}(1 - 1.13)k_{dm} \dots \dots \dots (9)$$

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

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

$$k_{dm} = \frac{G_{dm}}{I_{odm}} \dots\dots\dots (10)$$

2.3.3. Irradiación reflejada media mensual sobre superficie horizontal (R_{dm})

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

Tabla 3. Irradiación global, difusa, directa y reflejada diaria media mensual sobre superficie horizontal para la ciudad de Nuevo Chimbote

Meses	Gdm (MJ/m2)	Ddm (MJ/m2)	Idm (MJ/m2)	Rdm (MJ/m2)
Enero	25.45	6.82	18.63	0
Febrero	25.52	6.73	18.79	0
Marzo	25.13	6.26	18.86	0
Abril	22.82	5.92	16.90	0
Mayo	18.43	6.23	12.21	0
Junio	13.39	6.55	6.84	0
Julio	13.21	6.70	6.51	0
Agosto	14.18	7.33	6.86	0
Septiembre	15.91	8.05	7.86	0
Octubre	19.51	8.33	11.18	0
Noviembre	22.39	7.89	14.50	0
Diciembre	24.59	7.10	17.49	0

Elaboración, propia.

2.4. IRRADIACIÓN GLOBAL DIARIA MEDIA MENSUAL SOBRE SUPERFICIE INCLINADA ($G_{dm\beta}$).

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

$$G_{dm\beta} = I_{dm\beta} + D_{dm\beta} + R_{dm\beta} \dots \dots \dots (11)$$

Donde:

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

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

$R_{dm\beta}$ = Irradiación refleja media mensual sobre superficie inclinada

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

Es igual a la irradiación directa incidente sobre un plano horizontal modificado por un factor geométrico que estará en función de la inclinación de la superficie, la latitud del lugar de interés, el ángulo de declinación y puesto del sol. En la siguiente ecuación se muestra la relación empleada para determinar el factor geométrico (R_b).

$$R_b = \frac{\cos(\Phi - \beta) \cdot \cos \delta \cdot \sin w_s'' + w_s'' \cdot \sin(\Phi - \beta) \cdot \sin \delta}{\cos \Phi \cdot \cos \delta \cdot \sin w_s + w_s \cdot \sin \Phi \cdot \sin \delta} \dots \dots \dots (12)$$

Donde:

β = Angulo de inclinación de la superficie captadora.

w_s'' = Angulo de puesta del sol para una superficie inclinada.

$$w_s'' = \min[w_s \cdot \cos^{-1}(-\tan(\Phi - \beta) \cdot \tan \delta)] \dots \dots \dots (13)$$

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

$$I_{dm\beta} = R_b \cdot I_{dm} \dots \dots \dots (14)$$

2.4.2. Irradiación difusa media mensual sobre superficie inclinada ($D_{dm\beta}$)

Para calcular la irradiación difusa procedente del cielo, se ha venido utilizando por muchos autores, un modelo que consiste en suponer que la irradiancia del cielo es isotrópica, es decir, que cada punto de la bóveda celeste emite con idéntica irradiancia.

Modelo isotrópico de Liu y Jordan:

$$D_{dm\beta} = D_{dm} \left(\frac{1 + \cos\beta}{2} \right) \dots\dots\dots (15)$$

2.4.3. Irradiación reflejada media mensual sobre superficie inclinada ($R_{dm\beta}$)

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

$$R_{dm\beta} = G_{dm} \cdot \rho \cdot \left(\frac{1 - \cos\beta}{2} \right) \dots\dots\dots (16)$$

Donde: ρ =Es el alabeo de la superficie reflectora. Cuando no se conoce el valor de ρ es usual suponer $\rho = 0.2$, (Fuente, Diseño de instalación solar de agua para el sector rural – Escuela Superior Técnica de Chimborazo, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ecuador 2011).

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

Tabla 4. Irradiación global diaria media mensual sobre superficie inclinada para la ciudad de Nuevo Chimbote $G_{dm\beta}$.

Inclinación	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
Enero	25.45	26.07	26.56	26.92	27.14	27.23	27.19	27.04	26.78	26.44	26.06	25.71
Febrero	25.52	25.78	25.89	25.85	25.68	25.36	24.91	24.33	23.64	22.83	21.93	20.97
Marzo	25.13	24.90	24.53	24.01	23.36	22.57	21.65	20.61	19.45	18.20	16.85	15.41
Abril	22.82	22.12	21.29	20.34	19.29	18.13	16.88	15.55	14.15	12.70	11.21	9.71
Mayo	18.43	17.60	16.69	15.70	14.64	13.53	12.38	11.20	10.00	8.81	7.66	6.61
Junio	13.39	12.83	12.22	11.56	10.87	10.14	9.40	8.64	7.88	7.14	6.45	5.86
Julio	13.21	12.72	12.17	11.57	10.94	10.27	9.57	8.85	8.13	7.41	6.73	6.11
Agosto	14.18	13.82	13.39	12.90	12.35	11.75	11.11	10.43	9.72	8.99	8.24	7.50
Septiembre	15.91	15.72	15.45	15.11	14.69	14.21	13.66	13.05	12.38	11.66	10.90	10.09
Octubre	19.51	19.56	19.52	19.37	19.13	18.79	18.36	17.84	17.24	16.56	15.81	15.01
Noviembre	22.39	22.80	23.09	23.27	23.33	23.28	23.13	22.87	22.52	22.09	21.62	21.13
Diciembre	24.59	25.27	25.82	26.26	26.56	26.75	26.82	26.78	26.65	26.45	26.24	26.12

Elaboración, propia.

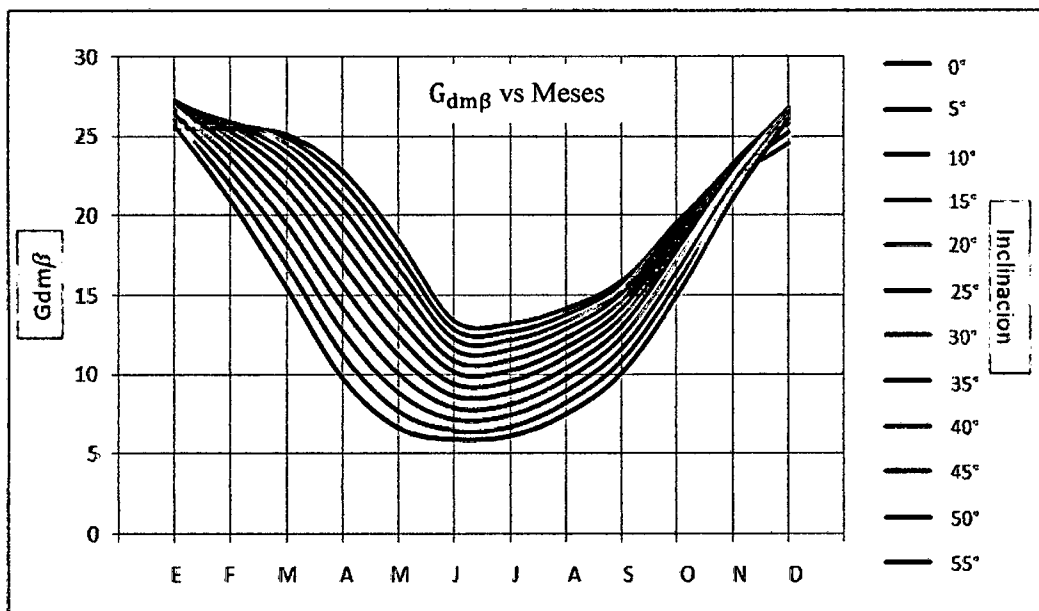


Grafico1. Irradiación global diaria media mensual sobre superficie inclinada para la ciudad de Nuevo Chimbote. Elaboración, propia.

2.5. APROVECHAMIENTO DE LA ENERGIA SOLAR

El aprovechamiento de la energía solar se puede llevar a cabo de dos formas: el aprovechamiento pasivo y el activo.

El aprovechamiento pasivo de la energía solar no requiere ningún dispositivo para captarla. Por ejemplo, se usa en la arquitectura para sistemas de calefacción en climas fríos, a través de grandes ventanas orientadas hacia donde el sol emite sus rayos durante la mayor parte del día.

Otras aplicaciones comunes son el secado de productos agrícolas y de ropa. Sin embargo, el uso o aprovechamiento activo ofrece soluciones más interesantes, pues ofrece alternativas para el uso de los recursos naturales que, comparadas con otras fuentes de energía, logran beneficios económicos sin deteriorar tales recursos. Los sistemas activos se basan en la captación de la radiación solar por medio de un elemento denominado "captador".

El aprovechamiento térmico de la energía solar se divide en tres áreas:

Tabla 5. Aplicación de los sistemas solares Térmicos.

Aplicación	Baja temperatura T < 100°C	Media temperatura T < 300°C	Alta temperatura T hasta 4000°C
Industrial	Calentamiento de fluidos	Producción de vapor Calentamiento de fluidos Refrigeración Desalinización de aguas	Producción de vapor
Domestico y servicios	Agua caliente sanitaria Calefacción Climatización	Acondicionamiento de aire	
Agrícola	Invernaderos Calentamiento de agua Secaderos		

Fuente, Guías Prácticas de energía renovables – Energía Solar Térmica, Agencia Valenciana de Energía AVEN (2008).

2.5.1. Captadores solares de baja temperatura

Proveen calor útil a temperaturas menores de 100° C mediante absorbedores metálicos o no metálicos para aplicaciones tales como calentamiento de piscinas, calentamiento doméstico de agua para baño y, en general, para todas aquellas actividades industriales en las que el calor de proceso no es mayor a 100° C, por ejemplo pasteurización, el lavado textil, etc.

El captador solar plano es el aparato más representativo de la tecnología solar foto térmica. Su principal aplicación es en el calentamiento de agua para baño y albercas, aunque también se utiliza para secar productos agropecuarios mediante el calentamiento de aire y para destilar agua en comunidades rurales principalmente.

Generalmente el captador plano está conectado a un termotanque de almacenamiento de llamado acumulador; a este sistema frecuentemente se le añaden algunos dispositivos termostáticos de control a fin de evitar sobrecalentamiento y pérdidas de calor durante la noche, estos dispositivos actúan para verificar el correcto funcionamiento del sistema solar térmico. Para instalaciones industriales se emplean varios módulos conectados en arreglos serie-paralelo, según el caso, y se emplean bombas para establecer la circulación forzada.

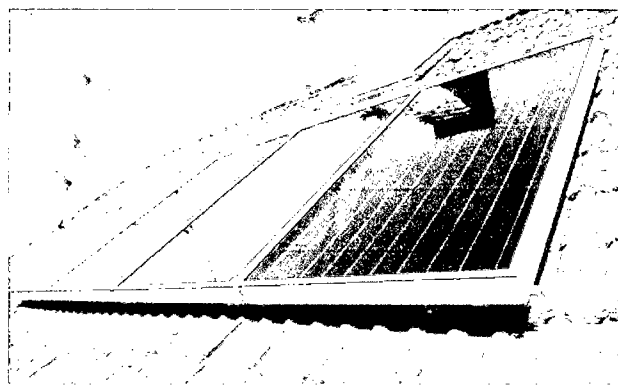


Grafico 2. Captador solar de placa plana.
Fuente. www.archiexpo.es

2.5.2. Captadores solares de media temperatura

Son los dispositivos que concentran la radiación solar para entregar calor útil a mayor temperatura, usualmente entre los 100 y 300° C. En esta categoría se tienen a los concentradores estacionarios y a los canales parabólicos, todos ellos efectúan la concentración mediante espejos dirigidos hacia un receptor de menor tamaño. Tienen el inconveniente de trabajar solamente con la componente directa de la radiación solar por lo que su utilización queda restringida a zonas de alta insolación.

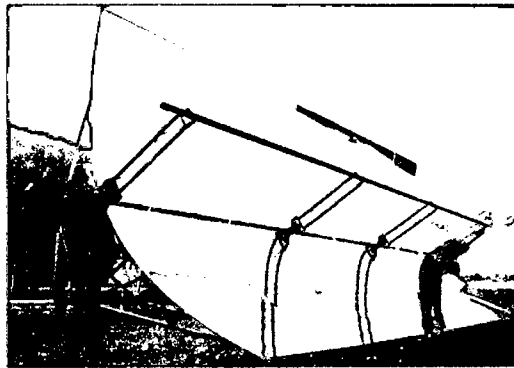


Grafico 3. Captador solar concentrador parabólico.
Fuente. Energía Solar Térmica. AVEN (2008)

2.5.3. Captadores solares de alta temperatura

Existen en tres tipos diferentes: los captadores de plato parabólico, la nueva generación de canal parabólico y los sistemas de torre central. Operan a temperaturas mayores a los 500° C y se usan para generar electricidad y transmitirla a la red eléctrica.

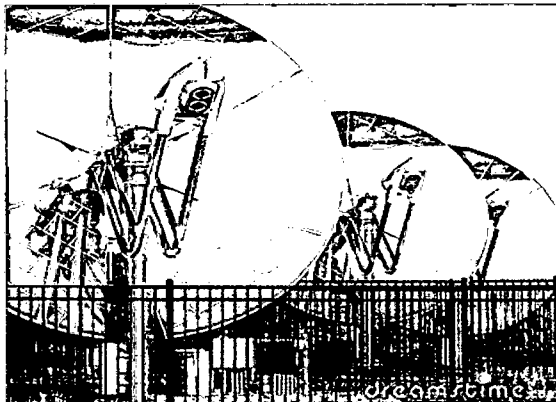


Grafico 4. Captador solar de plato parabólico.
Fuente. www.psa.es

2.6. COMPONENTES CARACTERIÓSTICOS DE UNA INSTALACIÓN SOLAR.

Las instalaciones solares térmicas son aquellas instalaciones que aprovechan la energía proveniente del sol para calentar un fluido que será el encargado de transmitir este calor al resto de la instalación hasta el consumo final.

En las instalaciones solares térmicas se identifican los siguientes sistemas:

- Sistema de captación de calor, encargado de recibir la energía del sol y transmitirla al fluido caloportador.
- Sistema de acumulación e intercambio de calor, donde se transmite y almacena el calor proporcionado por el sistema de captación
- Sistema de apoyo, encargado de mantener el aporte de calor durante los periodos donde no se produce suficiente calor solar.
- Elementos auxiliares, para el correcto funcionamiento del circuito de captación y distribución térmica.

2.6.1. SISTEMA DE CAPTACIÓN DE CALOR

Es la parte de la instalación encargada de captar la energía proveniente del sol y transmitirla al fluido caloportador. Es el componente más importante de una instalación de energía solar térmica y es el elemento diferenciador con respecto a una instalación convencional de producción de calor. Del correcto dimensionado del sistema de captación va a depender el rendimiento general de la instalación y el buen funcionamiento de la misma. Existen diferentes tipos de captadores solares, con rendimientos y costes diferentes, por lo que hay que buscar el tipo más apropiado para cada aplicación. De forma general se distinguen tres tipos de captadores solares: planos, sin cubierta y de vacío. A continuación se detallan las características de cada uno de ellos y sus distintas aplicaciones. El tipo más utilizado, tanto para la producción de ACS como para usos industriales, es el colector solar plano, del cual existen muchas variantes.

2.6.1.1. TIPOS DE CAPTADORES SOLARES

A) Captador solar plano

Es un dispositivo diseñado para absorber la energía solar y transmitirla a un fluido portador, normalmente líquido, que circula por su interior. El más utilizado es el captador solar plano con cubierta de vidrio y su uso más generalizado es la producción de agua caliente. En general, salvo que se indique lo contrario, las referencias al captador que se hagan en esta guía, se entenderá que son de aplicación al captador solar plano con cubierta/s de vidrio, para calentamiento de líquidos, aunque gran parte de lo que aquí se expone sería también válido para otros fluidos, como por ejemplo el aire, o incluso otros tipos de captador como los de tubos de vacío.

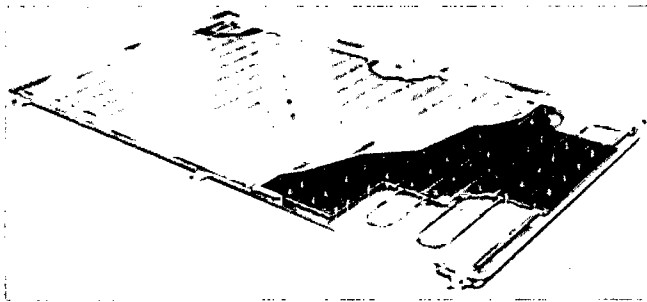


Grafico 5. Captador solar plano.
Fuente. www.thermosolar.sk

El sistema de captación solar está basado en el principio del efecto invernadero que consiste en que la radiación solar, de longitud de onda corta, atraviesa la cubierta transparente e incide sobre el absorbedor aumentando su temperatura. De esta forma el absorbedor al calentarse emite radiación de onda larga (IR) la cual queda retenida por la cubierta que es opaca a este tipo de radiación. De esta forma se produce una acumulación de calor que se transfiere al fluido caloportador.

En un captador solar plano se distinguen los siguientes elementos:

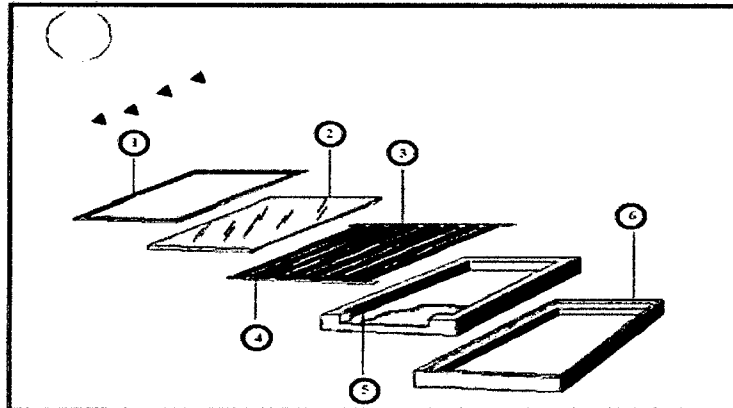


Grafico 6. Elementos que conforman un colector solar de placa plana.
Fuente CONAE

Donde:

- 1.- Marco metálico.
- 2.- Cubierta transparente.
- 3.- Absorbedor.
- 4.- Carcasa.
- 5.- Aislamiento térmico.

1. Marco metálico: El marco metálico en general está formado de aluminio moldeado en una pieza y la junta continua del vidrio solar proporcionan una hermeticidad permanente y una gran estabilidad.
2. Cubierta transparente: Es la encargada de retener el calor y de aislar el captador de las condiciones ambientales exteriores. El material que conforma la cubierta tiene que cumplir las siguientes características:
 - Buena transmisión solar en la banda de radiación de onda corta y opacidad a la radiación térmica de onda larga para evitar las pérdidas de calor.
 - Coeficiente bajo de conductividad térmica para disminuir las pérdidas térmicas.
 - Baja adherencia a la suciedad.

Es por ello que se emplea vidrio en la cubierta en vez de plástico. El vidrio además debe de ser templado para que adquiera mayor resistencia.

3. **Absorbedor:** Es el elemento donde se produce la conversión de la radiación solar en energía térmica. Está formado por una superficie de placa térmica colectora y enrejado con aletas. Las características ópticas del absorbedor vienen definidas tanto por el tipo, forma y materiales del absorbedor como por el tratamiento exterior. Este tipo de tratamiento puede ser negro o selectivo. En el tratamiento negro se utilizan pinturas negras que buscan aumentar la absorbancia del absorbedor y con el tratamiento selectivo, basado en procesos de pulverización, se persigue disminuir la emisividad del absorbedor en longitudes de onda larga.
4. **Carcasa:** Es el elemento, junto con la cubierta, que constituyen el contenedor del resto de los componentes del captador. En el diseño de la carcasa se debe tener en cuenta la resistencia mecánica necesaria para las condiciones de uso y de montaje.
5. **Aislamiento térmico:** Tiene la misión de reducir las pérdidas térmicas del equipo. Está formado normalmente por espumas sintéticas (poliuretano, lana mineral, fibra de vidrio). El aislamiento térmico se coloca en las caras laterales y en el fondo de la carcasa disminuyendo así las pérdidas de calor por conducción.

B. Captador sin cubierta

La característica principal de estos sistemas es que su único componente es el absorbedor, lo que repercute en su bajo precio y facilidad de montaje respecto a otros captadores. Como consecuencia de no estar aislado el absorbedor, estos sistemas presentan un rendimiento global inferior a los

027239

captadores solares planos, por lo que necesitan de una mayor superficie disponible.

Estos sistemas proporcionan saltos térmicos pequeños por lo que su uso más extendido es el calentamiento de piscinas al aire libre. Están fabricados normalmente en polipropileno, siendo más moldeables a la hora de adaptarlos a las cubiertas.

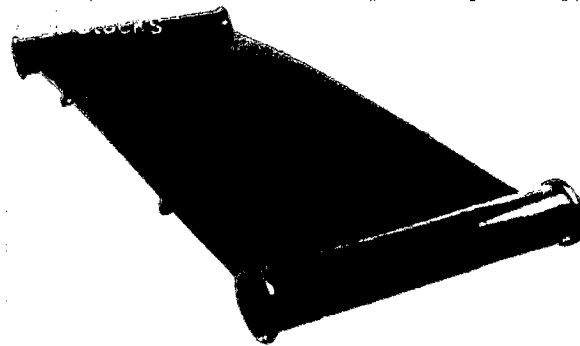


Grafico 7. Captador sin cubierta.
Fuente. www.enerwork.com

C. Captador solar de vacío.

Estos sistemas están formados por una serie de tubos de vidrio en los que cada uno de ellos dispone de un elemento absorbedor en su interior. Entre el tubo y el absorbedor se ha realizado el vacío de aire. Este vacío provoca que las pérdidas por convección se puedan considerar nulas. En cambio, las pérdidas por radiación no disminuyen ya que éstas no dependen de un medio físico para su propagación. Los tubos de vacío se conectan entre sí normalmente en paralelo.

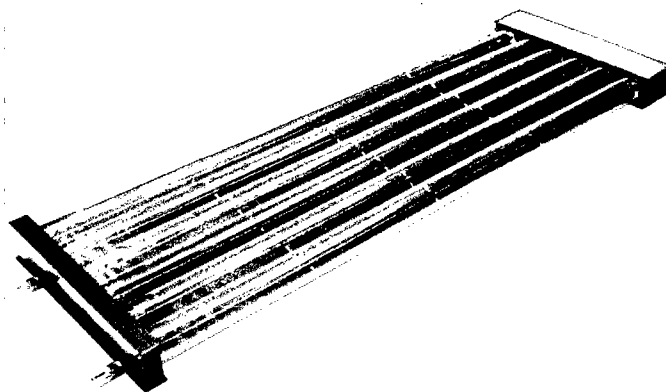


Grafico 8. Captador de tubos de vacío.
Fuente. www.enerwork.com

Los captadores de vacío presentan un coeficiente óptico mayor, y un coeficiente de pérdidas generalmente inferior que las de placa plana. Este coeficiente de pérdidas es inferior al de los captadores planos, por lo que estos captadores presentan **rendimientos superiores** a los de los captadores planos para temperaturas de trabajo elevadas. Es por ello que son los más utilizados cuando se necesitan importantes saltos térmicos, caso de aplicaciones industriales y para la generación de frío por absorción. Otra ventaja respecto a los captadores solares planos es que pueden ser instalados en posición horizontal sobre una cubierta plana, debido a que pueden orientarse las láminas que constituyen el elemento absorbedor, lo que con lleva menor espacio y menores elementos de anclaje. Su principal desventaja radica en su mayor coste económico con relación a los captadores solares planos. Hoy en día existe una nueva tecnología de captador solar con tubos calóricos que detallaremos a continuación:

Captador solar de vacío con tecnología Heat Pipe

Es un colector de alto rendimiento basado en la tecnología Heat Pipe, el cual consiste en un tubo de calor sellado que contiene un líquido (agua destilada con aditivos) en su interior que se vaporiza al calentarse (30°C). El vapor sube hasta un cabezal donde cede calor al agua que circula a su alrededor. Al enfriarse el vapor por el paso de agua fría, éste se condensa y descende de nuevo en forma de líquido para empezar de nuevo el mismo proceso.

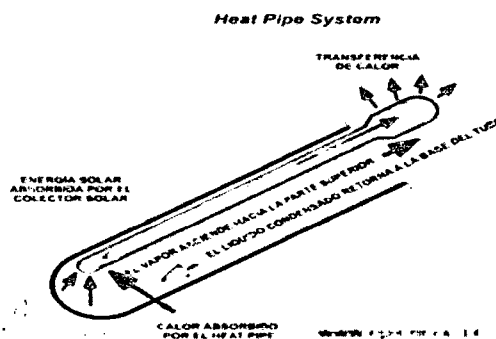


Grafico 9. Tecnología Heat Pipe.
Fuente. www.kaysun.es

El cabezal consta de una tubería de cobre por la cual circula un líquido (mezcla de agua con glicol). El cabezal se ha diseñado con puertos de contacto secos en los cuales se enchufan tubos de calor, permitiendo así una transferencia eficiente de calor de los tubos de calor a la tubería de cobre del cabezal. A este tipo de conexión se le llama —conexión seca puesto que no hay agua dentro de los tubos de vacío ni contacto directo entre los tubos de calor y el líquido que circula por el cabezal.



Grafico 10. Cabezal de cobre.
Fuente. www.kaysun.es

El cabezal del colector y los tubos de vacío (con los tubos de calor ya introducidos) vienen en embalajes separados.

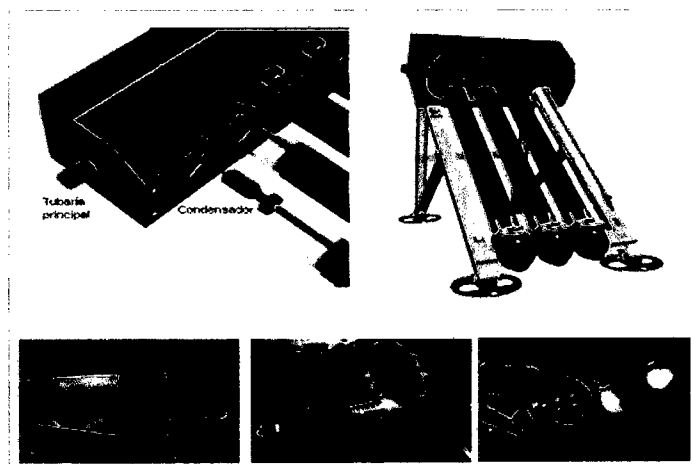


Grafico 11. Conexión seca de los tubos de vacío.
Fuente. www.kaysun.es

Otro dato a tener en cuenta es el IAM —Incidence angle modifier, factor del ángulo de incidencia. La estructura cilíndrica

de los tubos y su superficie absorbadora cilíndrica sobre el tubo interior hacen de seguidor solar, ya que inciden los rayos del sol de forma perpendicular a cualquier hora del día.

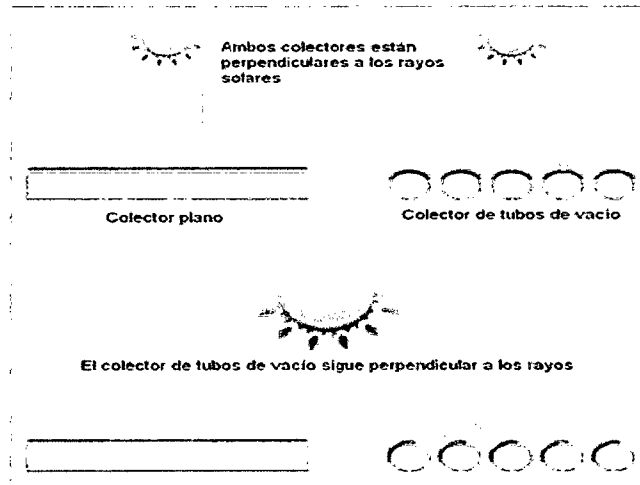


Grafico 12. MDI (Modificador de ángulo de incidencia).
Fuente. www.kaysun.es

Los colectores de vacío con Heat Pipe tienen un IAM promedio de 1,21. Esto implica que la capacidad total de captación de energía durante un día completo debe multiplicarse por este valor (en un colector no cilíndrico - ya sea colector plano o tubo de vacío este valor es típicamente de 0,96). El método de cálculo F Chart reconocido por el Ministerio de Industria y Energía tiene en cuenta este factor.

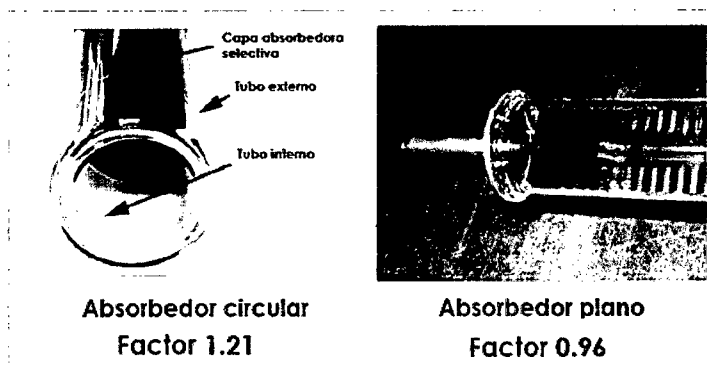
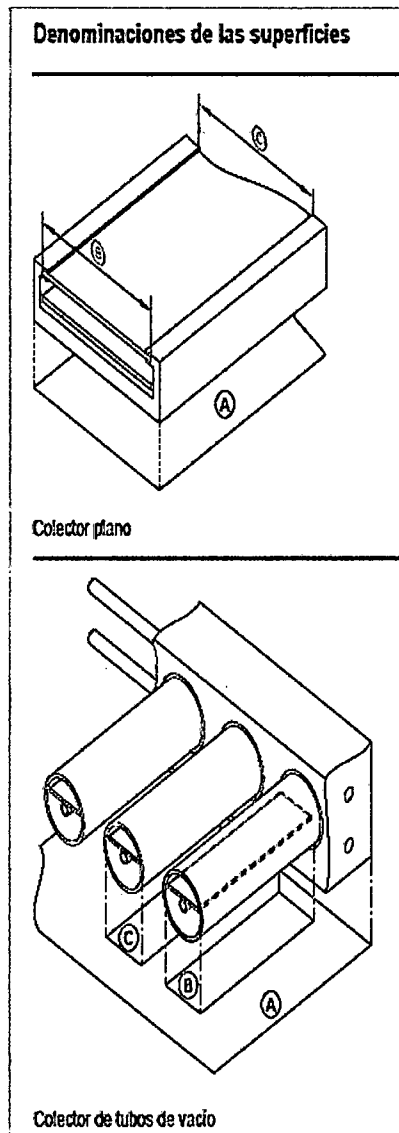


Grafico 13. Valores IAM (Modificador de ángulo de incidencia).
Fuente. www.kaysun.es

2.6.1.2 Parámetros de los captadores



■ Superficie total A

Es el área entre los límites exteriores del captador, generalmente los bordes externos de la carcasa del mismo.

■ Superficie de absorción B

Superficie de metal con recubrimiento selectivo que está montada en el colector. En los captadores planos, así como en los tubulares, es la suma de las áreas de las aletas y de las tuberías internas expuestas a la radiación.

■ Superficie de apertura C

Es la superficie visible o abierta del captador para la radiación solar, y suele coincidir con el área de la cubierta visible.

Grafico 14. Superficies.
Fuente. www.kaysun.es

En el caso de los tubos de vacío sin reflectores es el producto del diámetro interno del tubo, la longitud del tubo y el número de tubos.

2.6.1.3 Rendimiento de los captadores

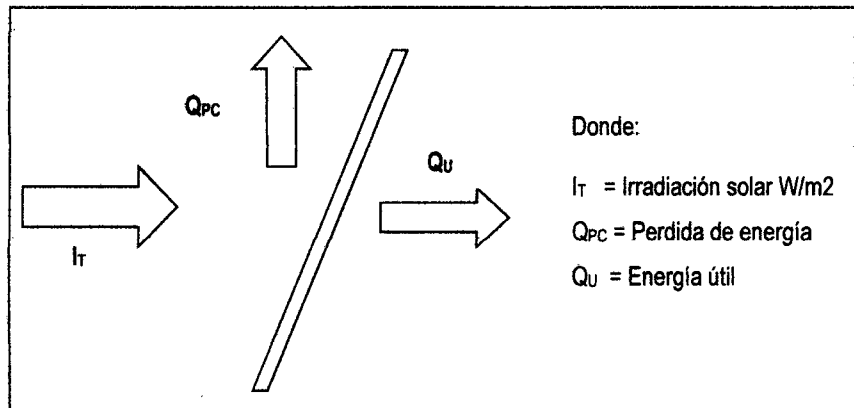


Grafico 15. Balance energético en un captador.
 Elaboración. Propia

Se define la eficiencia instantánea de un captador como la relación entre la potencia útil extraída del absorbedor y la radiación solar interceptada por el captador.

$$\eta = \frac{Q_U}{A \cdot I_T} \dots\dots\dots (17)$$

Donde A_c (m²) es la superficie del captador e I_T (KW/m²) es la irradiancia solar. En un instante dado, la energía útil extraída del captador es la diferencia entre la energía absorbida por la placa absorbente y la energía perdida.

La potencia Útil extraída del absorbedor, puede expresarse de la siguiente forma:

$$Q_U = F_R \cdot A_c \cdot [I_T(\tau\alpha) - U_L \cdot (T_e - T_a)] \dots\dots\dots (18)$$

Donde:

I_T = Irradiación que llega al colector solar [KW/m²].

F_R = Factor de eficacia de intercambio entre el absorbedor y el fluido portador.

τ = Transmitancia solar de la cubierta transparente.

α = Absorbancia solar de la placa absorbedora.

U_L = Coeficiente global de pérdidas del captador [W/m²°C].

T_e = Temperatura de entrada del fluido al captador [°C].

T_a = Temperatura ambiente [°C].

Combinando las dos ecuaciones anteriores se puede expresar el rendimiento instantáneo del captador de la siguiente forma:

$$\eta = F_R \cdot (\tau\alpha) - F_R \cdot U_L \cdot \frac{(T_e - T_a)}{I_T} \dots\dots\dots (19)$$

En la que F_R , $(\tau\alpha)$ y U_L son parámetros característicos de cada captador que pueden considerarse constantes en el rango de temperaturas de trabajo normal del captador. Al parámetro $(T_e - T_a)/I_T$ se le denomina incremento de temperatura reducida y suele representarse por T_{in}^*

La ecuación anterior puede expresarse de la siguiente forma:

$$\eta = \eta_0 - a_1 \cdot T_{in}^* \dots\dots\dots (20)$$

Donde

η_0 =Es el coeficiente óptico y representa la eficiencia máxima del captador,

a_1 =Es el coeficiente de pérdidas. Cuanto mayor sea, más rápidamente disminuirá la eficiencia del colector al aumentar la temperatura del fluido de entrada al captador [W/m²°C].

La eficiencia instantánea del captador se representará normalmente por una ecuación de segundo orden en función de la temperatura reducida como la que sigue:

$$\eta = \eta_0 - \alpha_1 \cdot T_m^* - \alpha_2 \cdot T_m^{*2} \dots\dots\dots (21)$$

Donde

$$T_m^* = (T_m - T_a)/I_T$$

T_m = $(T_s + T_e)/2$ que representa la temperatura media del captador [°C].

T_s = Temperatura del fluido de salida del captador [°C].

T_e = Temperatura del fluido de entrada en el captador [°C].

a_2 = Coeficiente cuadrático de pérdidas térmicas [W/m²°C²].

Además, debe indicarse si dicha eficiencia se refiere al área de apertura o al área del absorbedor del captador. Su

representación gráfica debe hacerse, al menos, para una irradiancia de 800 W/m².

Los resultados del ensayo de eficiencia también pueden expresarse en forma lineal mediante una recta del tipo:

$$\eta = \eta_0 - a_1.T_m^* \dots\dots\dots (22)$$

O bien del tipo:

$$\eta = \eta_0 - a_1.T_{in}^* \dots\dots\dots (23)$$

Donde T_{in}^* y los parámetros η_0'' y a_1'' tienen el mismo sentido que se ha indicado anteriormente, aunque son ligeramente inferiores (del 2.5% al 3.0%) a los correspondientes coeficiente óptico η_0' y coeficiente de pérdidas a_1' que figuran en la expresión de eficiencia en función T_m^* .

2.6.1.4 Temperatura de estancamiento de los captadores

Temperatura de estancamiento del captador: corresponde a la máxima temperatura del fluido que se obtiene cuando, sometido el captador a altos niveles de radiación y temperatura ambiente y siendo la velocidad del viento despreciable, no existe circulación en el captador y se alcanzan condiciones cuasi-estacionarias.

Para condiciones de ensayo normalizadas, irradiancia incidente de 1000 W/m² y temperatura ambiente de 30 °C, la temperatura de estancamiento de los captadores solares planos varía entre 130 °C y 180 °C. En los captadores solares de vacío esta temperatura oscila entre los 180 °C y 300 °C. Además de este nivel de temperatura donde el captador no transmite calor, la temperatura máxima de trabajo se ha de limitar también teniendo en cuenta la posible aparición de vapor de agua en la instalación, que perjudicaría al correcto funcionamiento del sistema.

2.6.1.5 Integración arquitectónica

Se considera que existe integración arquitectónica cuando el captador solar sustituye a alguno de los elementos de la envolvente. El caso en que el captador solar está en paralelo con alguna envolvente, pero no la sustituye, se denomina superposición arquitectónica.

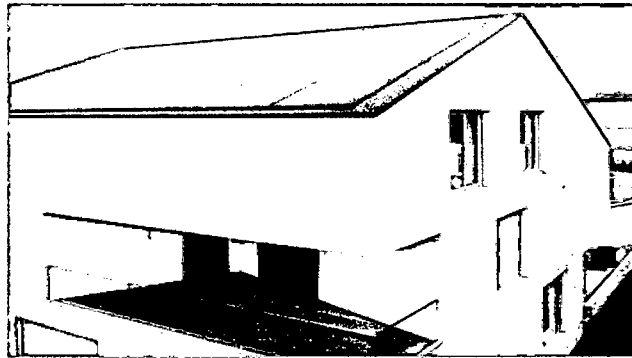


Grafico 16. Techo de captadores solares.
Fuente. www.archiexpo.es

Es más sencilla y económica la integración de un sistema de captación solar en una obra nueva que añadirlo a una edificación ya construida. Los colectores se pueden integrar dentro de la estructura de las siguientes formas:

- Directamente sobre el suelo,
- Sobre azotea. Aquí se ha de tener especial cuidado en no dañar la lámina impermeabilizante.
- Sobre tejado inclinado, sustituyendo éste por las placas solares o directamente sobre tejado. Si se instala sobre el tejado, se ha de montar los captadores a unos 5 – 10 cm sobre el mismo.

Se considera que existe integración arquitectónica cuando los módulos cumplen una doble función energética y arquitectónica y además sustituyen elementos constructivos convencionales o son elementos constituyentes de la composición arquitectónica. Cuando la colocación de los captadores se realiza paralela a la envolvente del edificio se considera que existe superposición arquitectónica,

- sobre fachada o paredes verticales,
- sobre una ventana como una marquesina como el tejado de un porche, aparcamiento, etc.
- en naves industriales en forma de diente de sierra, en las zonas inclinadas.

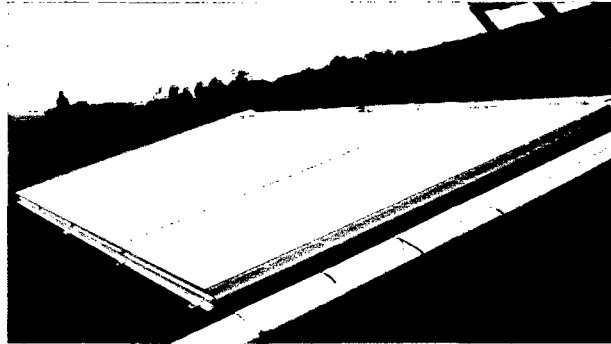


Grafico 17. Captadores solares sobre tejado inclinado.
Fuente. www.kaysun.es

2.6.2 SISTEMA DE ACUMULACIÓN

El acumulador es el elemento encargado de almacenar la energía térmica generada por los captadores. Para el buen funcionamiento de la instalación se debe dimensionar correctamente el acumulador, ya que un acumulador pequeño favorecerá altas temperaturas en los paneles y por el contrario un acumulador demasiado grande dificultará el alcance de la temperatura de uso. Para favorecer la estratificación de la temperatura en el interior del acumulador se recomienda el uso de acumuladores verticales, aunque a veces por problemas de espacio es necesario el empleo de acumuladores horizontales. Esta estratificación de la temperatura también se ve favorecida por la situación de las tuberías y la entrada de los fluidos en el interior del depósito. De acuerdo con el Código Técnico de la Edificación CTE, las conexiones de entrada y de salida se situarán de forma que se eviten caminos preferentes de circulación del fluido y, además:

- La conexión de entrada de agua caliente procedente del intercambiador o de los captadores al interacumulador se realizará, preferentemente a una altura comprendida entre el 50% y el 75% de la altura total del mismo.

- La conexión de salida del agua fría del acumulador hacia el intercambiador o los captadores se realizará por la parte inferior del depósito.
- La conexión de retorno de consumo al acumulador y agua fría de red se realizarán por la parte inferior.
- La extracción de agua caliente del acumulador se realizará por la parte superior.

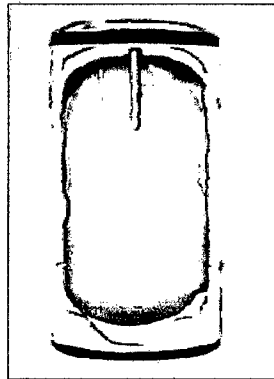


Grafico 18. Acumulador sin serpentín (Indirecto).
Fuente. www.sumiseran.es

Además de la configuración vertical del depósito, el código técnico de la edificación CTE también recomienda que el sistema de acumulación esté constituido por un solo depósito y esté ubicado en zonas interiores. En el caso de fraccionarse en dos o más depósitos, se conectarán, preferentemente, en serie invertida en el circuito de consumo o en paralelo con los circuitos primarios y secundarios equilibrados.

El acumulador estará enteramente recubierto con material aislante y es recomendable disponer de una protección mecánica o de revestimiento exterior, como chapa pintada al horno, PRFV, o lámina de material plástico. Es recomendable además aislar las tuberías de conexión y los diferentes accesorios como bocas de conexión, bridas, etc.

Los materiales aislantes más utilizados son la espuma de poliuretano, la lana de roca o la fibra de vidrio.

2.6.3 SISTEMA DE INTERCAMBIO DE CALOR

Los intercambiadores de calor tienen la finalidad de transmitir el calor del circuito primario al circuito secundario.

Entre las principales ventajas de su uso están:

- La posibilidad de utilizar como fluido de trabajo un fluido con anticongelante.
- La reducción de incrustaciones calcáreas en la instalación.
- La reducción del riesgo de corrosión ya que no hay renovación constante de agua en el circuito primario.

2.6.3.1 Tipos de intercambiadores de calor

Dentro de los intercambiadores de calor vamos a distinguir entre intercambiadores incorporados al acumulador e intercambiadores externos.

A. Interacumuladores (intercambiadores incorporados al acumulador)

Entre estos destacamos los que están contruidos basándose en un serpentín en el interior del depósito de acumulación.

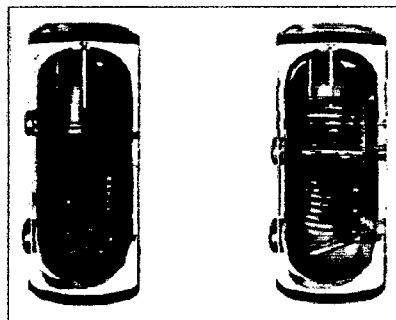


Grafico 19. Intercambiador de serpentín
Fuente. www.sumiseran.es

Además también se utilizan los intercambiadores de doble envolvente. En este sistema el fluido portador del calor circula alrededor del depósito acumulador en una capa

cilíndrica concéntrica. Este sistema es el más usado en los denominados equipos compactos.

Debido a su poca pérdida de carga, este tipo de intercambiadores son recomendables en instalaciones pequeñas por termosifón, ya que sus pérdidas de carga son menores respecto a los intercambiadores externos.

B. Intercambiadores externos

En este método de intercambio de calor, los dos fluidos que interactúan están en movimiento. La circulación de los fluidos frío y caliente puede tener lugar en el mismo sentido o en sentido contrario, siendo más efectivos los modelos que funcionan en contracorriente. Los intercambiadores externos tienen mayor rendimiento de intercambio que los incorporados al acumulador.

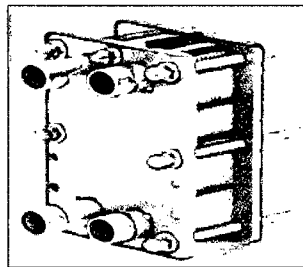


Grafico 20. Intercambiador de placas.
Fuente. Kaysun.

2.6.4 CIRCUITO HIDRÁULICO

Los principales componentes que forman parte del circuito hidráulico son: bombas de circulación, vasos de expansión, válvulas (de corte, de seguridad, de retención, de regulación y termostáticas), aparatos de medida (caudalímetros, contadores de energía) y filtros. En la figura siguiente se muestran algunos de los componentes del circuito hidráulico de una instalación solar; se conoce como circuito primario, al circuito que conecta al captador solar con el interacumulador y circuito secundario al circuito que conecta el interacumulador con el sistema de apoyo y el suministro.

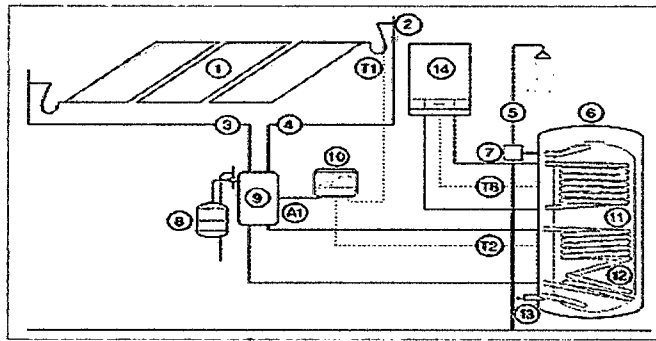


Grafico 21. Circuito hidráulico.
Fuente. www.ingesolar.cl

A continuación se detallan los componentes:

Tabla 6. Accesorios del circuito hidráulico.

1	Colectores solares.
2	Purgador.
3	Retorno colectores Solares.
4	Ida Colectores Solares.
5	Agua Caliente Sanitaria.
6	Interacumulador.
7	Válvula mezcladora termostática.
8	Depósito de expansión.
9	Grupo hidráulico KHS.
10	Central Solar CSEDI.
11	Intercambiador de calor (Caldera de apoyo).
12	Intercambiador de calor (Colectores solares).
13	Entrada de agua fría.
14	Generador (Caldera de gas).
T1	Sonda de colector solar.
T2	Sonda de acumulador intercambiador (Colectores)
T8	Sonda de acumulador intercambiador (Caldera)
A1	Control circulador.

Elaboración, Propia.

2.6.4.1 Red de tuberías de la instalación

En la selección del material utilizado en las tuberías se debe tener en cuenta que sean compatibles con el resto de elementos que constituyen la instalación y con el tipo de fluido empleado, resistentes a la corrosión, estabilidad respecto a tensiones mecánicas y térmicas.

Asimismo, debido a las altas presiones y temperaturas que se pueden alcanzar en una instalación solar se recomienda utilizar tuberías y elementos de conexión metálicos en el circuito primario.

Al separar el circuito en circuito primario y circuito secundario, las condiciones de cada uno de ellos serán diferentes. Por el primario circulará un fluido caloportador y soportará temperaturas elevadas en el interior del colector. En cambio por la instalación del circuito secundario circulará agua potable para alimentar los consumos de ACS o bien circuitos con agua no potable para calentamiento de procesos industriales o de calefacción. En las tuberías del circuito primario pueden utilizarse como materiales el cobre y el acero inoxidable, con protección exterior con pintura anticorrosiva. En el circuito secundario o de servicio de agua caliente sanitaria, puede utilizarse cobre y acero inoxidable o también materiales plásticos que soporten la temperatura máxima del circuito.

A. Dimensionado de las tuberías

El caudal del fluido se determinará de acuerdo con las especificaciones del fabricante como consecuencia del diseño de su producto. En las instalaciones en que los captadores estén conectados en serie, el caudal de la instalación se obtendrá aplicando el criterio anterior y dividiendo el resultado por el número de captadores conectados en serie.

Para el cálculo del diámetro de cada una de las tuberías del circuito se debe conocer:

- El material del que está hecho la tubería para saber las pérdidas de carga.
- El caudal que va a circular por la misma.
- Las características del líquido a circular y la temperatura.

B. Aislamiento de las tuberías

Para que el rendimiento de la instalación no se vea disminuido se ha de contar con un buen nivel de aislamiento de las tuberías. El aislamiento de las tuberías de intemperie deberá llevar una protección externa que asegure la durabilidad ante las acciones climatológicas, como los revestimientos con pinturas asfálticas, poliésteres reforzados con fibra de vidrio o fibras acrílicas. El aislamiento no ha de dejar zonas visibles de tuberías o accesorios, quedando únicamente al exterior los elementos que sean necesarios para el buen funcionamiento y operación de los componentes. El aislamiento tiene que tener también en cuenta las posibles dilataciones en las tuberías de la instalación, así como evitar los puentes térmicos en las fijaciones de los equipos.

2.6.4.2 Bomba de circulación

La bomba de circulación es el elemento de la instalación solar térmica encargado de hacer circular el fluido a través del circuito hidráulico de una instalación. Constituye el dispositivo principal en las instalaciones solares térmicas de circulación forzada. Los materiales de la bomba del circuito primario serán compatibles con fluidos caloportadores y en general con el fluido de trabajo utilizado.

En instalaciones de mediano y pequeño tamaño suelen emplearse bombas en línea, intercaladas directamente en la tubería, mientras que en las instalaciones grandes son más habituales las bombas en bancada.

Debido a las altas temperaturas que se pueden alcanzar en una instalación solar, siempre que sea posible, las bombas en línea se montarán en las zonas más frías del circuito (tubería de retorno a captadores en el circuito primario), teniendo en cuenta que no se produzca ningún tipo de cavitación y siempre con el eje de rotación en posición horizontal.

En instalaciones superiores a 50 m² se han de montar dos bombas idénticas en paralelo, dejando una de reserva, tanto en el circuito primario como en el secundario, previendo el funcionamiento alternativo de las mismas, bien de forma manual o de forma automática.

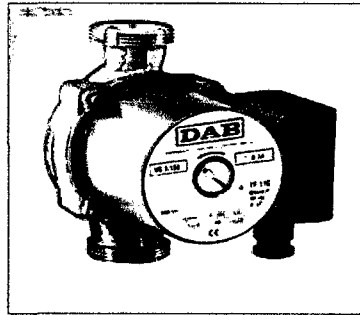


Grafico 22 .Bombas de circulación.
Fuente. www.dabpumps.com

2.6.4.3 Vaso de expansión

Es el elemento encargado de absorber las variaciones de volumen y presión que experimenta el fluido en un circuito cerrado debido a los cambios de temperatura, éstos pueden ser abiertos o cerrados en función de que el fluido del circuito esté en contacto directo con la atmósfera o no.

Los vasos de expansión cerrados son los que se utilizan normalmente en las instalaciones solares por lo que fluido del circuito no se encuentra en contacto con la atmósfera. Aquí el recipiente es un depósito estanco, normalmente de acero. El vaso se divide en un volumen con nitrógeno que actúa de amortiguador y una parte donde fluctúa el líquido de la instalación estando los dos volúmenes separados por una membrana elástica impermeable.

Al aumentar la temperatura del fluido térmico también aumenta la presión en el circuito y el líquido se expande en el vaso desplazando la membrana elástica y disminuyendo el volumen ocupado por el gas. Por el contrario, cuando disminuye la

temperatura disminuye la presión en el circuito y el volumen ocupado por el gas aumenta desplazando el líquido del vaso. El vaso de expansión cerrado se puede poner en cualquier punto accesible de la instalación, aunque se recomienda ponerlo antes del punto de aspiración de la bomba para evitar las depresiones producidas al arrancar la bomba en el circuito en el punto más elevado posible.

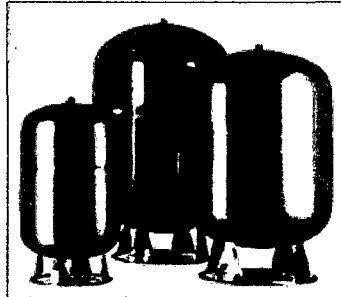


Grafico 23. Vaso de expansión.
Fuente. www.vascocatalana.com

2.6.4.4 Sistema de purga de aire

En los puntos altos de la salida de captadores y en todos aquellos puntos de la instalación donde pueda quedar aire acumulado, se colocarán sistemas de purga para extraer el aire contenido en el circuito. Esos sistemas están constituidos por botellines de desaireación y por un purgador manual o automático.

El volumen útil del botellín será superior a 100 cm³. Este volumen puede disminuirse si se instala a la salida del circuito solar y antes del intercambiador un desaireador con purgador automático.

Debido a que los purgadores automáticos no diferencian entre el aire y el vapor de agua, se evitará el uso de estos purgadores en aquellos puntos del circuito donde se pueda generar vapor, como a la salida de los captadores solares. En estos lugares se instalarán sistemas de purga de aire manual, con lo que se eliminará el problema de extracción de vapor de agua

2.6.4.5 Sistema de llenado y vaciado

Cualquier circuito cerrado de la instalación ha de incorporar un sistema de llenado manual o automático que permita llenar el circuito y mantenerlo presurizado. En general, se recomienda la adopción de un sistema de llenado automático con la inclusión de un depósito de recarga, donde esté almacenado el fluido con la proporción requerida de anticongelante en agua, de forma que no disminuya la proporción de anticongelante cuando se repongan las fugas.

Se recomienda realizar el llenado del circuito por la parte inferior del mismo para facilitar la salida al exterior del posible aire acumulado.

Para posibilitar el vaciado del circuito de una instalación solar, se recomienda instalar en los puntos más bajos tuberías de drenaje a través de las cuales se pueda realizar el vaciado mediante una válvula de corte.

2.6.4.6 Válvulas

De acuerdo con el Código Técnico de la Edificación, la elección de las válvulas se ha de realizar de acuerdo con la función que desempeñen y las condiciones extremas de funcionamiento (presión y temperatura), siguiendo preferentemente los siguientes criterios:

- a) Para aislamiento: válvulas de esfera
- b) Para equilibrado de circuitos: válvulas de asiento
- c) Para vaciado: válvulas de esfera o de macho
- d) Para llenado: válvulas de esfera
- e) Para purga de aire: válvulas de esfera o de macho
- f) Para seguridad: válvula de resorte

Las válvulas de seguridad, por su importante función, deben ser capaces de derivar la potencia máxima de los captadores, incluso en forma de vapor, de manera que en ningún caso sobrepase la máxima presión de trabajo.

2.6.4.7 Sistema de energía convencional de apoyo

Para asegurar la continuidad en el abastecimiento de la demanda térmica, las instalaciones de energía solar deben disponer de un sistema auxiliar mediante energía convencional.

El subsistema de apoyo para instalaciones de producción de ACS se debe dimensionar de forma que aporte todo el calor necesario en la instalación como si no se dispusiese del sistema solar.

Se puede clasificar los sistemas de apoyo en función de:

- El aporte de calor al total de la instalación. Así tenemos apoyo colectivo cuando se abastece desde un único punto, o bien apoyo individual, cuando cada consumo o grupo de consumos disponen de su propio subsistema de apoyo.
- Si existe o no acumulación de la energía de apoyo. Distinguimos entre apoyo en línea (instantáneo) o con acumulación.
- Su disposición en el conjunto de la instalación. Así distinguimos entre sistemas de apoyo en serie con el acumulador solar o en paralelo con éste. La disposición en paralelo se utiliza únicamente en instalaciones domésticas ya existentes cuando la disposición en serie con el depósito solar no es posible.
- El tipo de energía que utilicen para producir calor. Así tenemos los sistemas basados en gasóleo, gas natural, GLP, o electricidad por efecto Joule. La electricidad es el

más desfavorable desde el punto de vista de la eficiencia energética. Los sistemas de apoyo basado en el gas natural son los más ventajosos desde el punto de vista económico y ambiental.

El Código Técnico no autoriza el uso de sistemas de energía convencional auxiliar en el circuito primario de los captadores solares. Además, en el caso de que el sistema de energía auxiliar no disponga de acumulador, sino que sea una fuente instantánea, el equipo ha de ser modulante, es decir, será capaz de regular su potencia en función de la temperatura de entrada al equipo, de manera que se obtenga una temperatura constante con independencia de la temperatura de entrada. En instalaciones destinadas a la climatización de piscinas, para el control de temperatura se dispondrá de una sonda de temperatura en el retorno de agua al intercambiador de calor y de un termostato de seguridad, dotado de rearme manual en la impulsión que enclave el sistema de generación de calor. La temperatura de tarado del termostato será, como máximo, 10 °C mayor que la temperatura máxima de impulsión.

2.6.4.8 Equipos de control

Según el CTE, la regulación por medio de la temperatura del funcionamiento de la bomba será siempre de tipo diferencial entre la temperatura del fluido portador en la salida de la batería de colectores (T1) y la del depósito de acumulación (T2). El sistema de control actuará y estará ajustado de manera que las bombas del circuito primario (1) y del circuito secundario (2) no estén en marcha cuando la diferencia de temperaturas sea menor de 2°C y no estén paradas cuando la diferencia sea mayor de 7°C. La diferencia de temperaturas entre los puntos de arranque y de parada del termostato diferencial no será menor que 2°C.

Además de controlar las temperaturas de salida del captador y la del depósito de acumulación, también podemos regular el

funcionamiento de la bomba controlando además la sonda de insolación (3). Esta sonda se sitúa al lado de los captadores con sus mismos valores de inclinación y orientación y regulará el trasiego de líquido por el circuito primario. Cuando haya suficiente insolación (entorno a 100 W/m² normalmente), la bomba del circuito primario se pondrá en funcionamiento. Después la instalación funcionará de forma descrita en el párrafo anterior, siguiendo las directrices del CTE. Con esta sonda de insolación se consigue que las dos bombas circulen por separado.

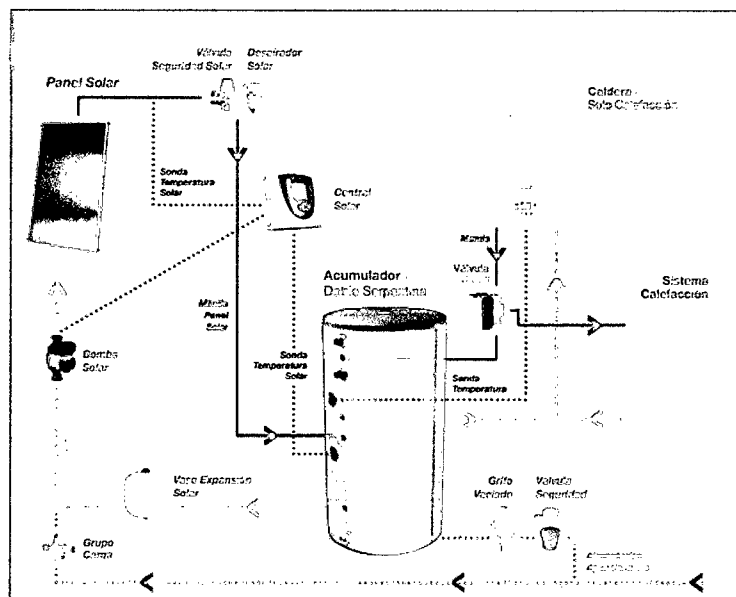


Gráfico 24. Esquema instalación con sonda de insolación.
Fuente. CONAE

Además del equipo principal regulador de la bomba nos podemos encontrar con otros equipos auxiliares como es: El control de temperatura máxima del acumulador, se sitúa en la parte superior del acumulador para proteger el sistema de temperaturas que pueden provocar un fallo o una rotura del captador.

Todos estos equipos estarán compuestos por sensores de temperaturas con sus respectivas vainas y cables de conexión. En función del rango de temperaturas de trabajo y la precisión exigida se elegirán los de calidad A o B.

Los equipos de control constan de un circuito de control y de un circuito de potencia. El circuito de control es el encargado de medir los parámetros que regulan el funcionamiento de la bomba a través del circuito de potencia. Para comandar la bomba en instalaciones domésticas, se usa normalmente un relé de 10 A monofásico. Además se ha de tener en cuenta que el cuadro eléctrico situado a la intemperie ha de tener una protección IP 65 según lo marcado en las normas de equipos eléctricos.

2.6.4.9 Sistema de medida

El Código Técnico exige que, además de los aparatos de medida de presión y temperatura que permitan la correcta operación, para el caso de instalaciones mayores de 20 m² se deberá disponer al menos de un sistema analógico de medida y registro de datos que indique como mínimo las siguientes variables, de forma que el tratamiento de los datos proporcione al menos la energía solar térmica acumulada a lo largo del tiempo:

- a) temperatura de entrada del agua fría de red
- b) temperatura de salida del acumulador solar
- c) caudal de agua fría de red

En la actualidad casi todos los modelos comerciales permiten visualizar los parámetros principales de funcionamiento de la instalación: temperaturas, caudal de fluido y volumen acumulado, energías acumuladas, etc., y también suministran información adicional como los errores del sistema, valores punta de energía y de temperatura, etc.

Además de proporcionar la energía cedida al usuario por la instalación solar, nos puede suministrar también el consumo de energía térmica (instalación solar más sistema de apoyo).

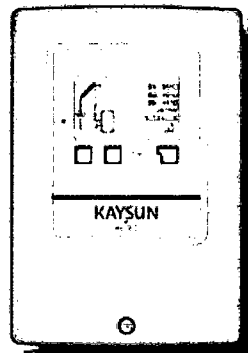


Grafico 25. Central solar
Fuente. www.kaysun.es

2.7. CLASIFICACION DE LAS INSTALACIONES SOLARES

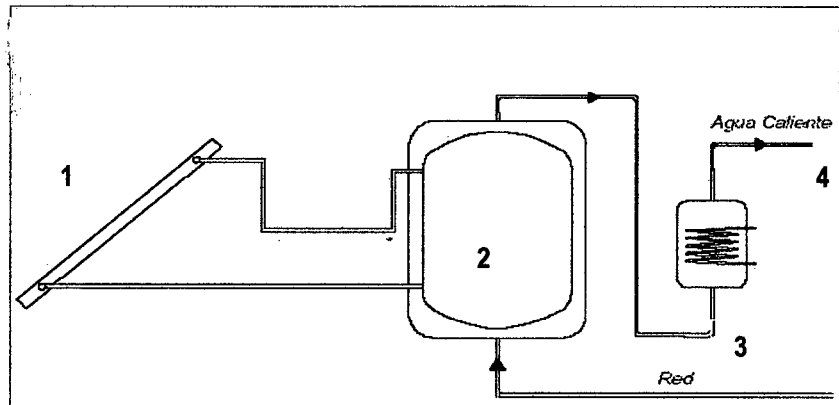
Las instalaciones solares se pueden clasificar atendiendo a dos criterios básicos:

2.7.1. SEGÚN EL METODO DE TRANSMITIR EL CALOR AL CONSUMO:

A. Instalaciones de circuito directo o abierto.

Serán aquellas instalaciones donde el fluido caloportador de los colectores (1), se acumula de forma directa en el depósito (2) donde se produce una estratificación debida a la diferencia de densidades entre el fluido caliente y frío. Así el fluido caliente pasa a través del sistema de apoyo (3) para su posterior uso en el consumo final (4). En el caso de Agua Caliente Sanitaria (ACS), el fluido caloportador es agua potable. El agua de consumo es la misma que circula por los colectores y por tanto no existe intercambiador de calor.

Este sistema prácticamente no se utiliza por problemas de incrustaciones calcáreas debidos a la elevada dureza del agua, a pesar de tener un mayor rendimiento ya que no existen elementos intermedios adicionales.



Grafica 26. Esquema de una instalación de circuito directo o abierto.
Elaboración, Propia.

B. Instalaciones de circuito indirecto o cerrado.

Son aquellas instalaciones en las que existen dos circuitos diferenciados interconectados a través de un sistema de intercambio de calor (5). Están formados por un circuito primario cerrado y un circuito secundario seguido por el sistema de apoyo.

Con estos sistemas se evitan los problemas de incrustaciones calcáreas en el circuito primario no así en el secundario donde se produce la entrada de agua de red.

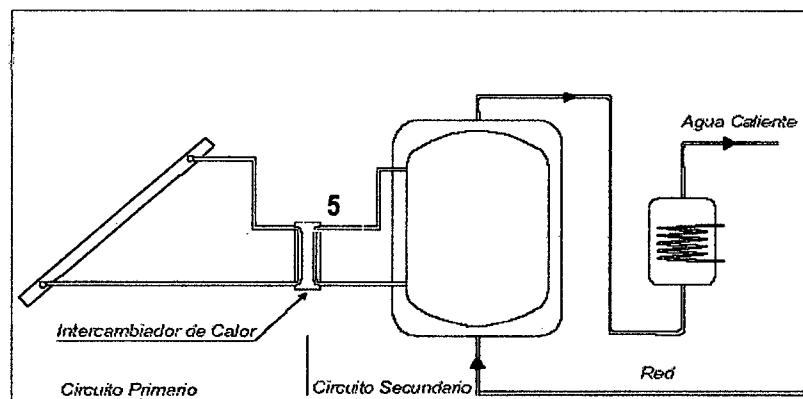


Grafico 27. Esquema de una instalación circuito indirecto o cerrado.
Elaboración, Propia.

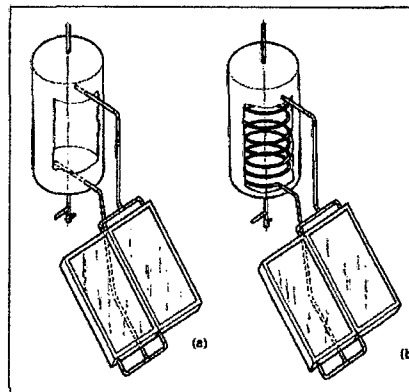


Grafico 28. a). Sistema directo b). Sistema indirecto
Fuente, www.fecmes.es

2.7.2. SEGÚN EL MÉTODO PARA HACER CIRCULAR EL FLUIDO POR LA INSTALACIÓN:

A. Instalaciones por termosifón o compactos.

- Estos sistemas están basados en la diferencia de densidades del fluido caloportador debido a su diferencia de temperaturas.
- Esta diferencia de densidades es la fuerza motora que impulsa, por convección libre, el fluido sin necesidad de una bomba.
- Estos equipos compactos presentan menor mantenimiento debido al menor número de elementos de la instalación.
- En cambio el rendimiento de la instalación es inferior debido al menor control sobre los parámetros de funcionamiento.
- En estos sistemas se ha de prestar especial atención al diseño de la instalación para minimizar las pérdidas de carga y facilitar el movimiento del fluido.
- Estos sistemas se utilizan habitualmente en pequeñas instalaciones individuales.

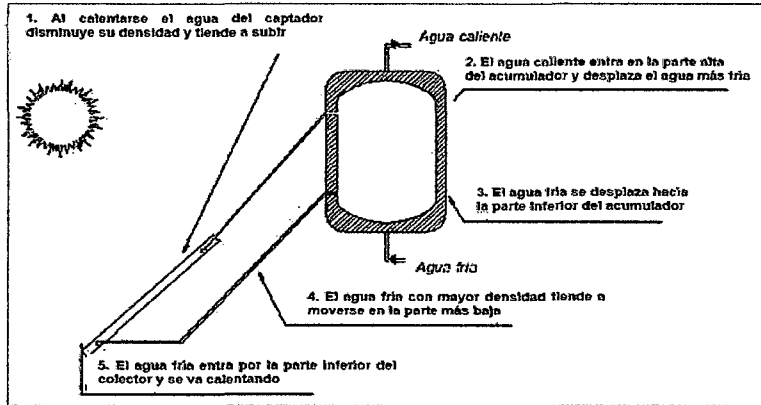


Grafico 29. Esquema de una instalación de termosifón o compactos.
Fuente. www.fecmes.es

B. Instalaciones de circulación forzada.

En estos sistemas como fuerza motora del fluido se utiliza una bomba (6). Estos equipos se instalan en el circuito primario. Esta configuración es la más compleja ya que tiene mayor número de elementos, siendo el rendimiento de la instalación mayor debido a que se fijan las condiciones de temperatura y caudal con las que se quiere que trabaje la instalación.

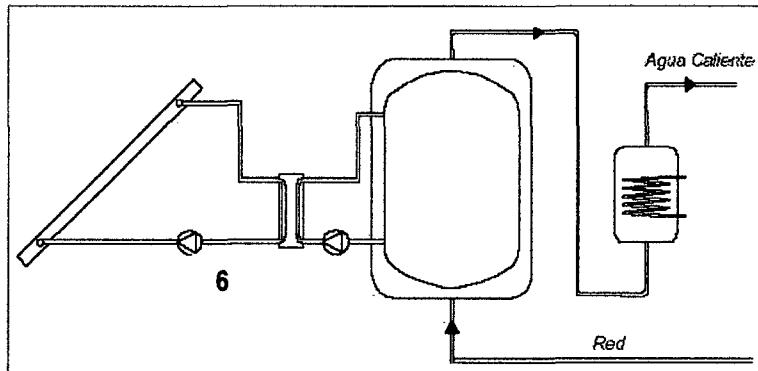


Grafico 30. Esquema de una instalación de termosifón o compactos.
Elaboración, Propia.

Además de los elementos comentados anteriormente, es conveniente que la instalación cuente con un equipo de control (7) que gobierne todos los elementos que componen la instalación.

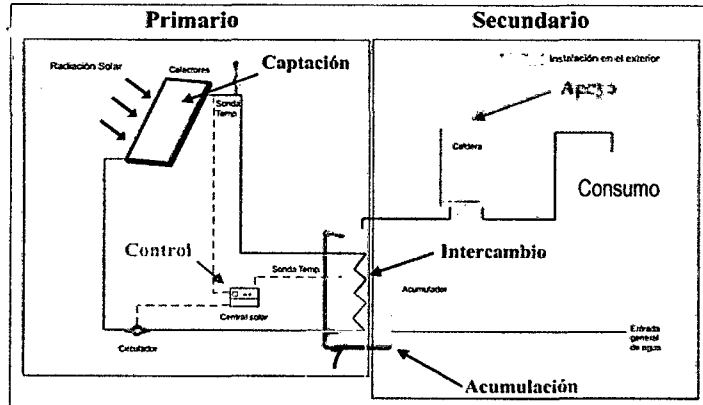


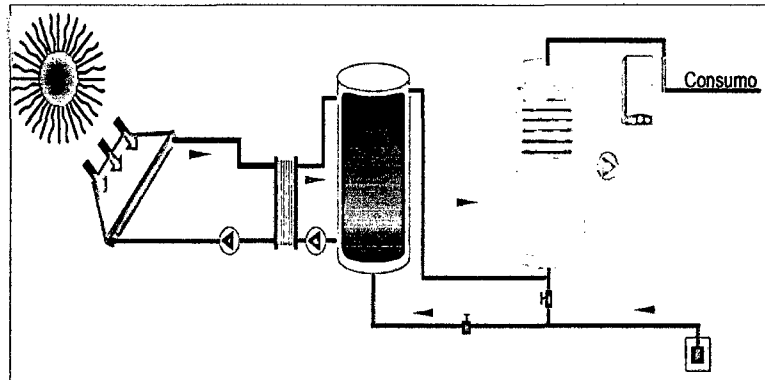
Grafico 31. Esquema de una instalación de captadores solares indirecta con circulación forzada en el primario para producción de ACS. Elaboración, Propia.

2.8. ACOMPLAMIENTO DEL SISTEMA DE APOYO

La forma de acoplamiento entre la instalación solar y el sistema de apoyo influye en el funcionamiento global de la instalación de producción de agua caliente sanitaria. Además del acoplamiento principal, que puede ser en serie o en paralelo, también existen otras posibilidades que han de ser consideradas por las repercusiones que pueden tener en el funcionamiento de la instalación solar, como son el acoplamiento directo de la instalación solar al circuito de distribución, el circuito de recirculación y el circuito para la prevención de la legionelosis por tratamiento térmico.

2.8.1 Acoplamiento en serie.

Normalmente se recomienda conectar el sistema de apoyo en serie con la instalación solar con el fin de optimizar las prestaciones de la instalación. Con este conexionado se consigue que inicialmente el agua sea calentada por la instalación solar y, en caso de que sea necesario, en segundo lugar el sistema de apoyo realiza el calentamiento final hasta la temperatura de consumo.



Grafica 32. Sistema de apoyo en serie.

Fuente, Software energía solar térmica Transol 3.0

En esta situación es importante un buen ajuste de la temperatura de preparación del ACS por la influencia que tiene en el caudal que pasa por la instalación solar. El acoplamiento en serie debe disponer de un by-pass que permita no interrumpir el suministro de agua caliente cuando se realicen las operaciones de mantenimiento de la instalación.

2.8.2 Acoplamiento en paralelo

En el acoplamiento en paralelo el suministro de agua caliente se realiza, opcionalmente, desde la instalación solar o desde el sistema de apoyo. Esta forma de acoplamiento requiere que el acumulador solar disponga de una temperatura de preparación mínima establecida, de forma que cuando la temperatura no alcance el mínimo de consigna se conmute al sistema de apoyo. Este acoplamiento se utiliza solamente en instalaciones muy pequeñas, en edificios existentes, donde la conexión en serie obligaría a largos trazados de conexión.

2.8.3 Acoplamiento directo

En determinadas ocasiones se pretende evitar, en los conexiones en serie, que cuando el agua esté suficientemente caliente en el acumulador solar, ésta deba pasar por el sistema de apoyo. Para ello se dispone de un by-pass que permite el conexionado directo entre la instalación solar y el circuito de consumo sin necesidad de pasar por el sistema de apoyo.

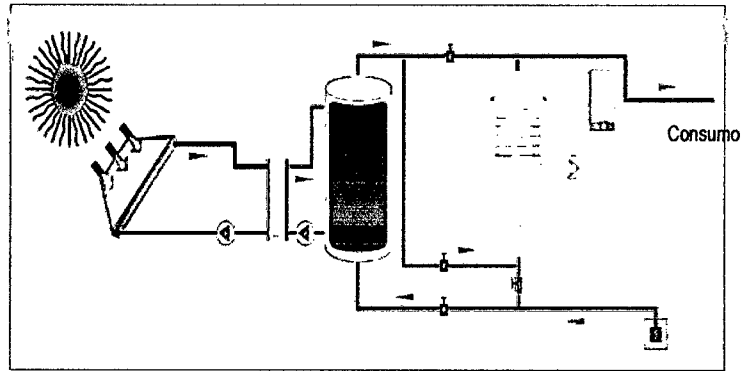


Grafico 33. Acoplamiento directo.
Fuente, Software energía solar térmica Transol 3.0

Este tipo de conexionado no es aplicable a grandes instalaciones. Se suele aplicar, en instalaciones existentes, cuando el sistema de apoyo tiene unas pérdidas elevadas que pueden disminuir las aportaciones de la energía solar.

2.8.4 Circuito de recirculación

En instalaciones con largos circuitos de distribución, normalmente instalaciones centralizadas como hoteles, hospitales, etc., se recomienda instalar un circuito de recirculación que permita disponer de agua caliente de forma casi inmediata incluso en el punto de consumo más alejado del sistema de producción. Para no interferir en el funcionamiento de la instalación solar, esta recirculación se realiza sobre el acumulador del sistema de apoyo siempre que este sistema esté activo.

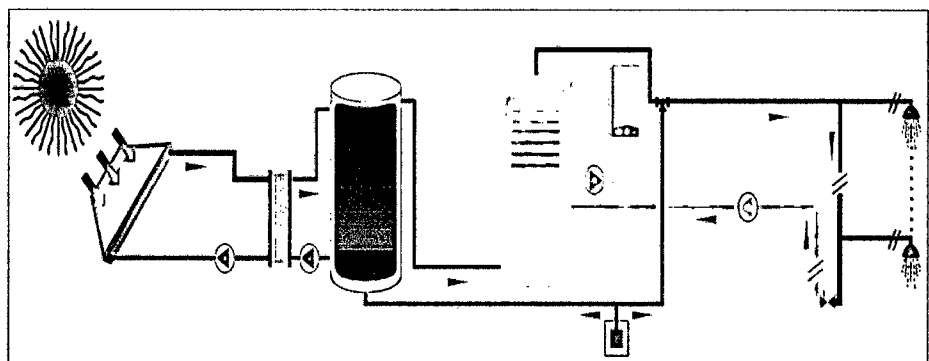


Grafico 34. Sistema de apoyo con circuito de recirculación
Fuente, Software energía solar térmica Transol 3.0

2.9. ESQUEMAS DE FUNCIONAMIENTO

Existen diferentes posibilidades a la hora de elegir la configuración o el esquema de principio de una instalación solar, en función del sistema de acumulación elegido y del sistema de intercambio. Las diferentes configuraciones vienen dadas en función de las siguientes posibilidades:

- a) Si la instalación presenta sólo sistema de acumulación en el circuito de consumo.
- b) Si la instalación dispone sólo del sistema de acumulación en el circuito primario.
- c) Si la instalación presenta los dos sistemas de acumulación (consumo e inercia).
- d) Si la instalación presenta sólo sistema de intercambio solar.
- e) Si la instalación dispone sólo de intercambiador de consumo.
- f) Si la instalación presenta los dos sistemas de intercambio (solar y consumo).

La configuración más utilizada en instalaciones medianas y grandes, es la que dispone de sistema de acumulación en el circuito de consumo e intercambiador solar. En la figura siguiente se muestra un esquema para esta configuración.

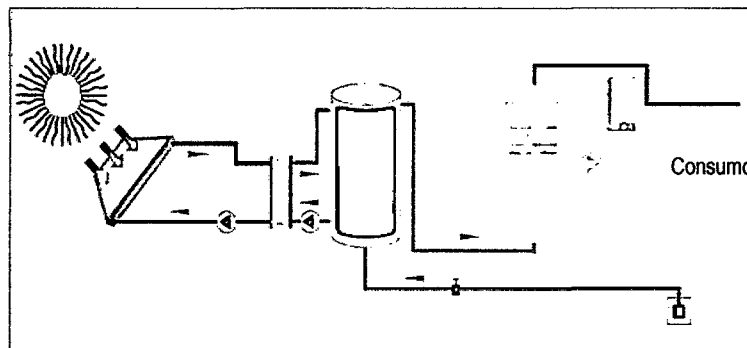


Grafico 35. Instalación con sistema de acumulación en el circuito de consumo e intercambiador solar.

Fuente, Software energía solar térmica Transol 3.0

A pesar del mayor coste de acumulación en el circuito de consumo en comparación con el sistema de acumulación de inercia, esta configuración presenta la ventaja de su mayor simplicidad respecto al resto de configuraciones. En las configuraciones que disponen de

intercambiador solar se ofrece la opción de incorporarlo al sistema de acumulación, siendo generalmente la opción elegida en instalaciones de pequeño tamaño.

Otra configuración habitual es la que presenta sistema de acumulación de inercia e intercambiador en el circuito de consumo, o bien doble sistema de intercambio. Al encontrarse el sistema de acumulación en un circuito cerrado, esta opción presenta la ventaja del menor coste del acumulador de inercia en comparación de los acumuladores convencionales.

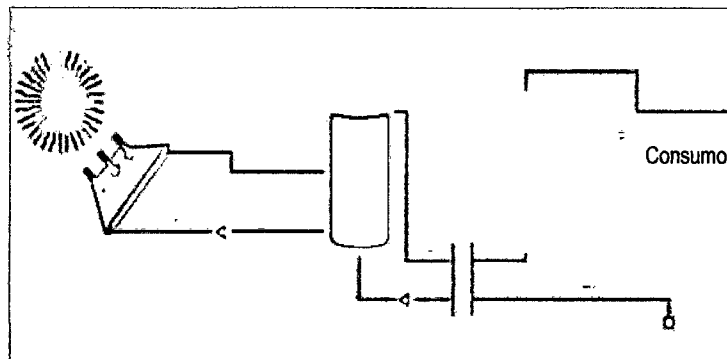


Grafico 36. Instalación con sistema de acumulación de inercia e intercambiador de consumo.

Fuente, Software energía solar térmica Transol 3.0

2.10. DISPOSICION DE LOS CAPTADORES

El correcto diseño de la disposición de los colectores y su conexionado es fundamental para el buen funcionamiento de la instalación. Así una distribución uniforme de caudales es primordial para conseguir saltos de temperatura homogéneos con la consiguiente obtención de rendimientos similares en cada captador y un mayor rendimiento global.

A fin de dimensionar la instalación correctamente, se debe tener en cuenta que la temperatura que soporten los captadores y sus conexiones con el resto de la instalación debe ser la necesaria para soportar la temperatura alcanzada en el fluido caloportador en su interior. Asimismo, en el punto más alto de la batería de captadores, se instalará un sistema de purga de aire, constituido por botellines de desaireación y un purgador manual o automático.

2.11 AGRUPACIÓN DE CAPTADORES EN BATERÍAS

El diseño de un sistema de captación solar requiere de un correcto equilibrio hidráulico manteniendo dichas condiciones inalterables a lo largo del tiempo. Los colectores han de estar colocados de una forma ordenada, en hileras, por lo que la superficie disponible puede condicionar en instalaciones grandes el total de colectores a instalar.

Los captadores se dispondrán en filas constituidas, preferentemente, por el mismo número de elementos, las filas de captadores se pueden conectar entre sí en paralelo, en serie o en serie-paralelo, debiéndose instalar válvulas de cierre, en la entrada y salida de las distintas baterías de captadores y entre las bombas, de manera que puedan utilizarse para aislamiento de estos componentes en labores de mantenimiento, sustitución, etc. Además se instalará una válvula de seguridad por fila con el fin de proteger la instalación.

Dentro de cada fila se conectarán en serie o paralelo. El número de captadores que se pueden conectar en paralelo tendrá en cuenta las limitaciones del fabricante. La conexión entre captadores y entre filas se realizará de manera que el circuito resulte equilibrado hidráulicamente recomendándose el retorno invertido frente a la instalación de válvulas de equilibrio.

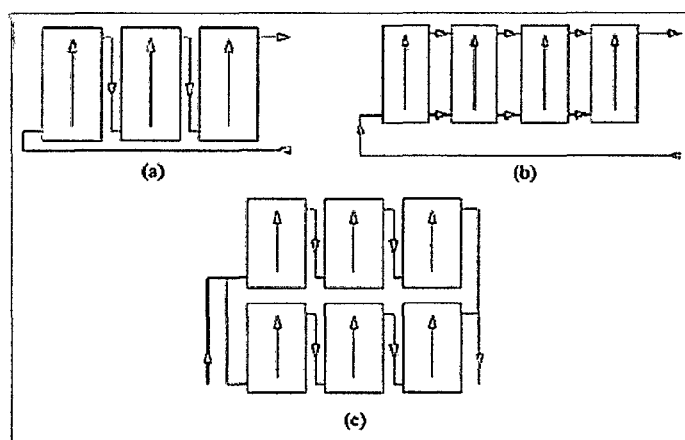


Grafico 37. Disposición de colectores a) serie, b) paralelo, c) serie – paralelo.

Elaboración, Propia.

En el conexionado en paralelo se hace circular el mismo caudal de fluido a través de cada captador siendo por tanto el caudal total la suma de los caudales individuales que circulan por cada uno de los captadores. De esta forma se consiguen mayores caudales de circulación que en el conexionado en serie.

Por el contrario, con el conexionado en serie se consiguen mayores temperaturas de fluido a la salida de los colectores, debido a que es el mismo caudal de entrada inicial el que pasa a través de todos los colectores produciéndose un aumento paulatino de la temperatura.

Sin embargo perdemos eficiencia energética en los colectores ya que los saltos térmicos son cada vez menores a medida que aumenta el número de colectores en serie.

2.11.1 Agrupación de baterías

Las baterías de colectores también se pueden conectar entre sí en paralelo o en serie tal como se aprecia en la siguiente figura.

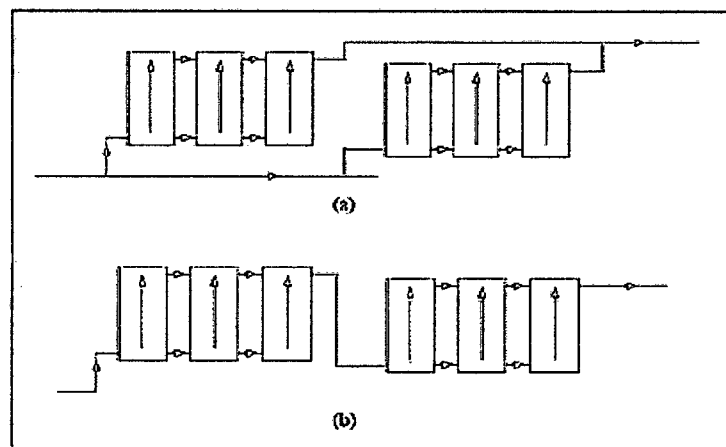


Grafico 38. Disposición de baterías en a) paralelo b) serie
Elaboración, propia.

En el conexionado en paralelo, los dos caminos deben tener las mismas pérdidas de carga para equilibrar así la instalación. El caudal total es el mismo por los dos ramales.

En el conexionado en serie el caudal total es la suma de los caudales de las baterías conexionadas en serie.

La pérdida de carga total corresponde a la suma de las pérdidas de carga de las baterías. A medida que se aumenta el número de baterías conexas en serie va disminuyendo el rendimiento de cada batería en relación a la anterior. El número máximo de baterías que se pueden conectar en serie manteniendo cada una un rendimiento aceptable depende de cada colector solar, hecho que será marcado por cada fabricante. La longitud de las tuberías de conexión no ha de provocar unas pérdidas de carga significativas. Es recomendable que las pérdidas de carga de las tuberías no sobrepasen el 30% del total de pérdidas del sistema de captación.

Además de la disposición ordenada de las baterías se ha de tener en cuenta el equilibrado de caudales de la instalación. Decimos que un sistema está equilibrado cuando pasa el mismo caudal por cada batería de colectores. Esto se consigue de dos maneras:

- Conexas las baterías en paralelo con retorno invertido, para que los caminos hidráulicos tengan la misma longitud y por lo tanto las mismas pérdidas.

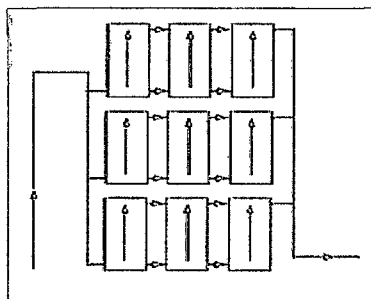


Grafico 39. Disposición de baterías en paralelo con retorno invertido.
Elaboración, propia.

- Colocando a la entrada de las baterías, reguladores de caudal que estrangulen el paso de agua a las baterías para que sea el mismo.

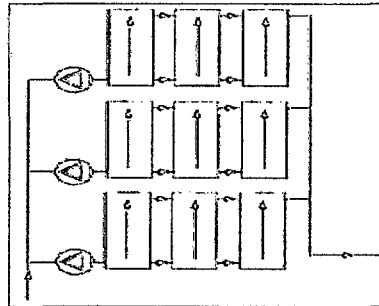


Grafico 40. Disposición de baterías en paralelo con válvulas de regulación
Elaboración, propia.

2.11. CONTROL DE TEMPERATURAS DE LOS CAPTADORES

Con estos sistemas se persigue proteger a los colectores frente a las heladas y los sobrecalentamientos. Se emplean varios métodos de control de la temperatura:

- Recirculación del fluido. Se activa para temperaturas ambientes superiores en unos 3°C de la temperatura de congelación del fluido caloportador, para evitar que se hiele el fluido en el interior del acumulador. Este sistema es adecuado para aquellas instalaciones situadas en zonas donde el periodo de heladas no sea largo.
- Disipador de calor mecánico, para la prevención ante sobrecalentamientos. Este dispositivo acoplado en la parte superior de los colectores solares, permite disipar calor cuando no circula el fluido a través de los mismos. Con esto se consigue que el calentamiento que pueda sufrir el colector debido a las altas temperaturas se mitigue por las pérdidas en el intercambiador de calor con el aire posibilitando unas mejores condiciones de funcionamiento. Las temperaturas máximas de trabajo se alcanzan cuando la irradiación es mayor y cuando el consumo de agua es menor.

Esta situación puede producirse por ejemplo en periodos festivos cuando los inquilinos de la vivienda no están en la misma.

Este dissipador es válido para periodos largos de inactividad del colector solar o en caso de avería de la bomba o de cualquier otro elemento que no deje circular el fluido por el circuito primario. Además este dispositivo puede evitar también el sobrecalentamiento del colector cuando la demanda de agua caliente no es elevada.

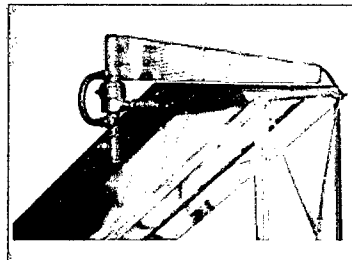


Grafico 41. Dissipador de calor en el colector
Fuente. Propia.

Este dispositivo, sin aporte de energía eléctrica, puede evacuar los excesos de ganancias salvaguardando la integridad de los colectores y de la instalación hidráulica (Circuito primario). Esquema de funcionamiento del dissipador estático.

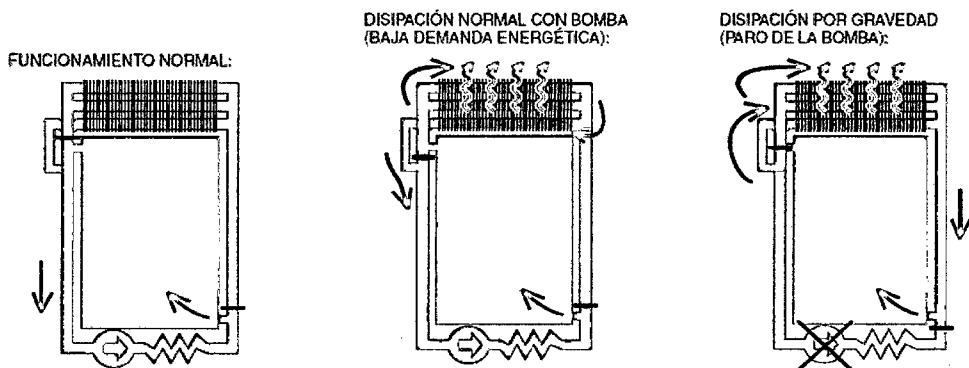


Grafico 43. funcionamiento del dissipador de calor en el colector.
Fuente, Manual Energía Solar 4ta edición Salvador Escoda.

- Tapado parcial de los colectores. Durante el montaje de la instalación es conveniente el tapado de los colectores cuando se prevea que incidirá sobre los mismos elevados niveles de irradiancia.

CAPITULO III

3. PROCEDIMIENTO DE CALCULO

3.1. DISEÑO DEL SISTEMA DE CAPTACION DE ENERGIA SOLAR TERMICA

3.1.1. Dimensionado de la superficie de captación.

A partir de ahora, procedemos a realizar el diseño de nuestra instalación, ajustando el número de captadores necesarios a nuestro caso con los cálculos precisos. Antes, cabe mencionar que existen varias formas de proceder con este cálculo, entre otras cosas, porque existen muchos métodos para el cálculo.

- Método f-Chart

- Aplicación del primer principio de la Termodinámica al sistema de colectores

Para el dimensionado de las instalaciones de energía solar térmica se sugiere el método de las curvas f_{Chart} , ampliamente aceptado como un proceso de cálculo suficientemente exacto; el cual permite realizar el cálculo de la cobertura de un sistema solar, es decir, de su contribución (La aportación de calor total necesario para cubrir las cargas térmicas), y de su rendimiento medio. Para desarrollarlo se utilizan datos mensuales medios meteorológicos, y es perfectamente válido para determinar el rendimiento o factor de cobertura solar en instalaciones de calentamiento en todo tipo de edificios o procesos térmicos, mediante captadores solares planos o de vacío ^[1].

El procedimiento seguido se puede desglosar en los siguientes pasos:

- A. Calculo de las cargas caloríficas para el calentamiento de agua destinada a la producción de agua caliente sanitaria.
- B. Identificación de los parámetros $X_f - Y_f$
 - B.1. Calculo del parámetro X_f .
 - B.2. Calculo del parámetro Y_f .
- C. Determinación de la curva f .
- D. Valoración de la cobertura mensual con energía solar.
- E. Determinación del porcentaje anual cubierto por la energía solar.

A. CALCULO DE LAS CARGAS MENSUALES

Con los pasos indicados anteriormente, podemos llevar a cabo el cálculo de la carga mensual necesaria para el calentamiento de agua para el proceso de pasteurizado. Para realizar el cálculo de la demanda energética correspondiente al calentamiento del agua de red hasta la temperatura de consumo de 90°C utilizaremos la siguiente expresión:

$$Q_D = Cp_{2a} \times m^{\circ}_a \times (T_{red} - T_{acs}) \times n \times \rho_a \dots\dots\dots(24)$$

Donde se tiene que:

- Q_D : Energía térmica necesaria [J/mes]
- Cp_{2a} : Calor específico del agua [4187 J/Kg °C]
- m°_a : Carga de consumo [Lt/día]
- T_{acs} : Temperatura de consumo [°C]
- T_{red} : Temperatura media del agua fría de la red [°C]
- n : Numero de días del mes que se considera
- ρ_a : Densidad del agua [1Kg/Lt]

B. IDENTIFICACIÓN DE LOS PARAMETROS X_f y Y_f

El balance energético global para un periodo mensual en un sistema de calentamiento solar se expresa:

$$Q_D - Q_U - Q_{Aux} = \Delta Q_{ac} \dots\dots\dots(25)$$

Donde:

- Q_D : Energía solar total requerida durante el mes [J]
- Q_U : Energía solar útil obtenida durante el mes [J]
- Q_{Aux} : Energía de apoyo [J]
- ΔQ_{ac} : Variación de energía en el sistema de acumulación

Considerando que el valor de ΔQ_{ac} es pequeño frente a los otros términos, se puede escribir que:

$$F = \frac{Q_D - Q_{Aux}}{Q_D} = \frac{Q_U}{Q_D} \dots\dots\dots(26)$$

Donde F resulta ser la fracción de la carga mensual total que será suministrada mediante energía solar. Esta fracción de la demanda cubierta no se puede conocer directamente pues la energía solar útil obtenida durante un mes es función de la radiación incidente, la temperatura ambiente y las pérdidas en los colectores.

Q_U se puede relacionar con las pérdidas de energía del sistema de captación a una temperatura de referencia y con la energía absorbida en los colectores.

El cociente de estas dos energías puestas en juego en el proceso respecto a la carga total permite escribir dos grupos de variables adimensionales:

$$X_f = A * F'_R * U_L * (T_{ref} - T_a) * \Delta\tau / Q_D \dots\dots\dots(27)$$

$$Y_f = A_C * F'_R * (\tau\alpha) * I_T * N_D / Q_D \dots\dots\dots(28)$$

Donde:

- A : Área de la superficie captadora [m²]
- F'_R : Factor de eficiencia captador – intercambiador de calor
- U_L : Coeficiente de pérdidas del captador [W/m²°C]
- Δτ : Numero de segundos al mes [s]
- T_{ref} : Temperatura de referencia fijada en 100°C
- τα : Transmitividad - Absortividad
- n : Numero de días del mes
- T_a : Temperatura ambiente media mensual
- I_T : Irradiación media mensual sobre la superficie captadora por unidad de área [J/m²]

B.1 CÁLCULO DEL PARAMETRO X_f

El "parámetro " X_f " representa la energía perdida por el captador a una temperatura de referencia divididas por la carga térmica total.

$$X_f = F_R \cdot U_L * \frac{F'_R}{F_R} * (T_{ref} - T_a) * \Delta\tau * K_{f1} * K_{f2} * A / Q_D \dots (29)$$

Donde:

$F_R \cdot U_L$: Coeficiente global de pérdidas del captador [W/m²°C]

F'_R / F_R : Factor de corrección captador – intercambiador

Δt : Periodo de tiempo en segundos al mes [s]

Factor de corrección K_{f1} :

El método de las curvas-f se ha desarrollado en base a un volumen específico de acumulación de 75 litros de agua por cama m² de superficie de colector. El método es válido para otras capacidades modificando el parámetro X_f con el factor de corrección K_{f1} , que se puede calcular para valores del volumen específico V_{ac} entre 37.5 L/m² y 300L/m², mediante:

$$K_{f1} = \left(\frac{V_{ac}}{75 * A} \right)^{-0.25} \dots \dots \dots (30)$$

Para poder resolver la ecuación anterior, debemos conocer el volumen de acumulación solar V_{ac} . Para ello tenemos en cuenta la siguiente condición impuesta en el CTE:

$$50 < V_{ac} / A < 180 \dots \dots \dots (31)$$

Siendo;

A : Área de la superficie captadora [m²]

V_{ac} : Volumen del depósito de acumulación solar [Lt]

Factor de corrección K_{f2} :

Las curvas-f se aplican a sistemas solares térmicos que satisfacen cargas térmicas de calefacción y agua caliente, pero se supone que la carga de agua caliente es una pequeña fracción de la carga de calefacción, del orden de un 20%. Cuando la carga de agua caliente sanitaria es la principal o única carga hay que aplicar al parámetro X_f el factor de corrección K_{f2} .

$$K_{f2} = \frac{11.6+1.18*T_{acs}+3.86*T_{red}-2.32*T_a}{100-T_a} \dots\dots(32)$$

Donde:

T_{acs} : Temperatura de consumo [°C]

T_{red} : Temperatura media del agua fría de la red [°C]

T_a : Temperatura ambiente media mensual [°C]

B.2. CALCULO DEL PARAMETRO Y_f

El "parámetro " Y_f " representa la energía solar absorbida por la placa del captador respecto a la carga térmica total de la instalación.

$$Y_f = F_R \cdot \tau\alpha_n * F'_R/F_R * \tau\alpha/\tau\alpha_n * K_{f3} * I_T * N_D * A_C/Q_D \dots\dots(33)$$

Donde:

$F_R \cdot \tau\alpha_n$: Factor de eficiencia óptica del captador

F'_R/F_R : Factor de corrección del captador – intercambiador

$\tau\alpha/\tau\alpha_n$: MDI Modificador de ángulo de incidencia

Factor de corrección K_{f3} :

El tamaño del intercambiador de calor de la unidad terminal afecta al rendimiento del sistema de calefacción solar. Cuando se reduce el tamaño del intercambiador de calor utilizando para calentar agua para procesos se debe incrementar la temperatura del acumulador para suministrar la misma cantidad de calor. Por ello aumenta la temperatura de entrada del fluido en el captador

reduciéndose la eficiencia. El parámetro adimensional $E_f C_{min}/UA$ proporciona una medida del tamaño de la unidad terminal necesaria para un proceso concreto. El valor óptimo térmicamente hablando es infinitamente grande pero para valores mayores de 10 el rendimiento del sistema prácticamente no varía. La reducción en el rendimiento del sistema debido a una unidad terminal demasiado pequeña sería apreciable para valores de $E_f C_{min}/UA$ menores que 1. Al considerar los costes de los intercambiadores los valores prácticos se encuentran entre 1 y 3.

El método de las curvas-f se ha desarrollado utilizando el valor de $E_f C_{min}/UA$ igual a 2. Para utilizar las curvas-f propuestas hay que modificar el grupo adimensional y con el factor de corrección

$$K_{f3} = 0.39 + 0.65 * \text{Exp}[-0.139/E_f C_{min}/UA] \dots\dots\dots(34)$$

$$0.5 < E_f C_{min}/UA < 50$$

C. DETERMINACION DE LA CURVA f_{chart}

Para poder resolverla, tenemos que hallar el valor de los parámetros Y_f referente a la absorción de energía y X_f referente a la pérdida de energía.

En este apartado calculamos la fracción solar basándonos en los datos mensuales expresados anteriormente. Para calcular la fracción solar, el método F-CHART establece la siguiente ecuación:

$$f_{chart} = 1.029 Y_f - 0.065 X_f - 0.245 Y_f^2 + 0.0018 X_f^2 + 0.0215 Y_f^3 \dots(35)$$

D. VALORACION DE LA COBERTURA MENSUAL CON ENERGIA SOLAR

El valor de f en función de X e Y se determina para cada mes del año. A partir de este valor, la contribución solar se tiene como producto de f mensual por la carga térmica Q_L de dicho mes.

$$F_{mensual} = \frac{Q_U \text{ mensual}}{Q_D \text{ mensual}} \dots\dots\dots(36)$$

Donde:

$Q_U \text{ mensual}$: Energía útil mensual aportada por la instalación solar para la producción de agua caliente sanitaria.

$Q_D \text{ mensual}$: Energía térmica necesaria mensual.

E. DETERMINACION DEL PORCENTAJES ANUAL CUBIERTO CON ENERGIA SOLAR

La fracción total f de la carga de calentamiento anual aportada por la energía solar se obtendrá como suma de las contribuciones solares mensuales divididas por la carga anual.

La fracción solar anual se calcula como la relación entre la suma de aportaciones solares mensuales y la suma de las demandas energéticas de cada mes.

Así, la fracción solar anual será:

$$F_{anual} = \frac{\sum_1^{12} Q_U \text{ mensual}}{\sum_1^{12} Q_D \text{ mensual}} \dots\dots\dots(37)$$

3.1.2 INCLINACION Y ORIENTACION DE LOS CAPTADORES SOLARES

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

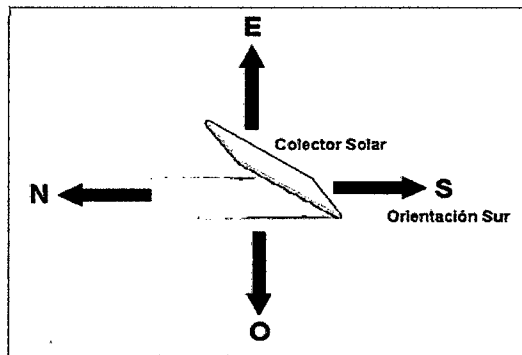


Grafico 44. Inclinação y orientación del captador solar

Fuente. Calculation solar

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

Debemos tener en cuenta la inclinación, orientación como la posición de montaje de los captadores para conseguir integración arquitectónica en la estructura del edificio.

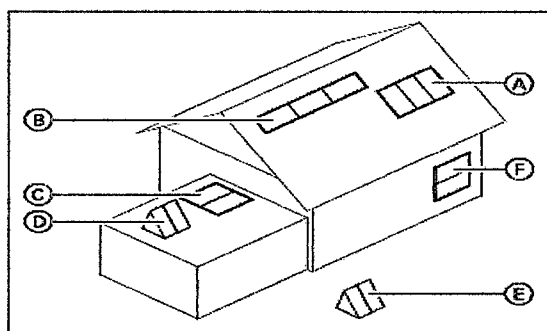


Grafico 45. Integración arquitectónica

Fuente. Viessmann

3.1.3. INTERCONEXION ENTRE LOS CAPTADORES SOLARES

Para la interconexión entre los colectores se tienen tres opciones, éstos pueden estar conectados en serie, en paralelo o en una instalación mixta sin embargo la conexión en serie tiene algunos inconvenientes como el hecho de que el agua atraviesa todos los colectores para realizar un ciclo, venciendo una resistencia mayor para atravesar los circuitos, también en cada colector la temperatura del agua iría en aumento hasta llegar al último colector donde se producirían muchas pérdidas de calor, mientras que en una conexión en paralelo la resistencia generada por el paso del agua a través de los colectores solares es mucho menor, también se reducen las pérdidas de calor, por ésta razón en general se recomienda realizar conexiones en paralelo para configuración del sistema, como se muestra en el siguiente gráfico:

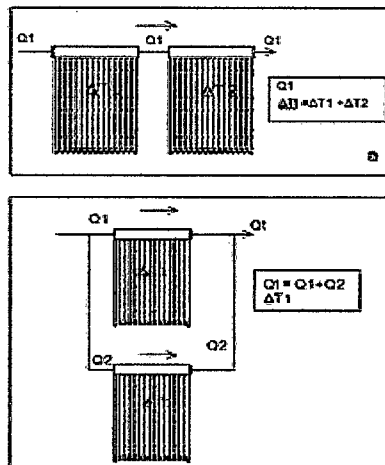


Gráfico 46. Interconexión de los captadores serie / paralelo
Fuente. www.wolss-sunrain.com

3.1.4 SELECCION DEL VOLUMEN DEL TANQUE ACUMULADOR

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

1. El cociente entre la carga de consumo y el área total de captadores estará comprendido entre los siguientes valores. M: Carga de consumo en litros/ (día. sistema).

$$60 \leq Q_r * A \leq 180$$

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

2. El volumen del acumulador cumplirá la siguiente condición.

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

3.1.5. EXPANSION TERMICA EN EL TANQUE ACUMULADOR

El agua que ingresa al tanque acumulador ésta inicialmente a temperatura ambiente, al atravesar los captadores solares gana temperatura progresivamente hasta alcanzar su temperatura final, en éste proceso el fluido se expande, para evitar que el agua desborde por la expansión térmica del fluido el tanque deberá ser llenado parcialmente por agua a temperatura ambiente, según la siguiente expresión:

$$V_{T\ amb} = \frac{\rho_{T\ final}}{\rho_{T\ amb}} \cdot V_{T\ final} \dots\dots\dots(38)$$

Donde:

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

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

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

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

3.1.6. CONFIGURACION BASICA DE LA INSTALACION SOLAR

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

1. Disponibilidad de espacio.
2. Dureza del agua.

3. Requerimiento de caudal y temperatura del agua caliente.
4. Infraestructura existente en el lugar de instalación.
5. Tipo de configuración en donde se instalará el equipo térmico solar.

3.2. BALANCE ENERGETICO EN COMPONENTES PRINCIPALES DE LA INSTALACION SOLAR

Para un volumen de control en situación estacionaria, la condición de la masa contenida en el volumen de control y en la frontera no varía en el tiempo. Los flujos de masa y los flujos de energía transferida mediante calor y trabajo son también constantes en el tiempo. No puede producirse una acumulación de masa dentro del volumen de control por tanto $dm_{vc}/dt = 0$ y el principio de conservación de la materia toma la forma:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_{ENTRADA} m^{\circ}e - \sum_{SALIDA} m^{\circ}s$$

$$\sum_{ENTRADA} m^{\circ}e = \sum_{SALIDA} m^{\circ}s \dots\dots\dots(39)$$

Además, en estado estacionario $dE_{vc}/dt = 0$, y en consecuencia:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = Q_{vc} - W_{vc} - m^{\circ} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$0 = Q_{vc} - m^{\circ} \cdot C_p \cdot \Delta T \dots\dots\dots(40)$$

En primer lugar se realizaran los balances energéticos en cada componente que conforman la instalación solar con el objetivo de plantear una sistema de ecuaciones que nos permita resolver los parámetros necesarios para el correcto dimensionamiento de la instalación y poder calcular las temperaturas medias mensuales que alcanza cada componente para a posteriori poder evaluar las pérdidas de calor que tienen lugar en ellos. Se explicara en cada ecuación las incógnitas que se manejen.

En la gráfica siguiente se muestra un esquema básico de la instalación solar para el proceso de pasteurizado, en la cual nos basaremos para realizar el sistema de ecuaciones [2].

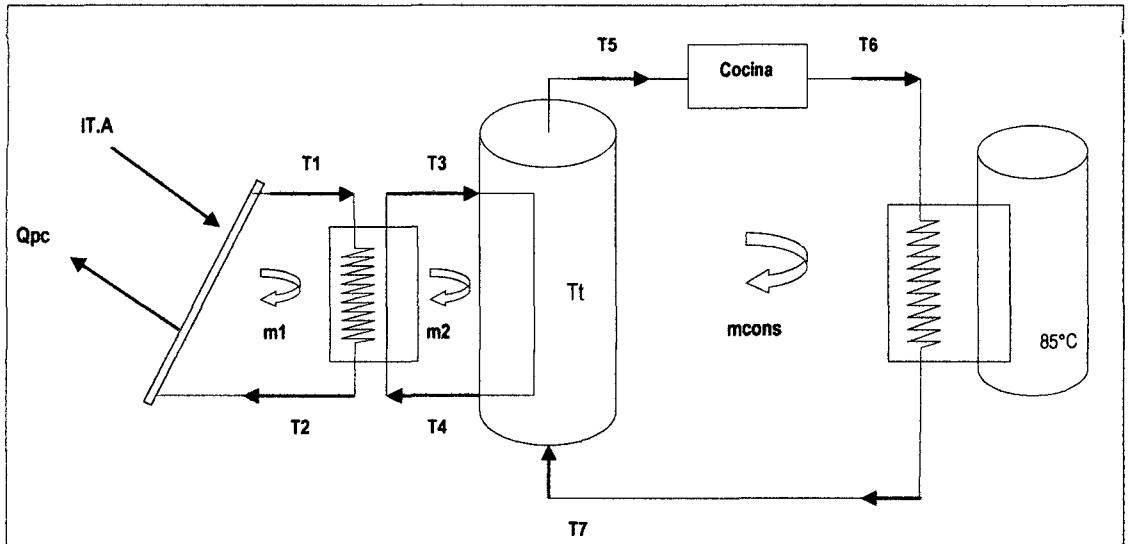


Grafico 47. Esquema básico de la instalación solar para el proceso de pasteurizado, Elaboración, propia.

El problema a resolver contiene ocho incógnitas, que son las temperaturas de trabajo:

- T_1 = Temperatura del Propilenglicol a la salida del colector.
- T_2 = Temperatura del Propilenglicol a la entrada del colector.
- T_3 = Temperatura del agua a la salida del intercambiador.
- T_4 = Temperatura del agua a la entrada del intercambiador.
- T_5 = Temperatura del agua de consumo.
- T_6 = Temperatura del agua de suministro.
- T_7 = Temperatura del agua de recuperación.
- T_t = Temperatura media del agua en el acumulador.

Nota: Los caudales que circulan por el circuito solar m°_1 , m°_2 y m°_{cons} son variables que podemos seleccionar y regular con las bombas de circulación. La variación del caudal va a influir en la cantidad de energía solar captada. El fabricante de los colectores recomienda la circulación del fluido a través del cabezal, preferiblemente a una velocidad lenta de 0.1Lt/min.tubo.

Balance energético

A continuación se muestran los balances energéticos en cada elemento de la instalación.

Primera Ecuación: Balance de energía en el colector solar

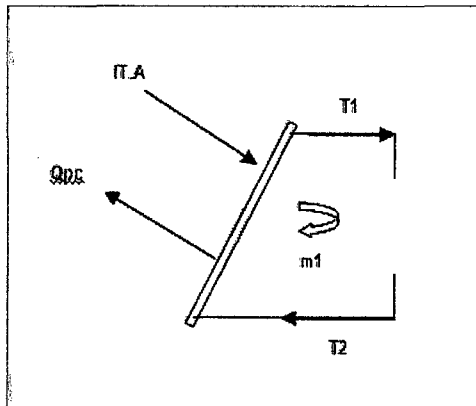


Grafico 48. Balance de energía en el colector solar
Elaboración, propia.

Se ha considerado un volumen de control en estado estacionario, por lo que la variación temporal de energía se hace cero.

~~$$\frac{dE_{vc}}{dt} = I_T \cdot A - Q_{pc} - m^{\circ}_1 \cdot Cp_{1a} \cdot \rho_{1a} (T_1 - T_2)$$~~

Obtenemos una igualdad lógica, la potencia de radiación que llega al colector será igual al calor captador más el calor perdido:

$$0 = I_T \cdot A - Q_{pc} - m^{\circ}_1 \cdot Cp_{1a} \cdot \rho_{1a} (T_1 - T_2) \dots\dots\dots (41)$$

Donde:

- I_T es la radiación recibida en el conjunto de colectores, siendo dato y estando en función de la localización del emplazamiento (latitud) e inclinación de los mismos. [KW/m²]
- El área total de captación (A), dato calculado mediante el método de las curvas f-Chart. [m²]

- Q_{PC} se define como el calor que aún llegando a los colectores, estos no son capaces de captar. Puede obtenerse a partir del catálogo del fabricante de colectores basándose en su curva de rendimiento. [KW/m²].

$$\eta_c = \left[a_0 - a_1 \frac{(T_2 - T_1)}{I_T} \right] \dots\dots\dots(42)$$

Las pérdidas ópticas del colector se calculan partiendo de la fórmula para obtener el rendimiento del colector:

$$\eta_c = \frac{Q_c}{I_T \cdot A} = \frac{m^{\circ}_1 \cdot Cp_{1a} \cdot (T_1 - T_2)}{I_T \cdot A} = 1 - \frac{Q_{PC}}{I_T \cdot A}$$

Despejando de la misma, se obtiene el valor de Q_{PC} buscado:

$$Q_{PC} = I_T \cdot A \cdot \left[1 - a_0 + a_1 \frac{(T_2 - T_1)}{I_T} \right] \dots\dots\dots(43)$$

- ✓ a_0 se define como el coeficiente óptico de pérdidas a una temperatura incremental de 0.05.
- ✓ a_1 se define coeficiente de pérdidas por conducción y convección. [W/m²°C]
- ✓ m_1 es el caudal de Propilenglicol que circula a través colector Kaysun AP-10; [1Lt/min] recomendado por el fabricante del mismo.
- ✓ El valor de Cp_1 vendrá en función del fluido de trabajo utilizado en el circuito primario. El fluido de trabajo que se utilizará consiste en una disolución de 60%agua+40%glicol propilenglicol el más recomendado actualmente, cuya temperatura de ebullición se encuentra en 188.20°C.
- ✓ ρ_1 es la densidad del propilenglicol y su valor es de [1.03Kg/Lt].
- ✓ T_1 es la temperatura del propilenglicol a la salida del colector.
- ✓ T_2 es la temperatura del propilenglicol a la entrada del colector.

Finalmente tras la explicación de cada término de la ecuación, se llega a la ecuación I del sistema que es:

$$I_T \cdot A \cdot \left[a_0 - a_1 \frac{(T_2 - T_1)}{I_T} \right] = m^{\circ}_1 \cdot Cp_{1a} \cdot (T_1 - T_2) \dots \dots \dots (44)$$

Segunda Ecuación: Balance de energía en el intercambiador de calor

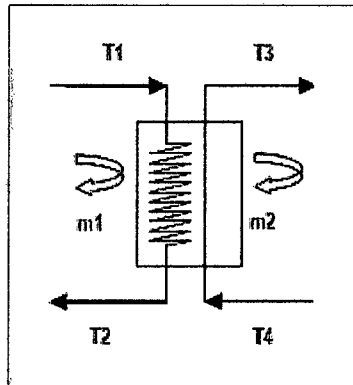


Grafico 49. Balance de energía en el intercambiador
Elaboración, propia.

El intercambiador de calor es el elemento que permite al circuito solar ceder la energía captada al circuito secundario. Para fines de cálculo del sistema solar, el interacumulador se disgrega como intercambiador más acumulador. A partir del balance de energía en el intercambiador se obtiene la ecuación II del sistema:

$$\xi_{interac.} = \frac{m^{\circ}_2 \cdot Cp_{2a} \cdot \rho_{2a} (T_3 - T_4)}{m^{\circ}_1 \cdot Cp_{1a} \cdot \rho_{1a} (T_1 - T_2)} \dots \dots \dots (45)$$

Donde:

- m_2 es el caudal de agua que circula a través del acumulador Kaysun KAS-80; [1.56Lt/min] recomendado por el fabricante del mismo.
- El valor de Cp_2 vendrá en función del fluido de trabajo utilizado en el circuito secundario. El fluido de trabajo utilizado es agua cuyo calor específico es [4.2KJ/Kg°C].
- T_3 es la temperatura del agua a la salida del intercambiador.
- T_4 es la temperatura del agua a la entrada del intercambiador.
- ρ_2 es la densidad del agua y su valor es de [1Kg/Lt].
- $\xi_{interac.}$ se asumirá el 0.5.

Tercera Ecuación: Balance de energía en el acumulador

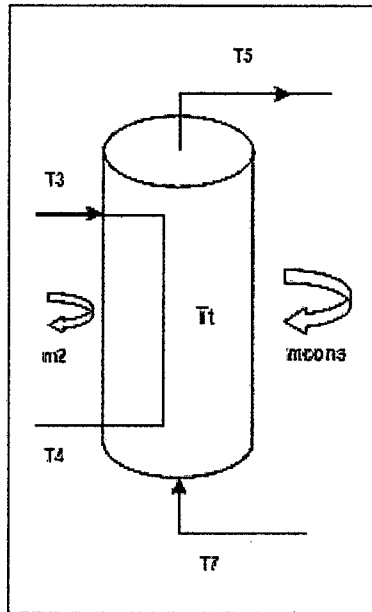


Grafico 50. Balance de energía en el acumulador
Elaboración, propia.

La ecuación resultante de realizar el balance de energía en el tanque. Los datos que son conocidos en esta ecuación serán los caudales. A partir del balance de energía en el acumulador se obtiene la ecuación III del sistema:

$$m^{\circ}_2 \cdot Cp_{2a} \cdot (T_3 - T_4) = m^{\circ}_{cons} \cdot Cp_{cons.a} \cdot (T_5 - T_7) \dots\dots\dots(46)$$

Donde:

- m_{cons} es el caudal de agua que circula a través del acumulador hacia la marmita; Se considera [1.56Lt/min] variable que podemos seleccionar y regular con la bomba de circulación.
- El valor de $Cp_{cons.a}$ vendrá en función del fluido de trabajo utilizado en el circuito secundario. El fluido de trabajo utilizado es agua cuyo calor específico es [4.2KJ/Kg°C].
- ρ_{cons} es la densidad del agua y su valor es de [1Kg/Lt].
- T_5 es la temperatura del agua de consumo.
- T_7 es la temperatura del agua de recuperación.

Cuarta Ecuación: Fracción solar

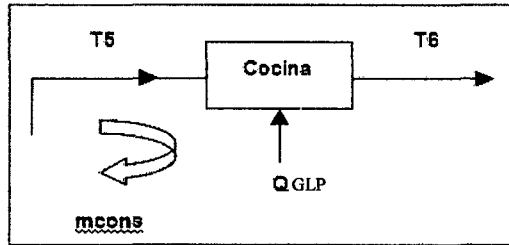


Grafico 51. Balance de energía en el acumulador
Elaboración, propia.

Para el caso que nos ocupa, la fracción solar mínima tiene un valor del 80 %, representando qué temperatura T_5 es capaz de alcanzarse gracias a la utilización exclusiva de nuestra instalación solar ,20% será el aporte del GLP como energía auxiliar obteniendo como resultado una T_6 .

Este valor de f varía en función de la zona climática en la que se encuentre la instalación solar, y tipo de fuente de energía auxiliar. Con lo explicado se expone la ecuación IV:

$$\%F_{anual}(m_{Cons.a} \cdot Cp_{cons} \cdot T_5) + \%GLP(\eta_{sistema} \cdot Q_{GLP}) = (m_{Sum} \cdot Cp_{Sum} \cdot T_6) \quad (47)$$

Donde:

- T_6 es la temperatura del agua de consumo, el cual tiene un valor de 90°C después de un tiempo t que calcularemos más adelante.
- $\%f_{chart}$ se buscara un valor de 0.80 de cobertura solar.
- $\%GLP$ será del 20% del consumo total de energía.

Quinta Ecuación: Balance de energía en la marmita

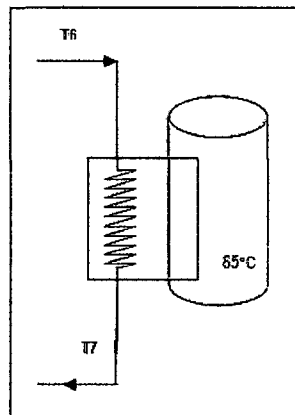


Grafico 52. Balance de energía en la marmita
Elaboración, propia.

$$m^{\circ}_{cons.a} \cdot Cp_{cons.a} \cdot (T_6 - T_7) = m^{\circ}_L \cdot Cp_L \cdot \rho_L (T_{fL} - T_{OL}) \dots\dots\dots(48)$$

Donde:

- m°_L es el caudal de la leche que se procesa a diario; Se considera [210Lt/día]
- El valor de Cp_L es el calor específico de la leche [3.9KJ/Kg°C].
- ρ_L es la densidad de la leche y valor es de [1.03Kg/Lt].
- T_{OL} es la temperatura inicial de la leche.
- T_{fL} es la temperatura final de la leche.

Sexta Ecuación: Grado de estratificación del acumulador

La estratificación del acumulador hace referencia a la distribución de temperaturas que tiene lugar dentro de este entre el agua caliente que sale del acumulador y el agua de recuperación que entra por la zona de abajo. De esta forma dentro del tanque se tiene un gradiente de temperaturas, cuanto mayor sea más estratificado estará el tanque y más eficiente será el sistema solar, ya que se debe enviar el fluido a los colectores lo más fría posible para aumentar su rendimiento.

El grado de estratificación es un valor que se estima en $E_T = 0.25$, a partir de registros experimentales en otras instalaciones. Este grado de estratificación se tratara de alcanzar diseñando un sistema basado en emplear un depósito de almacenamiento.

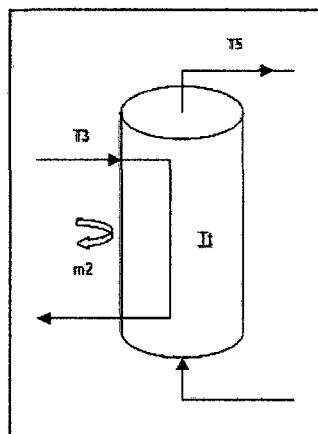


Grafico 53. Grado de estratificación del acumulador
Elaboración, propia.

$$E_T = \frac{(T_5 - T_t)}{(T_3 - T_t)} \dots \dots \dots (49)$$

Donde:

- E_T es el valor del grado de estratificación de registros experimentales igual a 0.25
- T_t es la temperatura media del acumulador es decir la temperatura de estratificación del tanque.

Séptima Ecuación: Temperatura media en el acumulador

Tomando la suposición de tanque completamente mezclado, realizando un simple balance de energía obtenemos la ecuación VII.

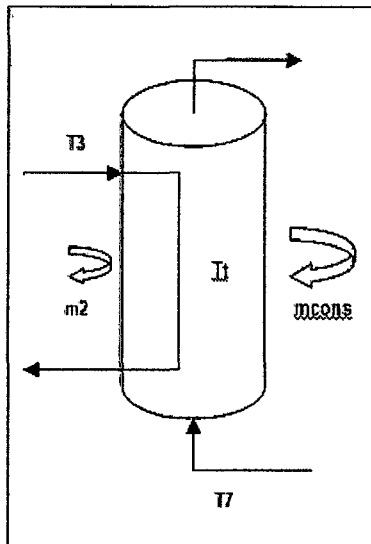


Grafico 54. Temperatura de estratificación en el acumulador
Elaboración, propia.

$$T_t = \frac{m^{\circ}_2 \cdot T_3 + m^{\circ}_{cons} \cdot T_7}{m^{\circ}_2 + m^{\circ}_{cons}} \dots \dots \dots (50)$$

Una vez calculado las incógnitas 8 ecuaciones, 8 variables se procederá al cálculo del tiempo en que el sistema alcanza una temperatura de consumo de 88.8°C; el cual será el tiempo previo de calentamiento del sistema antes de empezar el proceso térmico de pasteurizado de leche.

3.3. DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRAULICO

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

El diseño del circuito hidráulico comprende la siguiente metodología:

- Esquema de línea de la instalación.- Se especificará sobre los planos a escala del lugar, la ubicación de los captadores solares, el depósito, de acumulación, el grupo de bombeo y trazado de tuberías, éste esquema tendrá la información suficiente para realizar cálculos de dimensionado del equipo y mostrara secciones de tuberías.
- Determinación del caudal de diseño.- Es función del área total de captadores solares instalados, su valor estará comprendido entre 0,7 y 1 L/min por de colector solar, para sistemas interconectados en paralelo.

$$Q^{\circ}_d = Q^{\circ}_r * A * N^{\circ}_{cap} \dots\dots\dots(51)$$

Donde se tiene que:

Q°_d : Caudal de diseño [Lt/min]

Q°_r : Caudal recomendado [Lt/min]

A : Área de la superficie captadora [m²]

N°_{cap} : Número de captadores

3.3.1.DIMENSIONADO DE TUBERÍA DE CONDUCCIÓN DE FLUIDO CALIENTE

La selección del diámetro de tubería a utilizar será tal que:

- En las tuberías del circuito podrán utilizarse como materiales el cobre y el acero inoxidable, con uniones roscadas, soldadas o embreadas.

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

Para determinar el diámetro de tubería se realiza el procedimiento siguiente ^[3]:

$$v * A_o = Q_d \dots\dots\dots(52)$$

Dónde:

Q_d : Caudal de diseño [Lt/min]

v : Velocidad del fluido que circula por el interior de la tubería [m/s]

A_o : Área transversal de la tubería [m²]

El área de la sección circular es:

$$A_o = \frac{\pi * D_1^2}{4} \dots\dots\dots(53)$$

Donde, D_1 : Diámetro interior de la tubería seleccionada [mm]

Reemplazando las ecuaciones obtenemos:

$$v * A_o = Q_d$$

$$v * \frac{\pi * D_1^2}{4} = Q_d$$

$$D_1 = 2 \sqrt{\frac{Q_d}{\pi * v}} \dots\dots\dots(54)$$

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

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

Grafico 55. Especificaciones técnicas.

Fuente. Tesis de grado "Diseño de un sistema de calentamiento solar de agua - Ecuador"

Para determinar las pérdidas de carga generadas en el interior de la tubería debido el rozamiento, se usará la ecuación de *Darcy Weisbach*:

$$H_f = f \frac{L_t v^2}{D_1 2g} \dots\dots\dots(55)$$

Dónde:

H_f : Pérdida de presión producida por longitud de tubería [mca]

f : Factor de fricción.

L_t : Longitud de la tubería [m]

D_1 : Diámetro interior de la tubería [mm]

v : Velocidad del fluido que circula por el interior de la tubería [m/s]

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

$$f = f\left(\frac{\epsilon_r}{D_1}; Re\right)$$

Dónde:

$\frac{\epsilon_r}{D_1}$: Rugosidad relativa.

Re : Numero de Reynolds.

El número de Reynolds se define como:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_1}{\mu} = \frac{v \cdot D_1}{\vartheta} \dots\dots\dots (Ec. 56)$$

Dónde:

ρ : Densidad del fluido [Kg/m³]

μ : Viscosidad dinámica absoluta del fluido [Pa-s]

ϑ : Viscosidad cinemática del líquido [m²/s]

Para determinar el factor de fricción producido por el flujo en tubos de sección circular se emplea el diagrama de Moody, en el eje horizontal se ubica el número de Reynolds y en el eje vertical derecho la rugosidad relativa, éste punto se traslada al eje vertical izquierdo en donde se lee el factor de fricción.

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

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \text{Log} \left(\frac{\frac{\epsilon_r}{D_1}}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \dots\dots\dots (57)$$

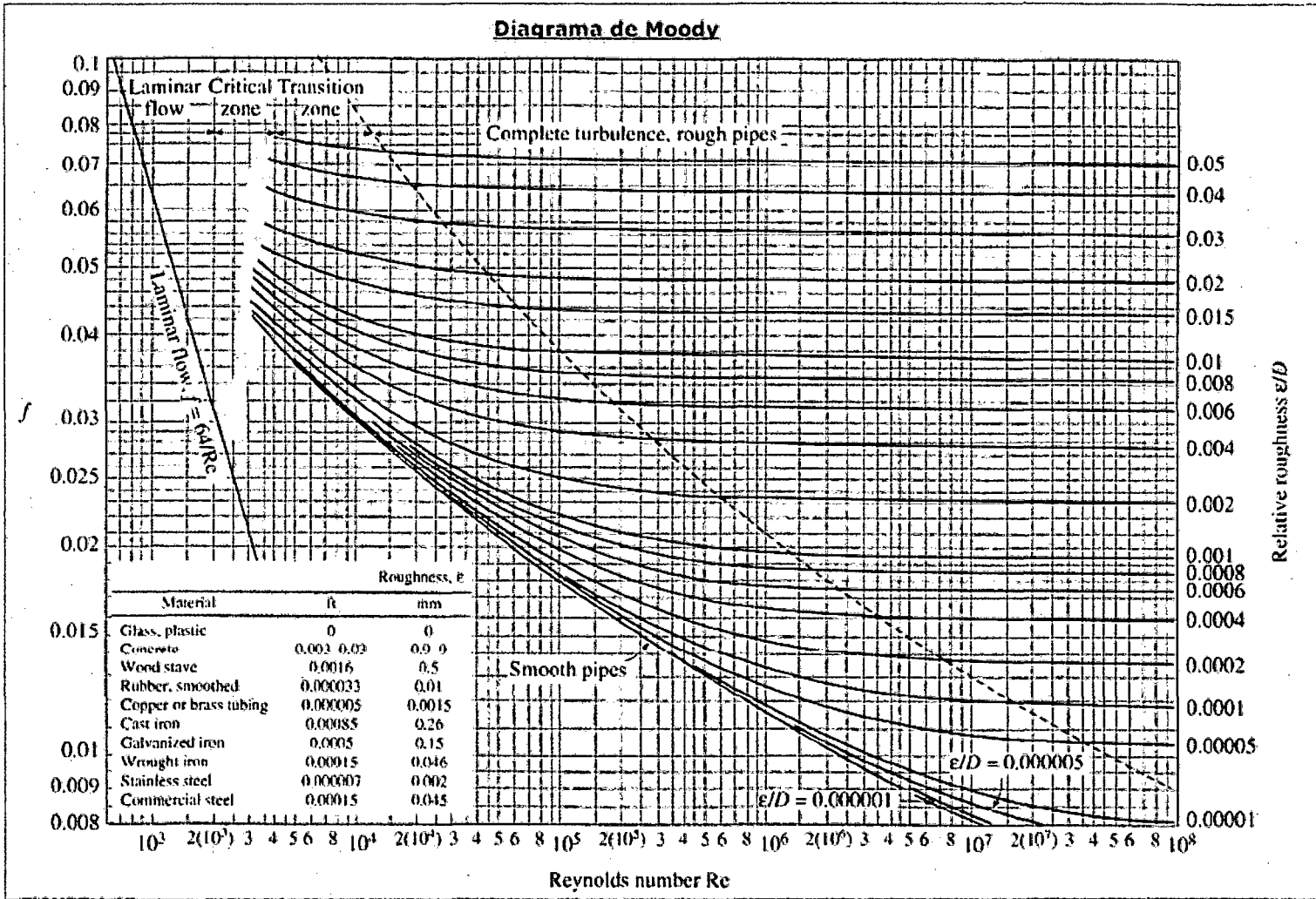


Grafico 56. Diagrama de Moody

Fuente: Curveexpert.net

3.3.2. DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRÁULICO CON CIRCULACIÓN FORZADA

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

1. Considerar la dilatación térmica de las tuberías instalando juntas de expansión.
2. Las conexiones de las tuberías pueden hacerse roscadas para sistemas de baja presión, es aconsejable la utilización uniones universales que permitan el montaje y desmontaje de cada uno de los componentes del equipo térmico.
3. Tener especial cuidado en la selección de materiales para las tuberías teniendo presente la compatibilidad de los mismos, es decir evitar la corrosión galvánica por mala selección de materiales.
4. La bomba se seleccionará de tal modo que el punto de funcionamiento determinado por el caudal y la pérdida de carga de diseño, este se encuentre dentro de la zona de rendimiento óptimo especificado por el fabricante.

El proceso de selección de la bomba comprende la siguiente metodología:

- A. Determinación de las pérdidas en el circuito hidráulico.
- B. Estimación de la potencia mínima que deberá tener la bomba para tener un parámetro que permita seleccionar grupo más reducido de entre las bombas existentes en el mercado.
- C. Determinación de la curva carga-caudal de la bomba y del sistema.
- D. Sobre posición de las dos curvas anteriores, y determinación del punto de funcionamiento de la bomba el que deberá estar en la zona de mayor eficiencia.

A. DETERMINACIÓN DE LAS PÉRDIDAS EN EL CIRCUITO HIDRÁULICO.

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

De la formula de **DarcyWeisbach**, la pérdida de presión por una tubería es ^[3]:

$$H_f = f \frac{L_t v^2}{D_1 2g}$$

Y la pérdida de presión por una válvula es:

$$H_f = K_L \frac{v^2}{2g} \dots\dots\dots(58)$$

Donde se tiene que:

K_L : Coeficiente de resistencia para válvulas y accesorios.

H_f : Pérdidas de presión producidas por longitud de tubería [mca].

v : Velocidad media del fluido [m/s]

Por ello:

$$K_L = f \frac{L_t}{D_1} \dots\dots\dots(59)$$

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

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

Grafico 57. Coeficiente resistencia K y longitud equivalente por diámetro de tubería L/D

Fuente. Avibert, cálculo de pérdidas de carga

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

$$\frac{v_2^2}{2g} + z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + H_f = \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + H_B$$

$$H_B = \frac{1}{2g} (V_2^2 - V_1^2) + (Z_2 - Z_1) + \frac{1}{\gamma} (P_2 - P_1) + \sum H_f \dots\dots (60)$$

Donde:

H_B : Altura de carga del sistema, o carga que deberá vencer la bomba [mca]

Z_1 : Altura estática de succión [m]

Z_2 : Altura estática de descarga [m]

P_1 : Presión de succión [Pa]

P_2 : Presión de descarga [Pa]

V_1 : Velocidad de succión [m/s]

V_2 : Velocidad de descarga [m/s]

H_f : Pérdida de energía en tuberías y accesorios [mca]

g : Gravedad [m²/s²]

B. ESTIMACIÓN DE LA POTENCIA MÍNIMA.

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

$$N_e = \frac{\gamma \cdot Q_d \cdot H_B}{\eta_b} \dots\dots\dots(61)$$

Donde:

N_e : Potencia mínima de la bomba [W]

γ : Peso específico [$\frac{Kg}{m^2 \cdot s^2}$]

Q_d : Caudal de diseño [m^3/s]

H_B : Carga que deberá vencer la bomba [mca]

η_b : Rendimiento de la bomba [$\eta_b=0.25$ para bombas de baja potencia]

C. DETERMINACIÓN CURVA CARGA-CAUDAL DE LA BOMBA Y DEL SISTEMA.

El procedimiento seguido para determinar la carga o presión que deberá vencer la bomba para un caudal de diseño, se calcula esta carga para diferentes caudales, con el fin de graficar la curva del sistema.

D. SOBREPOSICIÓN DE CURVAS, Y DETERMINACIÓN DEL PUNTO DE FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA.

En base a las pérdidas de carga totales del sistema de circulación de agua entre el tanque acumulador y los captadores solares se puede elaborar una gráfica o curva característica del sistema, en la que se sobrepone a la curva característica de la bomba seleccionada para determinar el punto de funcionamiento el que deberá estar en la zona de mayor eficiencia.

3.3.3. SELECCIÓN DE VÁLVULAS Y ACCESORIOS.

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

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

La presión nominal mínima de cualquier tipo de válvula y accesorio deberá ser igual o superior a 4kg/cm² de acuerdo al pliego de condiciones técnicas de instalaciones de baja temperatura IDAE.

3.4. AISLAMIENTO TERMICO

Los materiales aislantes utilizados en las instalaciones deberán tener valores de conductividad térmica igual o inferiores a $0.040 \frac{W}{m^{\circ}C}$ a los 20 °C y ser resistentes a temperaturas superiores a los 150° C.

	Øint (mm)	e (mm)
Tuberías Interiores	D ≤ 50	10
	50 ≤ D	20
Tuberías Exteriores	D ≤ 50	20
	50 ≤ D	30

Grafico 58. Espesor mínimo para aislante térmico.
Fuente. CTE.

3.4.1 DETERMINACIÓN DEL CALOR PERDIDO A TRAVES DE LA TUBERIA SIN AISLAR.

El calor cedido hacia el ambiente desde el fluido que circula por el interior de una tubería sin aislamiento térmico será en dirección radial; para calcular el calor perdido. Inicialmente deberemos

conocer los coeficientes convectivos del fluido que circula en el interior de la tubería como del aire, fluido que circula en el exterior de la tubería [4].

A continuación expresaremos las correlaciones básicas:

El número de Reynolds se calcula con la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D_1}{\mu} = \frac{v \cdot D_1}{\nu}$$

El número de Prandtl se calcula con la siguiente expresión:

$$Pr = \frac{u \cdot Cp}{k^\circ} \dots\dots\dots (62)$$

Donde:

u : Es la viscosidad dinámica a temperatura de utilización [Pa-s]

Cp : Calor específico a temperatura de utilización [J/Kg°C]

k° : Conductividad térmica del fluido [W/m°C]

Para determinar el coeficiente de convección [W/m²°C] se utiliza la siguiente relación:

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k^\circ} \dots\dots\dots (63)$$

Donde:

Nu : Número de Nusselt

k° : Conductividad térmica del fluido [W/m°C]

L_c : Es una longitud característica [m]

h : Coeficiente de convección.

A. CALCULO DE LOS COEFICIENTES CONVECTIVOS.

- CONVECCIÓN EN EL INTERIOR DE LA TUBERÍA

Las propiedades del fluido (ρ , μ , Cp , k) se calculan a la temperatura promedio (promedio entre la temperatura de entrada y la de salida); las propiedades que presentan el

subíndice “s” se calculan a la temperatura superficial de la pared del tubo. Para un intercambiador tubular donde intercambian calor un fluido a alta temperatura (fluido caliente) con un fluido a baja temperatura (fluido frío):

$$T_p = 0.5 \left[\frac{T_{1c} + T_{2c}}{2} + \frac{T_{1f} + T_{2f}}{2} \right] \dots \dots \dots (64)$$

Donde el subíndice 1 y 2 se refieren a las condiciones de entrada y salida, respectivamente, y los subíndices c y f se refieren a los fluidos caliente y frío, respectivamente.

El cálculo del Numero de Reynolds, será determinante en la elección del régimen del flujo, pues puede estar régimen Laminar, Transitorio o Turbulento, dependiendo de esto la región de entrada: La fricción y la velocidad de transferencia de calor son, por regla general mayores en la región cercana a la entrada de un tubo que en una región lejana aguas abajo, donde los perfiles de velocidad y temperatura están totalmente desarrollados.

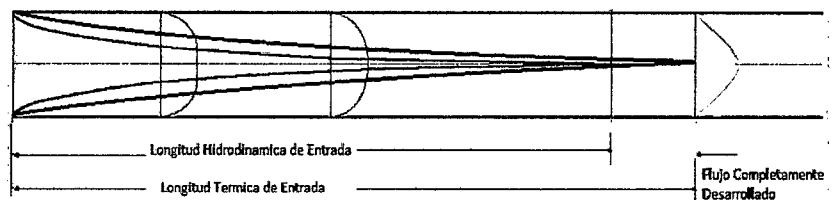


Grafico 59. Perfil de la capa límite de velocidad y temperatura de un fluido
Elaboración, propia.

La longitud hidrodinámica de entrada suele tomarse como la distancia desde la entrada al tubo hasta aquella sección transversal donde el esfuerzo cortante en la pared (y, por consiguiente, el factor de fricción) se aproxima al valor del flujo completamente desarrollado dentro de 2% de diferencia. En el flujo laminar, las longitudes de entrada hidrodinámicas y térmicas se dan de la siguiente manera, las cuales son aproximaciones, según Kays y Crawford(1993) y Shah y Bhatti (1987) ^[4].

$$L_h \cong 0.05 Re \cdot D_1 \dots\dots\dots(65)$$

$$L_T \cong 0.05 Re \cdot D_1 \cdot Pr = L_h \cdot Pr \dots\dots\dots(66)$$

A continuación se presentaran las correlaciones para diferente régimen del fluido:

a) Correlaciones en Régimen Laminar.

$$\checkmark Nu = 3.66 + \frac{0.0668 \cdot \left(\frac{D_1}{L}\right) Re \cdot Pr}{1 + 0.04 \cdot \left(\frac{D_1}{L}\right) Re \cdot Pr} \dots\dots\dots(67)$$

Valido para $Re < 2100$, (L es la longitud del Tubo)

$$\checkmark Nu = 1.86 (Re \cdot Pr)^{1/3} (D_1/L)^{1/3} (\mu/\mu_s)^{0.14} \dots\dots(68)$$

Valido para, $Re \cdot Pr > 10$

b) Correlaciones en Régimen Transitorio.

$$\checkmark Nu = 0.012 (Re^{0.87} - 280) Pr^{0.4} \dots\dots\dots(69)$$

Valido para, $1.5 < Pr < 500$, $3000 < Re < 10^6$

$$\checkmark Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{n'} \dots\dots\dots(70)$$

$n' = 0.4$ Calentamiento, $n' = 0.3$ Enfriamiento

Valido para, $0.6 < Pr < 100$ y $2500 < Re < 1.25 \times 10^5$

$$\checkmark Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{2}\right)^{1/2} (Pr^{1/2} - 1)} \dots\dots\dots(71)$$

$$\text{Donde, } f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2} \dots\dots\dots(72)$$

Valido para $0.5 < Pr < 2000$, $2300 < Re < 10^4$

c) Correlaciones en Régimen Turbulento.

$$\checkmark Nu = 0.021 (Re^{0.8} - 100) Pr^{0.4} \dots\dots\dots(73)$$

Valido para $0.5 < Pr < 1.5$, $10^4 < Re < 5 \times 10^6$

$$\checkmark \quad Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) Re \cdot Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{1}{3}} - 1\right)} \dots\dots\dots(74)$$

Donde, $f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2}$

Valido $0.5 < Pr < 200$ (6% error), $0.5 < Pr < 2000$ (10 % error),
y $10^4 < Re < 5 \times 10^6$

$$\checkmark \quad Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) Re \cdot Pr}{1 + 8.7 \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr - 1)}, \dots\dots\dots(75)$$

Donde, $f = (3.64 \log Re - 3.28)^{-2}$

Valido para $Pr > 5$, $Re > 10^4$

$$\checkmark \quad Nu = 5 + 0.015 Re^m Pr^{0.4} \dots\dots\dots(76)$$

Donde $m = 0.88 - 0.24 / (4 + Pr)$, y $n = (1/3) + 0.5 \cdot e^{(-0.6Pr)}$

Valido para $01 < Pr < 10^4$, $10^4 < Re < 10^6$

$$\checkmark \quad Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}, \dots\dots\dots(77)$$

Donde, $f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2}$

Valido para $0.5 < Pr < 2000$, $3000 < Re < 4 \times 10^6$ y $(L/D) > 10$

Nota: Las correlaciones descritas han sido tomadas del texto,

Una vez elegido la ecuación apropiada a las condiciones dadas, hallamos el valor h.

$$h = \frac{Nu \cdot k^c}{D_1} \dots\dots\dots(78)$$

La cual usaremos en nuestro circuito térmico para calcular la transferencia de calor y aislamiento óptimo.

▪ CONVECCIÓN EN EL EXTERIOR DE LA TUBERÍA

Debido a que la tubería de conexión Colector – Acumulador estará en contacto con el ambiente se realizara en análisis por convección natural.

A continuación expresaremos las correlaciones básicas:

El número de Grashof se calcula con la siguiente expresión:

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_{\infty}) \cdot L_c^3}{\nu^2} \dots\dots\dots(79)$$

Donde:

g= gravedad m/s²

β= coeficiente de expansión volumétrica (1/K) y para gases es (1/T).

T_s= Temperatura en la superficie.

T_∞= Temperatura en el ambiente suficientemente lejos de la superficie de trabajo.

L_v= Longitud característica de la configuración geométrica.

ν = Viscosidad cinemática del fluido m²/s

El número de Rayleight se calcula con la siguiente expresión:

Es un número adimensional asociado con la transferencia de calor en el interior del fluido.

$$Ra_D = Gr_L \times Pr \dots\dots\dots(80)$$

El número de Nussel se calcula con la siguiente expresión:

$$Nu = 2 + \frac{0.589 \times Ra_D^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.469}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}} \dots\dots\dots(81)$$

Una vez resuelta la ecuación, hallamos el valor h .

$$h = \frac{Nu \cdot k^\circ}{D_1}$$

Ecuación que usaremos en nuestro circuito térmico para calcular la transferencia de calor y aislamiento óptimo.

B. CALCULO DEL CALOR EN DIRECCIÓN RADIAL.

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

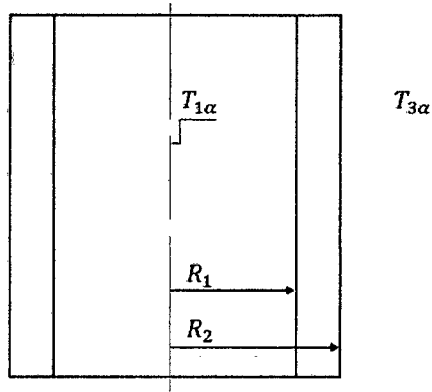


Grafico 60. Corte longitudinal de la tubería sin aislar
Elaboración, propia.

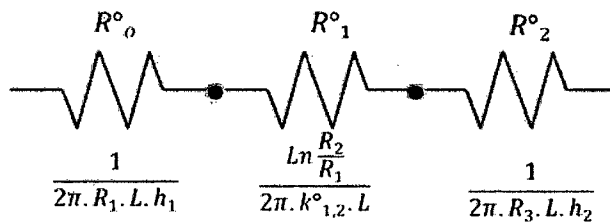


Grafico 61. Analogía eléctrica de la transferencia de calor en dirección radial
Elaboración, propia.

El calor que fluye desde el interior de la tubería (dirección radial) hacia el ambiente está definido por:

$$Q = \frac{T_{1\alpha} - T_{3\alpha}}{R^{\circ}_0 + R^{\circ}_1 + R^{\circ}_2} \dots\dots\dots (82)$$

Donde:

$R^{\circ}_0 = \frac{1}{2\pi \cdot R_1 \cdot L \cdot h_1}$: Resistencia a la convección en el interior de la tubería.

$R^{\circ}_1 = \frac{Ln \frac{R_2}{R_1}}{2\pi \cdot k^{\circ}_{1,2} \cdot L}$: Resistencia térmica de conducción de la tubería.

$R^{\circ}_2 = \frac{1}{2\pi \cdot R_2 \cdot L \cdot h_2}$: Resistencia a la convección en el exterior de la tubería.

$T_{1\alpha}$: Temperatura del fluido dentro de la tubería [°C].

$T_{3\alpha}$: Temperatura del aire [°C]

Reemplazando las resistencias en la ecuación del calor se obtiene:

$$Q = \frac{T_{1\alpha} - T_{3\alpha}}{\frac{1}{2\pi \cdot R_1 \cdot L \cdot h_1} + \frac{Ln \frac{R_2}{R_1}}{2\pi \cdot k_{1,2} \cdot L} + \frac{1}{2\pi \cdot R_2 \cdot L \cdot h_2}}$$

A este flujo de calor añadimos la pérdida de calor por radiación, la cual calculamos con la siguiente expresión.

$$Q_{rad} = A_s \cdot \sigma \cdot \epsilon_{cu} \cdot (T_s^4 - T_a^4) \dots\dots\dots(83)$$

Donde,

σ : Es la constante de Stefan-Boltzmann, $4.6704 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$

ϵ_{cu} : Es la emisividad del cobre comercial, 0.7

T_s : Temperatura en grados Kelvin, en la superficie de la tubería la cual consideraremos igual a la del fluido.

T_a : Temperatura en grados Kelvin, en el ambiente.

3.4.2 DETERMINACIÓN DEL CALOR PERDIDO A TRAVES DE LA TUBERIA AISLADA

El calor cedido hacia el ambiente desde el fluido que circula por el interior de una tubería con aislamiento térmico será en dirección radial; para calcular el calor perdido inicialmente deberemos conocer los coeficientes convectivos del fluido que circula en el interior de la tubería como del aire, fluido que circula en el exterior de la tubería.

A) SELECCIÓN DEL AISLAMIENTO TERMICO

Los materiales seleccionados deberán tener las siguientes especificaciones:

1. Baja conductividad térmica.
2. Resistencia al deterioro mecánico.
3. Baja inflamabilidad.
4. No emisión de gases tóxicos a temperaturas de servicio.
5. No toxicidad.
6. resistencia a las máximas temperaturas de servicio.

B) CONDICIONES DEL AISLAMIENTO TERMICO

1. Los materiales aislantes por lo general no son resistentes a la intemperie por lo tanto deben protegerse.
2. La protección del aislamiento con placa de aluminio es satisfactoria pero su costo repercute notoriamente en el costo de la instalación.
3. Es siempre ventajoso diseñar el menor recorrido de tubería especialmente en el exterior.
7. Bajo costo.

C) DETERMINACION DEL ESPESOR MINIMO DE AISLAMIENTO.

Para el cálculo del espesor mínimo de aislante térmico, en el circuito primario y secundario se tomara como base el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los edificios (RITE) según Real Decreto del 20 de Julio de 2007, aparecido en el BOE núm. 207 de 29 de Agosto de 2007, el cual señala el procedimiento simplificado de espesores mínimos de aislamientos térmicos, expresados en mm, en función del diámetro de la tubería a aislar y de la temperatura del fluido en la red para un material con conductividad térmica de referencia a 10 °C DE 0.040 W/m.°K deben ser los indicados en las tablas siguientes.

Diámetro exterior (mm)	Temperatura máxima del fluido (°C)		
	40...60	> 60...100	> 100...180
$D \leq 35$	25	25	30
$35 < D \leq 60$	30	30	40
$60 < D \leq 90$	30	30	40
$90 < D \leq 140$	30	40	50
$140 < D$	35	40	50

Grafico 62. Espesores mínimos de aislamiento en tuberías y accesorios que transportan calientes por el interior de edificios.

Fuente, RITE.

Diámetro exterior (mm)	Temperatura máxima del fluido (°C)		
	40...60	> 60...100	> 100...180
$D \leq 35$	35	35	40
$35 < D \leq 60$	40	40	50
$60 < D \leq 90$	40	40	50
$90 < D \leq 140$	40	50	60
$140 < D$	45	50	60

Grafico 63. Espesores mínimos de aislamiento en tuberías y accesorios que transportan fluidos calientes por el exterior de edificios.

Fuente, RITE.

D) CALCULO DEL COEFICIENTE COMBINADO (CONVECCION-RADIACION) EN EL EXTERIOR DE LA TUBERIA AISLADA

El cálculo de h_3 , está basado en la suposición de que la temperatura del aire es de 21°C (70 °F), pero se puede utilizar bastante bien con temperaturas distintas ya que la influencia de la temperatura del aire en el valor de h_3 no es decisiva [5].

Se supone una temperatura inicial arbitraria aproximada en el exterior del aislamiento (T'_s), con el diámetro nominal de la tubería, nos dirigimos a la gráfica y leemos el valor de h_3 , ingresamos este valor a la formula y con los valore ya conocidos anteriormente entonces calculamos la perdida de calor.

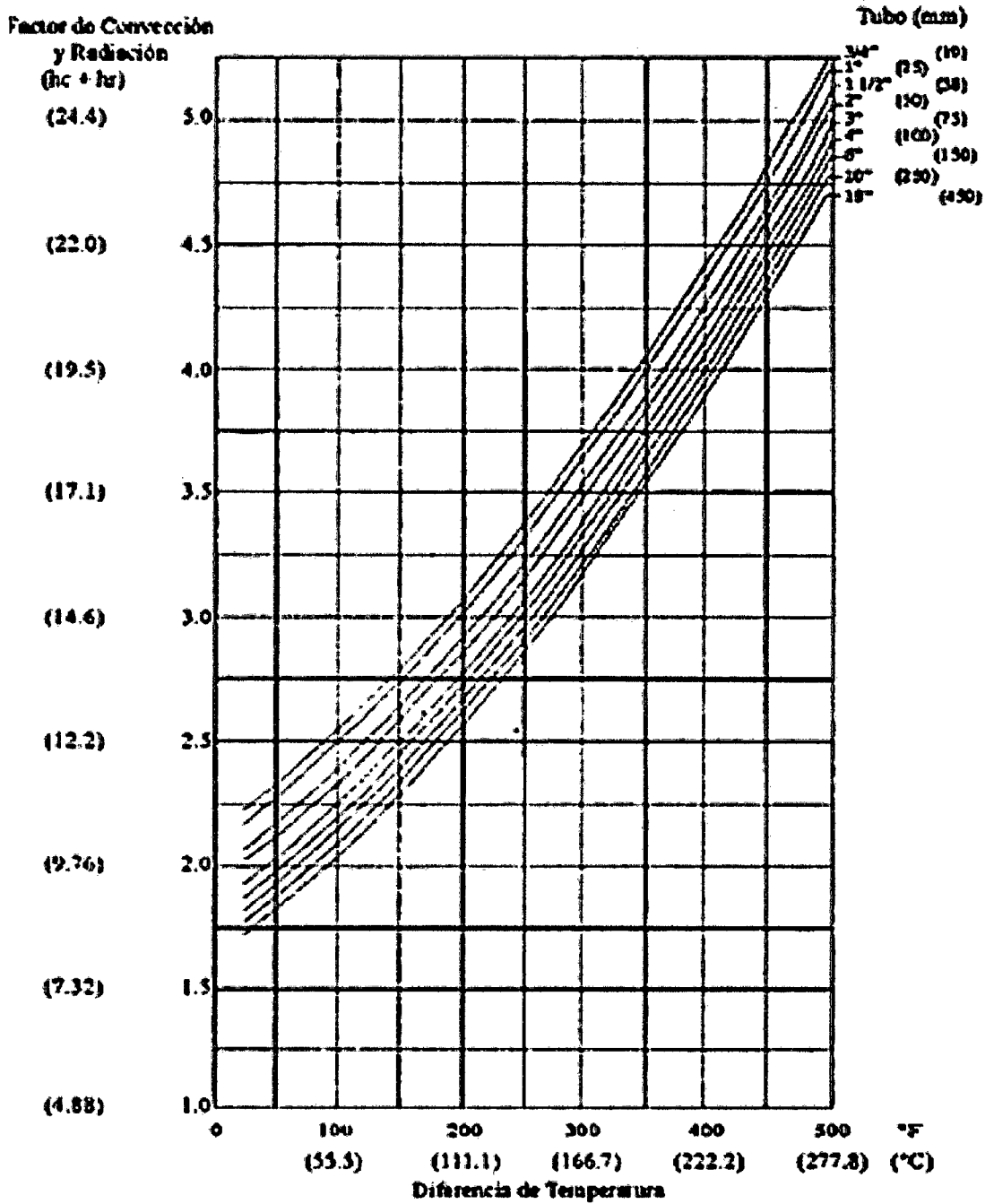


Grafico 64. Factor de convección - radiación
 Fuente: Transferencia de calor – Donald Q. Kern.

Comprobamos si hemos elegido bien la temperatura T_s , para esto calculamos el valor de T_s , ahora reemplazando el valor del calor calculado, que es el calor disipado en la superficie por radiación y convección.

E) CALCULO DEL CALOR EN DIRECCIÓN RADIAL.

Se considerará cuatro resistencias para el flujo de calor, en el siguiente diagrama se puede observar el rango de temperaturas según las posiciones de los puntos de referencia, a continuación se muestra una analogía eléctrica a la transferencia de calor [6].

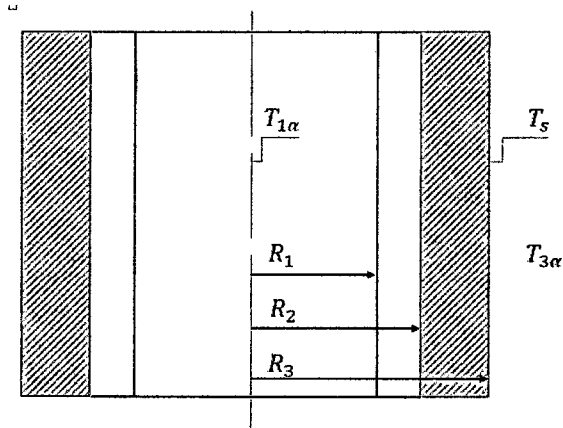


Grafico 65. Corte longitudinal de la tubería aislada térmicamente. Elaboración, propia.

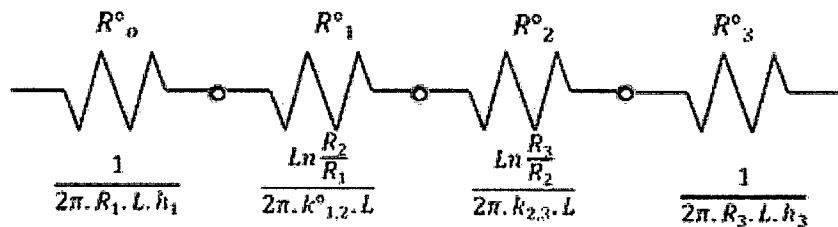


Grafico 66. Analogía eléctrica de transferencia de calor en dirección radial. Elaboración, propia.

El calor que fluye desde el interior de la tubería (dirección radial) hacia el ambiente está definido por:

$$Q = \frac{T_{1\alpha} - T_{3\alpha}}{R^{\circ}_0 + R^{\circ}_1 + R^{\circ}_2 + R^{\circ}_3}$$

Donde:

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

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

$R^{\circ}_0 = \frac{1}{2\pi \cdot R_1 \cdot L \cdot h_1}$: Resistencia a la convección en el interior de la tubería.

$R_{o1} = \frac{Ln \frac{R_2}{R_1}}{2\pi \cdot k_{1,2} \cdot L}$: Resistencia térmica de conducción de la tubería de cobre.

$R_{o2} = \frac{Ln \frac{R_3}{R_2}}{2\pi \cdot k_{2,3} \cdot L}$: Resistencia térmica de conducción del aislante.

$R_{o3} = \frac{1}{2\pi \cdot R_3 \cdot L \cdot h_3}$: Resistencia térmica a la convección en el exterior de la tubería.

Reemplazando las resistencias en la ecuación del calor se obtiene:

$$Q = \frac{T_{1\alpha} - T_{3\alpha}}{\frac{1}{2\pi \cdot R_1 \cdot L \cdot h_1} + \frac{Ln \frac{R_2}{R_1}}{2\pi \cdot k_{1,2} \cdot L} + \frac{Ln \frac{R_3}{R_2}}{2\pi \cdot k_{2,3} \cdot L} + \frac{1}{2\pi \cdot R_3 \cdot L \cdot h_3}}$$

CAPITULO IV

4. CASO DE ESTUDIO

4.1. DESCRIPCION DE LA EMPRESA MINNELLY LECHERÍA Y DERIVADOS LACTEOS

La Planta actualmente está implementada parcialmente con un nivel de tecnología básico, es decir cuenta con equipos necesarios que permiten la elaboración en las diferentes líneas de producción, entre ellos una marmita industrial para elaboración de queso, cocinas industriales para elaboración de yogurt, incubadoras y congeladoras.

4.1.1. LOCALIZACION GEOGRAFICA

La Planta de lechería y derivados lácteos se ubica en el departamento de Ancash, provincia del Santa, Distrito Nuevo Chimbote, exactamente en la Urb. José Carlos Mariátegui Mz.2, Lote3 - #29

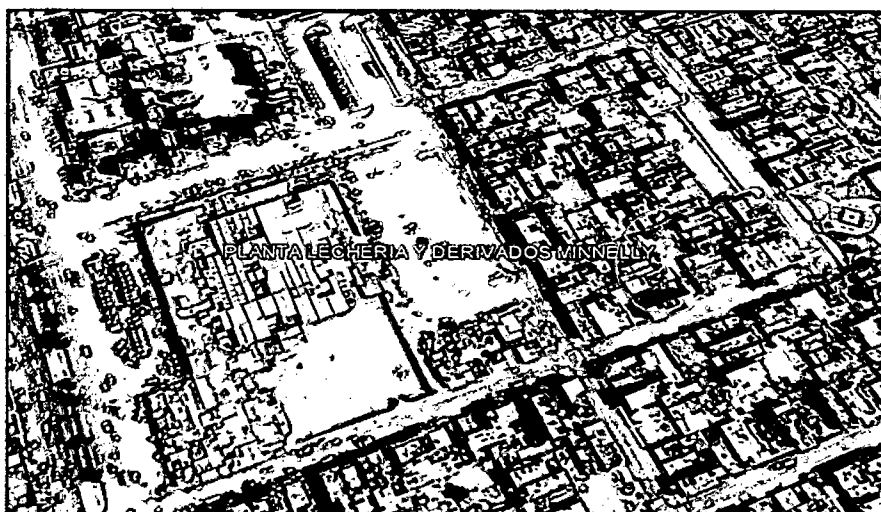


Grafico 67. Ubicación de la Planta de lechería y derivados lácteos.
Fuente. Google Earth.

En las siguientes coordenadas:

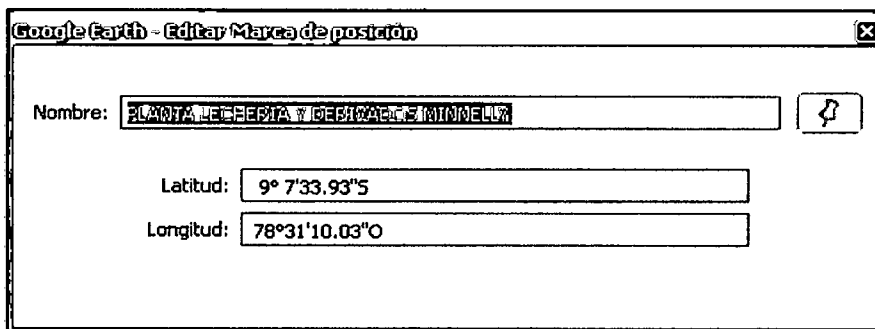


Grafico 68. Latitud y longitud de la Planta de lechería y lácteos.
Fuente. Google Earth.

Aproximadamente en grados:

Latitud : 9.12° S

Longitud : 78.51° O

4.1.2. INFRAESTRUCTURA

La Planta de lechería y derivados lácteos cuenta con un área de 147 metros cuadrados, 7 y 21 metros de largo y ancho respectivamente. Se cuenta con dos áreas de producción: el área de lácteos y el área de panificación. Existen dos niveles o pisos: En el primer nivel se encuentra ubicado el área de lácteos, el laboratorio de control de calidad, y el almacén de insumos, en el segundo nivel está el área de pastelería y panificación, el almacén de productos terminados, área de comercialización, oficina administrativa, almacén de herramientas, vestidores.

4.2. DESCRIPCION DEL SISTEMA PRODUCTIVO

4.2.1. LINEAS DE PRODUCCION

Entre las líneas de producción que se desarrollan en el centro de producción podemos mencionar:

- Lácteos
- Pastelería y panificación

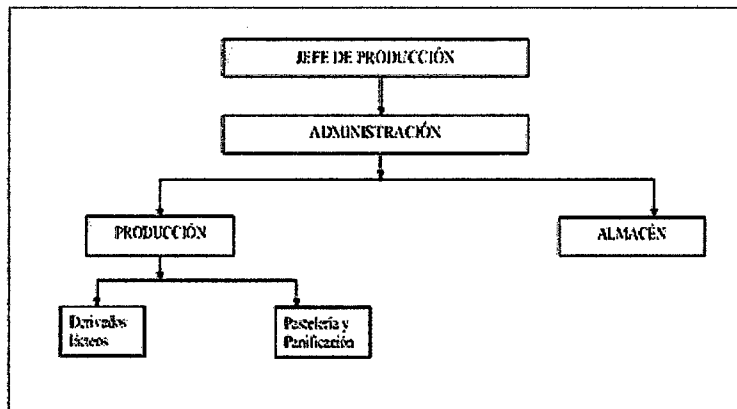


Grafico 69. Organigrama de la Planta de lechería y derivados lácteos.
Fuente. Empresa MINNELLY

4.2.2. AREA DE LACTEOS

El área de lácteos de la Planta ocupa 70 metros cuadrados.

Consta con los siguientes equipos:

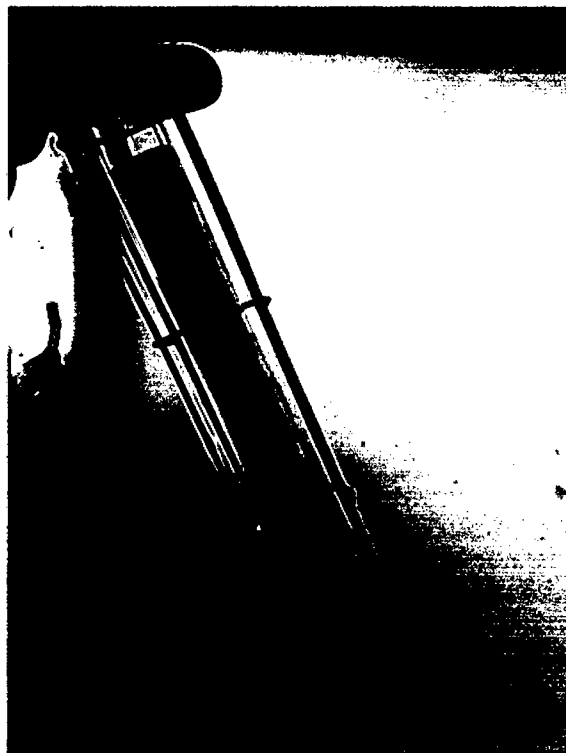
- **Marmita industrial:** Recinto a temperatura (Cámara de calor) donde se procesa la leche para lograr el pasteurizado.
- **Incubadora:** Recinto a temperatura (Cámara de calor) donde se coloca la leche para lograr el cuajado.
- **Lavadero:** Especializado para lavar los instrumentos.
- **Congeladores:** Equipo utilizado para enfriar el cuajo que salió de la incubadora.

4.2.3. PROCESO DE PÁSTEURIZADO PARA ELABORACION DE QUESOS

El pasteurizador es una marmita industrial (acero inoxidable de 230 Lt) es previamente calentada para que la leche recolectada (210 Lt) en este proceso, llegue a una temperatura de 85°C, para realizar este proceso el agua circula 41 segundos, por el interior de la marmita de doble fondo hasta llenarse, obteniendo un volumen de 18 Lt(H₂O), que proviene directamente del suministro de agua de la comunidad a una temperatura promedio de 22°C, se suministra calor durante una 1.5 horas, utilizando combustible fósil (GLP), cilindro de 45 Kg, (cada cilindro es cambiado cada 25 días), con la finalidad que el agua que se encuentra en el interior de la marmita llegue a una temperatura de 90°C, durante el transcurso del tiempo que toma el proceso, la leche es agitada constantemente, hasta alcanzar la temperatura mencionada (85°C), luego se corta el suministro de calor, y se realiza la temperización haciendo circular un flujo de agua fría durante 20min – ½ hora, hasta que la temperatura descienda a 40°C, y el cambio térmico se haya completado.



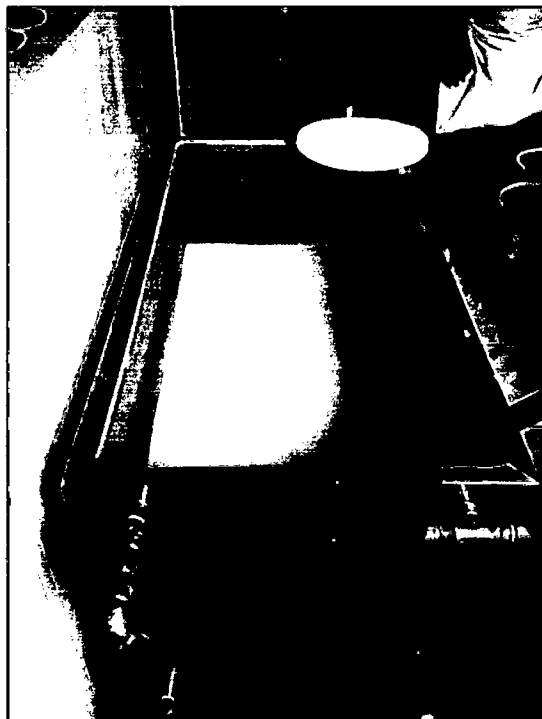
Fotografía 1, Proceso de pasteurizado de la leche
Fuente, Propia.



Fotografía 2, Temperatura de pasteurizado.
Fuente, Propia.



Fotografía 3, Consumo de GLP para el proceso de pasteurizado
Fuente, Propia.



Fotografía 4, Finalización del proceso de pasteurizado
Fuente, Propia.

4.3. CONSUMO ENERGETICO DEL SISTEMA ACTUAL DE PASTEURIZADO

4.3.1. NECESIDAD DIARIA ACS PARA PROCESO DE PASTEURIZADO.

A. Calculo del caudal.

Para calcular el caudal utilizamos el método volumétrico, que consta de un recipiente de volumen conocido (balde de 18 litros), y tomamos el tiempo que demora en llenarse, se mide por medio de un cronómetro (el tiempo que tarda en llenarse debe ser medido con precisión). La variación entre diversas mediciones efectuadas sucesivas dará una indicación de la precisión de los resultados. Finalmente aplicamos la siguiente fórmula para calcular el caudal $Q^\circ = V/t$ y los resultados se muestran en la siguiente tabla. Tener en cuenta que ($1m^3 = 1000Lt$).

Tabla 7. Calculo del caudal por el método volumétrico

Medición	(V) volumen Lt	(t) tiempo s	(Q°) caudal Lt/s	(Q°) caudal m3/s
1	18	42	0.42857	0.00043
2	18	40	0.45000	0.00045
3	18	41	0.43902	0.00044
4	18	41	0.43902	0.00044
5	18	40	0.45000	0.00045
Promedio			0.44132	0.00044

Elaboración, propia.

B. Calculo de la necesidad diaria ACS para el proceso de pasteurizado

La planta cuenta con un pasteurizador (Marmita industrial), el que eleva la temperatura de la leche hasta aproximadamente 85°C para éste proceso la fuente energética tradicional es GLP, el que se combustiona en un quemador ubicado en el fondo de la marmita de doble pared en cuyo interior ingresa agua de la red a una temperatura de 21°C.

Se plantea ingresar agua precalentada a 90°C mediante un equipo térmico solar, de tal suerte que se reduzca el consumo de GLP.

Tabla 8. Volumen de agua necesaria en el proceso de pasteurizado

(Q°)caudal m3/s	(t)tiempo s	Repetición	(V)volumen m3	(V)volumen Lt
0.00044	41	1	0.053	18

Elaboración, propia.

4.3.2. CONSUMO ENERGÉTICO DEL SISTEMA ACTUAL

A. Calor generado por el combustible (GLP)

La cantidad de calor que está generando actualmente con el uso de GLP se evalúa de la siguiente manera:

$$Q_{GLP} = m_{GLP}^{\circ} \times PCS_{GLP}$$

Donde se tiene que:

Q_{GLP} : Calor generado por el combustible GLP [BTU]

m_{GLP}° : Flujo másico del GLP [Kg/h]

PCS : Poder calorífico superior del GLP [11972.57 Kcal/Kg]

Donde el flujo másico del GLP se obtiene:

$$m_c^{\circ} = \frac{1 \text{ Gal GLP}}{25 \text{ día}} \times \frac{45 \text{ Kg}}{1 \text{ Gal GLP}} \times \frac{\text{día}}{1.5 \text{ h}} = 1.2 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \text{ (Por proceso)}$$

Ahora calculamos el calor generado por el GLP:

$$Q_{GLP} = 1.2 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times 11972.57 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$Q_{GLP} = 14367.10 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 60.10 \frac{\text{MJ}}{\text{h}}$$

$$Q_{GLP} = 60.10 \frac{\text{MJ}}{\text{h}} \times 1.5 \text{ h (Proceso pasteurizado)} = 90.17 \text{ MJ}$$

$$Q_{GLP} = 85474.15 \text{ BTU(Proceso)}$$

Debemos saber que: 1KgGLP=50.4MJ

Tabla 9. Calor generado por el GLP en el proceso de pasteurizado

Calor generado	Datos	Día	Mes	Año
# Cilindro GLP de 45Kg	1	0.04	1.20	14.40
Kg de GLP	45	1.8	54	648
MJ	2268	90.18	2705.40	32464.80
BTU	2149649	85474.15	2564224.43	30770693.20

Elaboración, propia.

B. Calor absorbido (Calor útil en el proceso de pasteurizado)

B.1. Calor absorbido por el agua

$$Q_a = C_{p_{2a}} \times Q_a^\circ \times (T_{cons} - T_{red}) \times n \times \rho_a$$

Donde se tiene que:

Q_a : Energía térmica necesaria [J/mes].

$C_{p_{2a}}$: Calor específico del agua [4187 J/Kg °C].

Q_a° : Caudal por proceso [18Lt/día].

T_{cons} : Temperatura absorbida por el agua [90°C].

T_{red} : Temperatura media del agua fría de la red [22°C].

n : Numero de días del mes que se considera [1 día].

ρ_a : Densidad del agua [1Kg/Lt].

$$Q_a = 0.004187 \frac{\text{MJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times 18 \frac{\text{Lt}}{\text{día}} \times (90^\circ\text{C} - 22^\circ\text{C}) \times 1 \text{ día} \times \frac{1\text{Kg}}{\text{Lt}}$$

$$Q_a = 5.27\text{MJ}$$

$$Q_a = 5000.33 \text{ BTU (Proceso)}$$

B.2. Calor absorbido por la leche

$$Q_L = C_{pL} \times \dot{m}_L \times (T_{fL} - T_{oL}) \times n \times \rho_L$$

Donde se tiene que:

Q_L : Energía térmica necesaria [J/mes].

C_{pL} : Calor específico de la leche [3900 J/Kg °C].

\dot{m}_L : Volumen de leche por proceso [210 Lt/día].

T_{fL} : Temperatura final de la leche o de pasteurizado [85°C].

T_{oL} : Temperatura inicial de la leche fría [20°C].

n : Numero de días del mes que se considera [1 día].

ρ_L : Densidad de la leche [1.03 Kg/Lt].

$$Q_L = 0.0039 \frac{MJ}{Kg^\circ C} \times 210 \frac{Lt}{día} \times (85^\circ C - 20^\circ C) \times 1 dia \times \frac{1.03Kg}{Lt}$$

$$Q_L = 54.83 MJ$$

$$Q_L = 51970.76 BTU (Proceso)$$

B.3. Calor absorbido por el pasteurizador

$$Q_p = Q_a + Q_L$$

$$Q_p = 5.27 + 54.83 = 60.10 MJ$$

$$Q_p = 56963.81 BTU (Proceso)$$

Tabla 10. Calor absorbido en el proceso de pasteurizado

Calor absorbido	Día	Mes	Año
MJ	60.10	1803.00	21636.00
BTU	56963.81	1708914.27	20506971.19

Elaboración, propia.

C. Eficiencia de calor producida por GLP

El termino eficiencia es muy usado en la termodinámica, ya que nos indica que tan bien se está realizando una transferencia de energía.

El rendimiento térmico o eficiencia de una maquina térmica es una magnitud de proceso y adimensional, definida como el cociente de la energía que deseamos obtener de dicha maquina y la energía que se debe transferir para su funcionamiento.

El desempeño o eficiencia se expresa en términos de calor absorbido y calor generado:

$$n_{GLP} = \frac{\text{Calor absorbido}}{\text{Calor generado}} \times 100$$

$$n_{GLP} = \frac{60.10}{90.17} \%$$

$$n_{GLP} = 67\%$$

D. Perdida de calor en el sistema actual

Las pérdidas que se producen en el proceso actual con el uso del GLP, se evalúa de la siguiente manera:

$$\text{Pérdidas de calor} = \text{Calor generado} - \text{Calor absorbido}$$

$$\text{Pérdidas de calor} = 90.17\text{MJ} - 60.10\text{MJ} = 30.07\text{MJ}$$

$$\text{Pérdidas de calor} = 28500.86 \text{ BTU}$$

$$\text{Pérdidas de calor} = \frac{30.07 \text{ BTU}}{90.17 \text{ BTU}} \times 100 \%$$

$$\text{Pérdidas de calor} = 33\%$$

E. Emisiones de CO2 a la atmosfera

La cantidad de CO2 emitidos a la atmosfera por el uso del GLP, se calcula de la siguiente manera:

1Kg GLP Emite 2.7Kg CO2

$$\text{CO2 Atmosfera} = 1.8\text{Kg GLP} \times \frac{2.7\text{Kg CO2}}{1\text{Kg GLP}}$$

Kg CO2 Atmosfera = 4.86 (Proceso)

Tabla 11. Emisiones de CO2 a la atmosfera con el uso del GLP

Emisiones	Datos	Día	Mes	Año
# Cilindro GLP	1	0.04	1.2	14.4
Kg de GLP	45	1.8	54	648
Kg CO2	40.50	4.86	145.80	1749.60

Elaboración, propia.

CAPITULO V

5. MEMORIA DE CÁLCULO.

5.1. SELECCIÓN DEL CAPTADOR SOLAR

Se seleccionó el captador solar Kaysun de tubos de vacío (Heat Pipe) por su facilidad de manejo lo cual facilita enormemente su montaje, y por presentar mayor eficiencia que los colectores de placa plana.

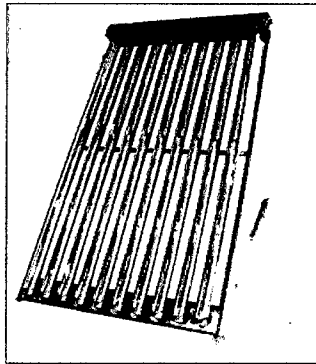


Grafico 70. Captador solar Heat Pipe
Fuente, Kaysun.

Para la instalación se escogerán captadores solares de la serie AP-10 de 1.57m² de superficie total (ver características técnicas en el Anexo), según se ajuste al área de captación necesaria bajo el criterio de tener el menor excedente posible. A continuación se mencionaran las características técnicas principales del captador solar.

Captador Kaysun	AP-10
A apertura (m ²)	0.94
Q°rCaudal (Lt/h)	60
ε _f	0.80
FR(τα) _n	0.55
τα/(τα) _n	1.21
FR'/FR	0.97
FR UL (w/m ² C°)	2.063

Grafico 71. Características técnicas
Fuente, Kaysun.

5.2. ORIENTACION E INCLINACION DE LOS CAPTADORES SOLARES

Según la teoría la inclinación óptima para nuestra latitud sería de cero grados, es decir el captador debería estar totalmente horizontal, sin embargo esto no es aplicable para sistemas de tubos de vacíoheat pipe, ya que estos equipos requieren una inclinación entre 20° - 70°, lo cual garantiza la circulación del fluido caloportador únicamente por diferencia de densidades; descrito en la ficha técnica de kaysun.

Por otro lado analizando la tabla de irradiación global diaria media mensual sobre superficie inclinada para la ciudad de Nuevo Chimbote $G_{dm\beta}$ podemos ver que las mayores radiaciones para cada mes se encuentran entre 0°- 30°.

Tabla 12. Irradiación extraterrestre diaria media mensual sobre superficie horizontal para la ciudad de Nuevo Chimbote $MJ/m^2 I_{odm}$.

Inclinación	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
Enero	25.45	26.07	26.56	26.92	27.14	27.23	27.19	27.04	26.78	26.44	26.06	25.71
Febrero	25.52	25.78	25.89	25.85	25.68	25.36	24.91	24.33	23.64	22.83	21.93	20.97
Marzo	25.13	24.90	24.53	24.01	23.36	22.57	21.65	20.61	19.45	18.20	16.85	15.41
Abril	22.82	22.12	21.29	20.34	19.29	18.13	16.88	15.55	14.15	12.70	11.21	9.71
Mayo	18.43	17.60	16.69	15.70	14.64	13.53	12.38	11.20	10.00	8.81	7.66	6.61
Junio	13.39	12.83	12.22	11.56	10.87	10.14	9.40	8.64	7.88	7.14	6.45	5.86
Julio	13.21	12.72	12.17	11.57	10.94	10.27	9.57	8.85	8.13	7.41	6.73	6.11
Agosto	14.18	13.82	13.39	12.90	12.35	11.75	11.11	10.43	9.72	8.99	8.24	7.50
Septiembre	15.91	15.72	15.45	15.11	14.69	14.21	13.66	13.05	12.38	11.66	10.90	10.09
Octubre	19.51	19.56	19.52	19.37	19.13	18.79	18.36	17.84	17.24	16.56	15.81	15.01
Noviembre	22.39	22.80	23.09	23.27	23.33	23.28	23.13	22.87	22.52	22.09	21.62	21.13
Diciembre	24.59	25.27	25.82	26.26	26.56	26.75	26.82	26.78	26.65	26.45	26.24	26.12

Elaboración, propia.

Teniendo como restricción el rango de ángulos de inclinación óptima de la ficha técnica y de lo calculado consideraremos que la inclinación adecuada del área de captación será de 20° de la superficie horizontal el que se regulara mediante un soporte metálico de fácil manejo.

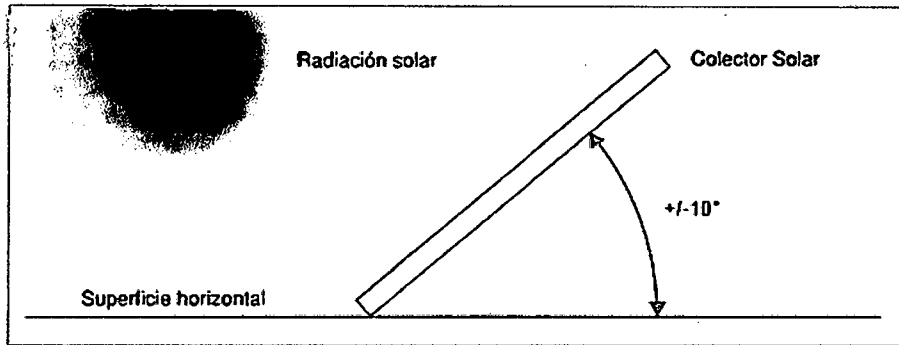


Grafico 72. Inclinação del captador
Fuente, dsolasol.com

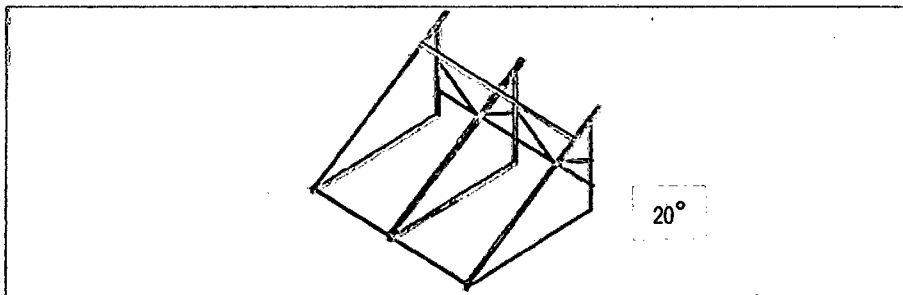


Grafico 73. Soporte metálico del captador
Fuente, Kaysun.

La orientación e inclinación de los captadores solares deberá realizarse hacia el sur, coincidiendo con el eje norte-sur, con una tolerancia de 15° hacia el este o el oeste. En lo que respecta a su inclinación deberán tener una tolerancia de 10° o 15° hacia el este o el oeste. Cualquier alteración de estos parámetros por mínima que sea, afectará la eficiencia y el rendimiento del colector.

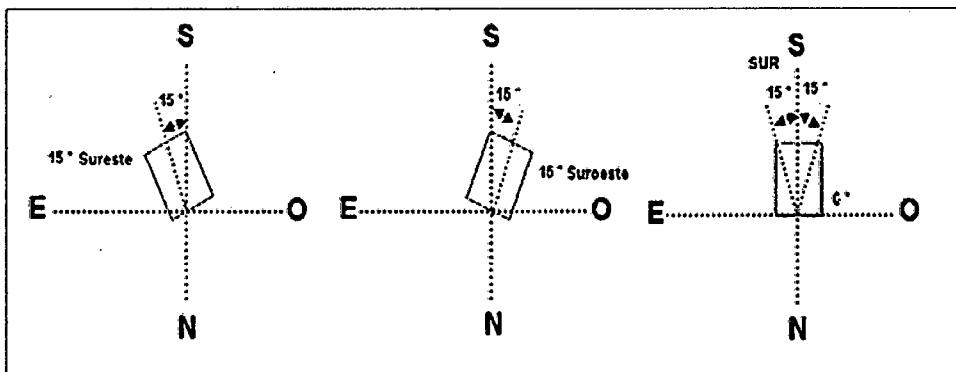


Grafico 74. Orientación del captador
Fuente, dsolasoll.com

5.3. DIMENSIONADO DE LA SUPERFICIE DE CAPTACION

La necesidad de utilizar ACS durante todo el año hace que la inversión en el sistema solar se rentabilice de una forma relativamente rápida. Los cálculos que se realizaron se basarán en el cumplimiento de la normativa que rige actualmente el CTE, IDAE y RITE.

La metodología aplicada en el diseño del sistema solar térmico para el proceso de calor en la empresa MINELLY LECHERIA Y DERIVADOS LACTEOS, corresponde a lo siguiente:

Se realizó la línea base de esta empresa, considerando los volúmenes, temperatura de la materia prima, así como de las condiciones geográficas y meteorológicas del sitio donde se encuentra la planta. Con esta información se procedió a dimensionar el sistema solar térmico propuesto de acuerdo a la cantidad de radiación solar, la temperatura con que ingresa la materia prima y las temperaturas requeridas para la pasteurización.

El área de captación, el número de captadores y el tamaño del acumulador solar térmico se basa en la determinación de dos variables:

- **Recurso energético disponible**
(Cantidad de radiación solar incidente en la zona)
- **Demanda energética**
(Necesidad de agua caliente para procesar materia prima)

Identificados estos dos parámetros se puede confrontar los mismos y buscar una alternativa de equipo de transformación de energía solar para calentamiento de agua para procesos térmicos del sector industrial. Se procederá a cubrir un 80% del total de la energía necesaria para el proceso de pasteurizado, debido a que la radiación incidente no tiene la misma intensidad todos los días como se ha podido verificar en los datos obtenidos del programa RETScreen, existe variabilidades máximas y mínimas de la radiación en un día, por lo que no es recomendable trabajar al 100% porque se estaría sobredimensionando el sistema, causando problemas de sobreproducción de energía en días de máxima radiación, se recomienda

trabajar con un porcentaje mínimo de energía auxiliar GLP en días de mínima radiación.

Antes de empezar a calcular el área de captación haremos un balance de energía para conocer la temperatura de ACSo consumo que ingresa a la marmita sabiendo que se procederá a cubrir 80% del total de la energía necesaria mediante radiación solar y un 20% de apoyo mediante GLP, el flujo másico de consumo como de suministro será tomado por la ficha técnica de 1.56Lt/min, el calor del GLP será de 60.10MJ ya calculado anteriormente, el sistema tendrá un rendimiento de 0.67.

Las propiedades del fluido serán evaluadas a temperatura ambiente.

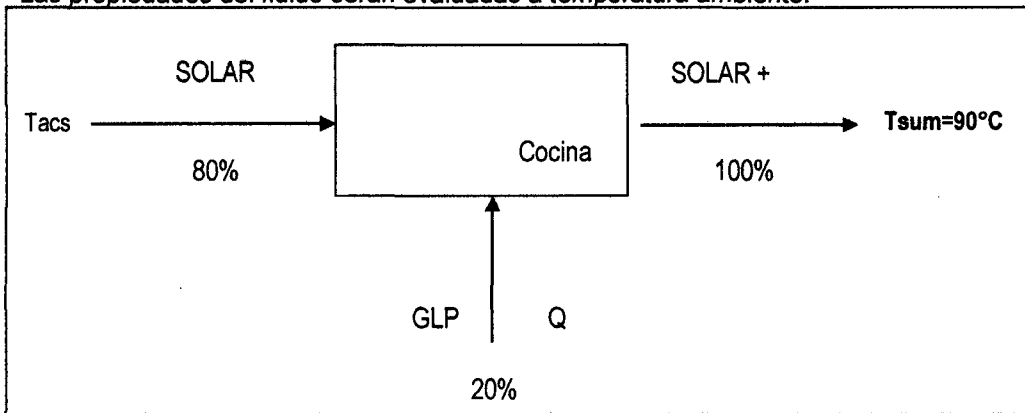


Grafico 75. Balance de energía en la cocina.
Elaboración, propia.

BALANCE DE ENERGÍA EN LA MARMITA

Realizaremos un balance de energía para conocer la T_{acs} es decir la temperatura de ACS.

$$\%fchart(m_{\text{Cons}} \cdot C_{p\text{cons}} \cdot T_{\text{acs}}) + \%GLP(\eta_{\text{sistema}} \cdot Q_{\text{GLP}}) = (m_{\text{Sum}} \cdot C_{p\text{Sum}} \cdot T_{\text{Sum}})$$

$$0.8 (m_{\text{Cons}} \cdot C_{p\text{cons}} \cdot T_{\text{acs}}) + 0.2 (\eta_{\text{sistema}} \cdot Q_{\text{GLP}}) = (m_{\text{Sum}} \cdot C_{p\text{Sum}} \cdot T_{\text{Sum}})$$

$$0.8 \left(\frac{1.56 \text{ Kg}}{\text{min}} \cdot \frac{4.2 \text{ KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \cdot T_{\text{acs}} \right) + 0.2 \left(0.67 \cdot \frac{60.10 \text{ MJ}}{\text{h}} \right) = \left(\frac{1.56 \text{ Kg}}{\text{min}} \cdot \frac{4.2 \text{ KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \cdot 90^\circ\text{C} \right)$$

$$0.8 \left(\frac{1.56 \text{ Kg}}{\text{min}} \cdot \frac{4.2 \text{ KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \cdot T_{\text{acs}} \right) + 0.2 \left(0.67 \cdot \frac{60.10 \times 1000 \text{ KJ}}{60 \text{ min}} \right) = \left(\frac{1.56 \text{ Kg}}{\text{min}} \cdot \frac{4.2 \text{ KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \cdot 90^\circ\text{C} \right)$$

$$5.2416 T_{\text{acs}} + 134.22 = 589.68$$

$$T_{\text{acs}} = 86.89^\circ\text{C}$$

A. CALCULO DE LAS CARGAS MENSUALES

Se determinará el calor necesario mensual Q_D para calentar el agua, teniendo en consideración; la temperatura de la red, temperatura de consumo y el volumen mensual.

$$Q_D = Cp_{2a} \times m^{\circ}_a \times (T_{red} - T_{acs}) \times n \times \rho_a$$

Tabla 13. Demanda energética							
Meses	Días	Consumo Lt/día	Consumo total Lt/mes	Tred °C	Tacs °C	ΔT °C	Q_D MJ
Enero	31	80	2480	22	86.89	65	673.80
Febrero	28	80	2240	22	86.89	65	608.60
Marzo	31	80	2480	22	86.89	65	673.80
Abril	30	80	2400	22	86.89	65	652.07
Mayo	31	80	2480	21	86.89	66	684.19
Junio	30	80	2400	21	86.89	66	662.12
Julio	31	80	2480	20	86.89	67	694.57
Agosto	31	80	2480	20	86.89	67	694.57
Septiembre	30	80	2400	20	86.89	67	672.16
Octubre	31	80	2480	21	86.89	66	684.19
Noviembre	30	80	2400	21	86.89	66	662.12
Diciembre	31	80	2480	22	86.89	65	673.80
							8035.98

Elaboración, propia.

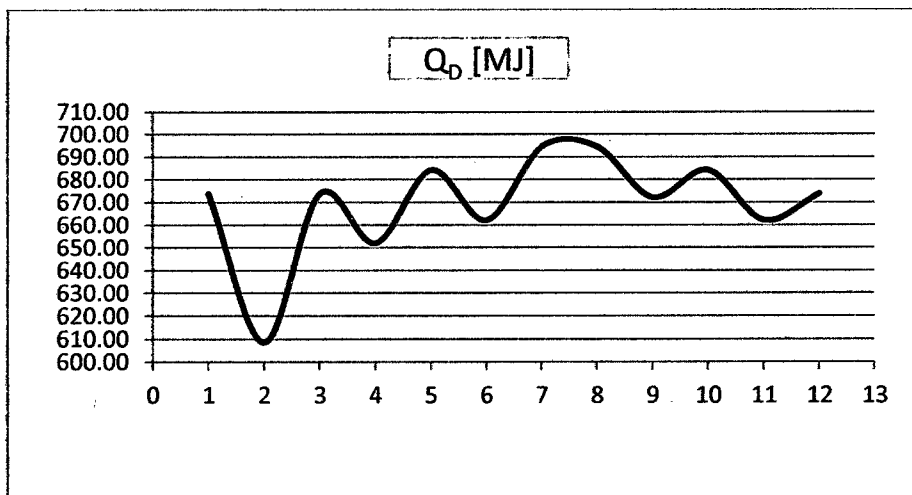


Grafico 76. Demanda energética o carga mensual QL
Elaboración, propia.

B. CALCULO DEL PARAMETRO X_f

Se determinará el parámetro X_f el cual relaciona la energía perdida por el captador y la carga calorífica mensual, teniendo en consideración; el área de absorción del captador, el coeficiente global de pérdidas de calor del captador, la temperatura ambiente, temperatura de red, temperatura de consumo, los factores de corrección por almacenamiento -ACS, y el calor necesario mensual Q_D ya conocido.

Tabla 14. Parámetro X_f

Meses	A m ²	FR/UL		Ta °C	Tacs °C	Tred °C	(Tref-Ta) °C	$\Delta\tau$ (h/mes)	kf1 50 <v/A<180	kf2	Ep MJ	Q _D MJ	X _f
		FR*UL	FR/FR										
Enero	1.88	2.063	0.97	20.1	86.89	22	79.9	186	1.152	1.91	442.40	673.80	0.66
Febrero	1.88	2.063	0.97	20.9	86.89	22	79.1	168	1.152	1.90	394.72	608.60	0.65
Marzo	1.88	2.063	0.97	21.0	86.89	22	79.0	186	1.152	1.90	436.34	673.80	0.65
Abril	1.88	2.063	0.97	21.1	86.89	22	78.9	180	1.152	1.90	421.61	652.07	0.65
Mayo	1.88	2.063	0.97	21.0	86.89	21	79.0	186	1.152	1.85	425.13	684.19	0.62
Junio	1.88	2.063	0.97	20.6	86.89	21	79.4	180	1.152	1.86	414.03	662.12	0.63
Julio	1.88	2.063	0.97	20.4	86.89	20	79.6	186	1.152	1.81	417.97	694.57	0.60
Agosto	1.88	2.063	0.97	20.4	86.89	20	79.6	186	1.152	1.81	417.97	694.57	0.60
Septiembre	1.88	2.063	0.97	20.2	86.89	20	79.8	180	1.152	1.81	405.79	672.16	0.60
Octubre	1.88	2.063	0.97	19.8	86.89	21	80.2	186	1.152	1.86	433.21	684.19	0.63
Noviembre	1.88	2.063	0.97	19.4	86.89	21	80.6	180	1.152	1.86	421.85	662.12	0.64
Diciembre	1.88	2.063	0.97	19.8	86.89	22	80.2	186	1.152	1.91	444.42	673.80	0.66

Elaboración, propia.

$$X_f = F_R \cdot U_L * \frac{F'_R}{F_R} * (T_{ref} - T_a) * \Delta\tau * K_{f1} * K_{f2} * A / Q_D$$

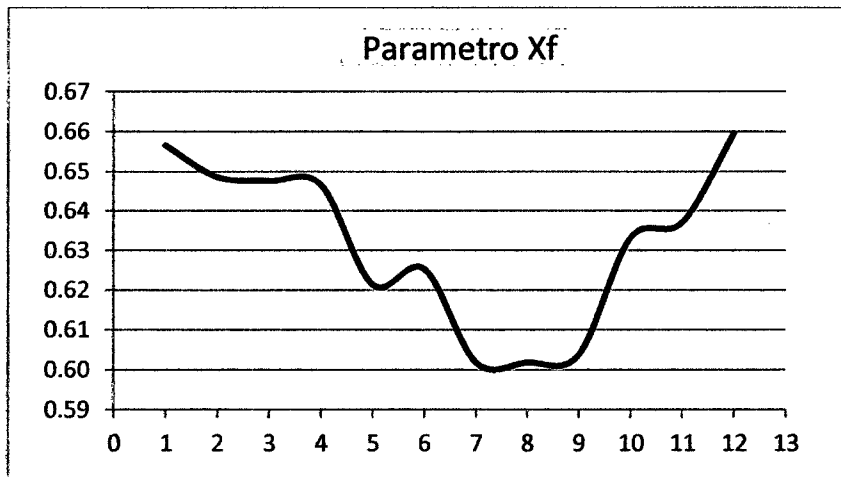


Gráfico 77. Energía perdida por el captador
Elaboración, propia.

C. CALCULO DEL PARAMETRO Y_f

Se determinará el parámetro Y_f el cual relaciona la energía absorbida por la placa del captador y la carga calorífica mensual, teniendo en consideración; el área de absorción del captador, el factor de eficiencia óptica del captador, el modificador de ángulo de incidencia, la irradiación solar, el factor de corrección del intercambiador, y el calor necesario mensual Q_L ya conocido.

$$Y_f = F_R \cdot \tau \alpha_n \cdot F'_R / F_R \cdot \tau \alpha / \tau \alpha_n \cdot K_{f3} \cdot H_s \cdot N_D \cdot A_c / Q_D$$

Tabla 15. Parámetro Y_f

Meses	A total m ²	FR'($\tau\alpha$)		FR'/FR	Hs MJ/m ²	kf3	Ea MJ	QL MJ	Yf
		FR($\tau\alpha$)n	$\tau\alpha/(\tau\alpha)_n$						
Enero	1.88	0.550	1.21	0.97	27.14	1.037	1058.70	673.80	1.57
Febrero	1.88	0.550	1.21	0.97	25.68	1.037	904.80	608.60	1.49
Marzo	1.88	0.550	1.21	0.97	23.36	1.037	911.25	673.80	1.35
Abril	1.88	0.550	1.21	0.97	19.29	1.037	728.21	652.07	1.12
Mayo	1.88	0.550	1.21	0.97	14.64	1.037	571.09	684.19	0.83
Junio	1.88	0.550	1.21	0.97	10.87	1.037	410.35	662.12	0.62
Julio	1.88	0.550	1.21	0.97	10.94	1.037	426.76	694.57	0.61
Agosto	1.88	0.550	1.21	0.97	12.35	1.037	481.76	694.57	0.69
Septiembre	1.88	0.550	1.21	0.97	14.69	1.037	554.56	672.16	0.83
Octubre	1.88	0.550	1.21	0.97	19.13	1.037	746.24	684.19	1.09
Noviembre	1.88	0.550	1.21	0.97	23.33	1.037	880.72	662.12	1.33
Diciembre	1.88	0.550	1.21	0.97	26.56	1.037	1036.08	673.80	1.54

Elaboración, propia.

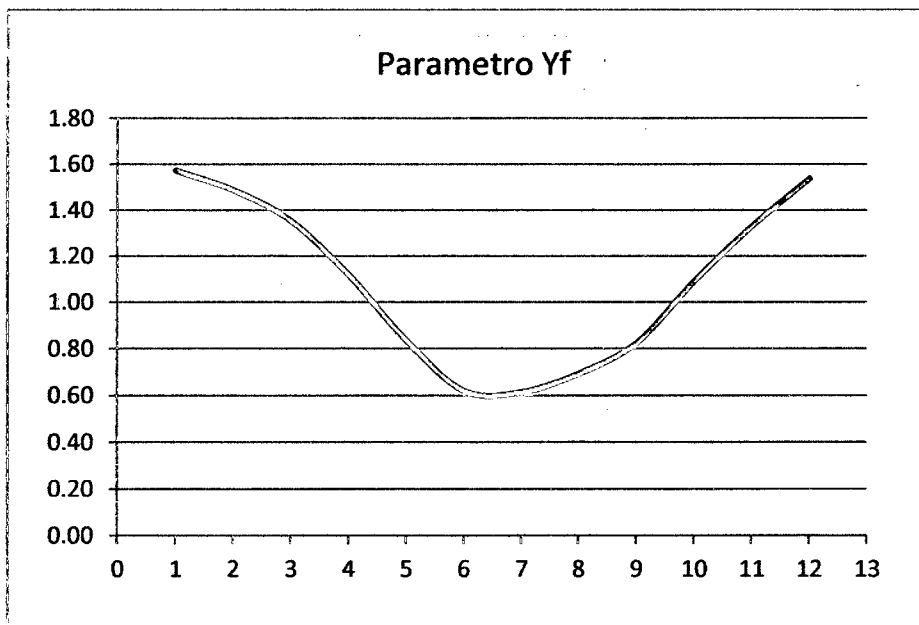


Grafico 78. Energía absorbida por la placa del captador.
Elaboración, propia.

D. DETERMINACION DE LA CURVA f_{chart}

La fracción de la carga calorífica mensual aportada por el sistema de energía solar viene dada por la siguiente fórmula:

$$f_{chart} = 1.029 Y_f - 0.065 X_f - 0.245 Y_f^2 + 0.0018 X_f^2 + 0.0215 Y_f^3$$

Tabla 16. Parámetro f_{chart}			
Meses	Y _f	X _f	f _{chart}
	E. Absorbida	E. perdida	E. optima
Enero	1.571	0.657	1.00
Febrero	1.487	0.649	1.00
Marzo	1.352	0.648	0.96
Abril	1.117	0.647	0.83
Mayo	0.835	0.621	0.66
Junio	0.620	0.625	0.51
Julio	0.614	0.602	0.51
Agosto	0.694	0.602	0.56
Septiembre	0.825	0.604	0.66
Octubre	1.091	0.633	0.82
Noviembre	1.330	0.637	0.95
Diciembre	1.538	0.660	1.00

Elaboración, propia.

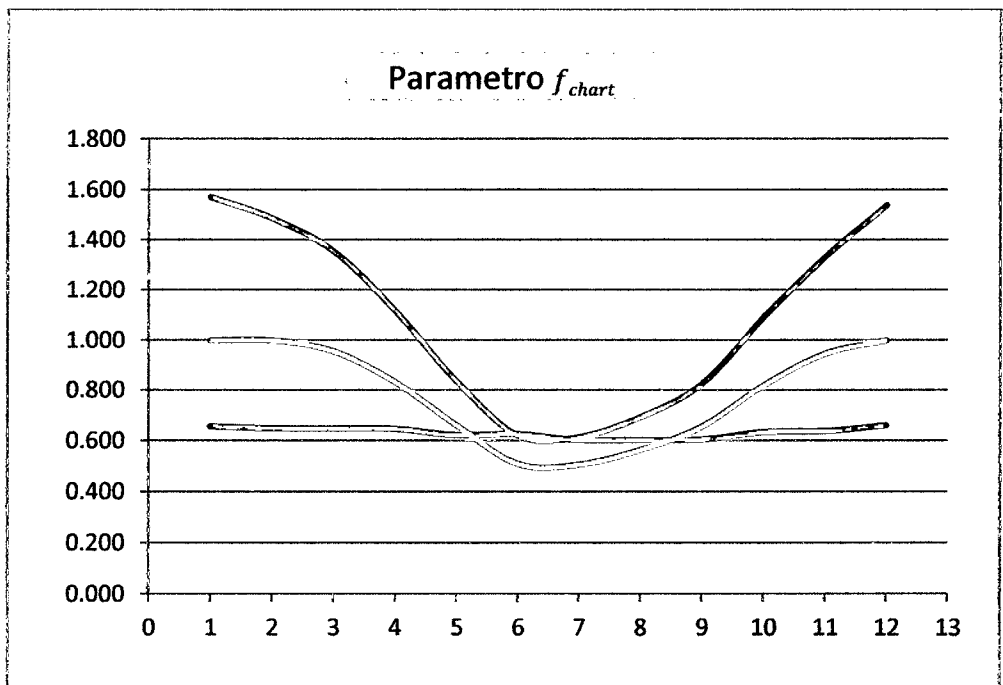


Gráfico 79. Parámetro f
Elaboración, propia.

E. VALORACION DE LA COBERTURA MENSUAL CON ENERGIA SOLAR

Meses	f	Q _D (MJ) Necesidad	E. Util (MJ) Aportacion	Apoyo (MJ)
Enero	1.00	674	674	0
Febrero	1.00	609	609	0
Marzo	0.96	674	644	30
Abril	0.83	652	543	109
Mayo	0.66	684	452	232
Junio	0.51	662	337	325
Julio	0.51	695	352	343
Agosto	0.56	695	392	302
Septiembre	0.66	672	441	231
Octubre	0.82	684	560	124
Noviembre	0.95	662	626	36
Diciembre	1.00	674	674	0
		8036	6302	1734

Elaboración; propia.

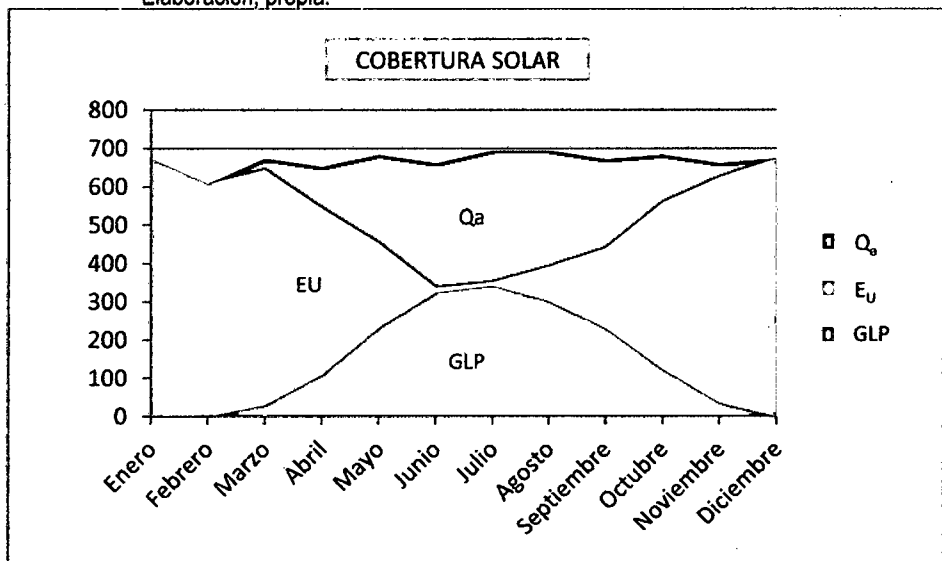


Gráfico 80. Cobertura solar.
Elaboración, propia.

F. DETERMINACION DEL PORCENTAJES ANUAL CUBIERTO CON ENERGIA SOLAR

Una vez calculada las fracciones solares mensuales, habrá que calcular la fracción solar anual, para ver si ésta cumple con dichas exigencias mencionadas anteriormente.

Así, la fracción solar anual será:

Cobertura solar	
F_{anual}	0.80

El área de captación necesaria para proporcionar la potencia requerida en la generación de agua caliente empleada como fuente energética en el pasteurizador, es de 1.88m² , distribuidos en 2 captadores solares de tubos de vacío heat pipe de 0.94m², los mismos que tendrán una inclinación de 20°, y estarán orientados hacia el norte con una cobertura solar de 80%.

5.4. SELECCIÓN DE LA CONFIGURACION DE LOS CAPTADORES SOLARES

Para la interconexión entre los colectores se tienen tres opciones, éstos pueden estar conectados en serie, en paralelo o en una instalación mixta sin embargo la conexión en serie tiene algunos inconvenientes como el hecho de que el agua atraviesa todos los colectores para realizar un ciclo, venciendo una resistencia mayor para atravesar los circuitos, también en cada colector la temperatura del agua iría en aumento hasta llegar al último colector donde se producirían muchas pérdidas de calor.

Mientras que en una conexión en paralelo la resistencia generada por el paso del agua a través de los colectores solares es mucho menor, también se reducen las pérdidas de calor, por ésta razón en general se recomienda realizar conexiones en paralelo para configuración del sistema.

Los colectores solares se conectarán en paralelo según el siguiente esquema:

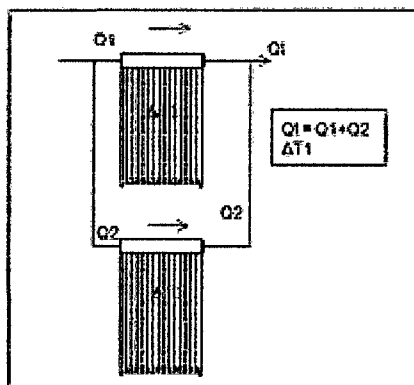


Grafico 81. Interconexión captadores en paralelo.
Fuente. www.wolss-sunrain.com

5.5. DIMENSIONADO DEL VOLUMEN DEL TANQUE ACUMULADOR

A continuación se determinará si el volumen del tanque cumple con las condiciones establecidas en el texto de las especificaciones técnicas de diseño y montaje de instalaciones solares térmicas para producción de agua, se verificarán las siguientes condiciones.

Condición A:

$$60 \leq Q^{\circ}_r \leq A_c] 180$$

$$60 \leq [60\text{Lt/h} \times 1.88\text{m}^2 \text{ de superficie de captación}] \leq 180$$

Cumple con la especificación.

$$60 \leq [113 \text{ Lt/h.m}^2] \leq 180$$

CTE

Condición B:

$$0.8 \leq V/M \leq 1.2$$

$$0.8 \leq 80/80 \leq 1.2$$

Cumple con la especificación.

$$0.8 \leq [1] \leq 1.2$$

CTE

El Interacumulador kaysun modelo KAS (Sin resistencia) tendrá un volumen de 80 Lt, que es el volumen diario de agua caliente que se necesita para el proceso de pasteurizado; pesa 27Kg, tiene como dimensiones 776mm, 490mm, 470mm (Alto, ancho y profundo respectivamente), dispone de un intercambiador de calor (serpentin) en la parte inferior para el aporte solar y trabaja con una temperatura máxima de producción de agua caliente de 100°C – 8bar.

5.6. SELECCIÓN BASICA DE LA CONFIGURACION DEL SISTEMA DE ACUMULACION

La producción de agua caliente referida en éste diseño, es el calentamiento de agua para el proceso térmico del pasteurizado, para éste propósito se requiere una superficie de captación de 1.88m² distribuidos en 2 colectores de

0.94m² de superficie conectados en paralelo y a la misma vez conectado a un Interacumulador de 80Lt de capacidad. La combinación de lo expuesto anteriormente proporciona un criterio para la selección de la configuración básica del sistema.

Se seleccionó una instalación de circulación forzada con intercambiador de calor, cuyo esquema se muestra a continuación:

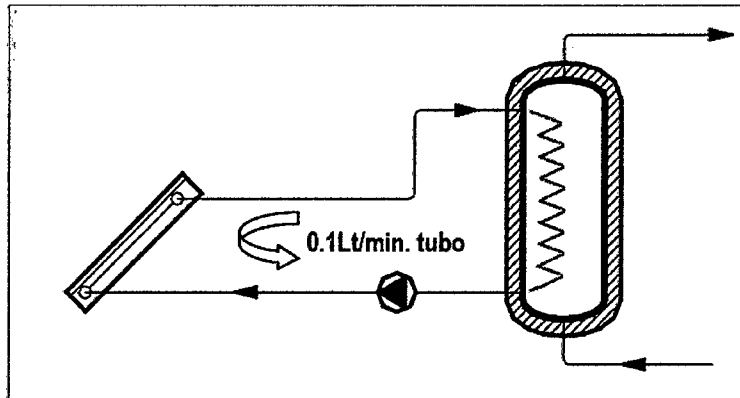


Grafico 82. Circuito primario
Elaboración, propia.

La instalación es de circuito ventilado es decir tiene una tubería que comunica al acumulador con la atmósfera, a través de una salida horizontal por éste motivo no se requiere válvula de seguridad, éste venteo se coloca para permitir el vaciado del tanque sin necesidad de que ingrese agua a sustituir el agua que se consume.

Antes y después de la bomba, el grupo de captadores solares y el tanque acumulador se colocarán uniones universales que faciliten el montaje y desmontaje de éstos elementos.

Antes del grupo de captadores solares se colocará una válvula de compuerta para regular el caudal que circula a través de ellos, a la salida de éste grupo se colocará una válvula esférica en el caso de querer parar el sistema para sustituir alguna parte. A continuación de la bomba se colocará una válvula anti-retorno para evitar el flujo en dirección contraria. Al ser una instalación de sistema cerrado, es decir el agua acumulada en el tanque no se combina con el flujo del líquido caloportador (que es el fluido que circula a través de los captadores), la instalación requiere de un vaso de expansión que absorba la dilatación del fluido caloportador.

5.7. SELECCIÓN DE LA CONFIGURACION DE LA INSTALACION SOLAR

La instalación tendrá las siguientes características principales:

1. Instalación de circuito cerrado, ya que el circuito cuenta con un intercambiador de calor, esto hace que el fluido del circuito primario no se mezcla con el fluido del acumulador.
2. Debido a la capacidad del sistema se seleccionó una instalación con circulación forzada, para garantizar la circulación a través del cabezal del colector preferiblemente a una velocidad de 0.1 Lt/min. tubo.
3. El acumulador es un tanque no presurizado, ya que contara con un respiradero, el cual comunicara el agua con el aire de la atmósfera.

5.8. BALANCE ENERGETICO EN COMPONENTES PRINCIPALES DE LA INSTALACION SOLAR

En primer lugar se realizaran los balances energéticos en cada componente que conforman la instalación solar con el objetivo de plantear una sistema de ecuaciones que nos permita resolver los parámetros necesarios para el correcto dimensionamiento de la instalación y poder calcular las temperaturas medias mensuales que alcanza cada componente para a posteriori poder evaluar las pérdidas de calor que tienen lugar en ellos. Se explicara en cada ecuación las incógnitas que se manejen. En la figura siguiente se muestra un esquema básico de la instalación solar para el proceso de pasteurizado, en la cual nos basaremos para realizar el sistema de ecuaciones.

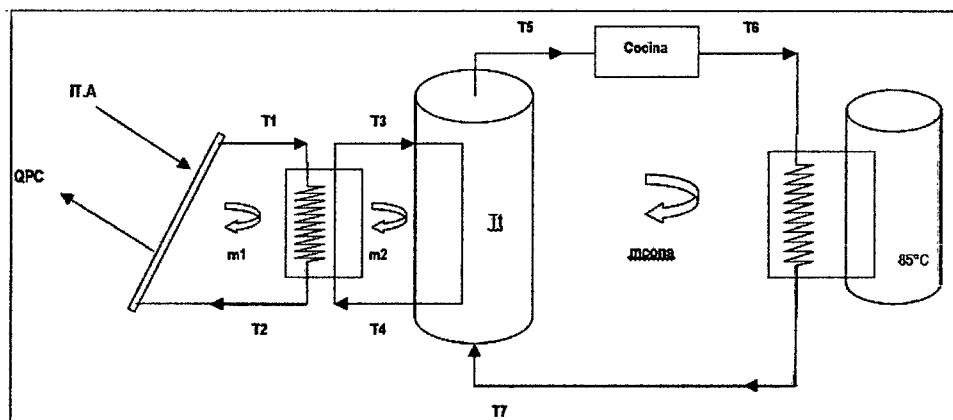


Grafico 83. Componentes de la instalación solar
Elaboración, propia.

Incógnitas

- T_1 : Temperatura del Propilenglicol a la salida del colector.
- T_2 : Temperatura del Propilenglicol a la entrada del colector.
- T_3 : Temperatura del agua a la salida del intercambiador.
- T_4 ; Temperatura del agua a la entrada del intercambiador.
- T_5 : Temperatura del agua de consumo.
- T_6 : Temperatura del agua de suministro.
- T_7 : Temperatura del agua de recuperación.
- T_T : Temperatura media del agua en el acumulador.

Datos conocidos

Los datos que conocemos, bien por ser propiedades de los elementos de trabajo o por haber podido calcularlos previamente son:

- $I_T = 0.8796 \text{ KW/m}^2$; (Radiación a 20° , este valor considera la media anual)
- $a_0 = 0.55$, Coeficiente de perdidas ópticas.
- $a_1 = 2.063 \text{ W/m}^2\text{.C}$; Coeficiente de perdidas ópticas por conducción y convección.
- $A = 1.88 \text{ m}^2$; Área total de captación.
- $F_{ANUAL} = 0.80$; Fracción solar.

- $m^{\circ}_1 = 1 \text{ Lt/min}$; Flujo másico del propilenglicol. (Recomendación captador Kaysun)
- $C_{p1a} = 3.75 \text{ KJ/kg}^\circ\text{C}$; Calor específico del propilenglicol.
- $\rho_{1a} = 1.03 \text{ Kg/Lt}$; Densidad del propilenglicol.

- $m^{\circ}_{2a} = 1.56 \text{ Lt/min}$; Flujo másico del agua. (Recomendación Interacumulador Kaysun)
- $C_{p2a} = 4.2 \text{ KJ/kg}^\circ\text{C}$; Calor específico del agua.
- $\rho_{2a} = 1 \text{ Kg/Lt}$; Densidad del agua.

- $m^{\circ}_{cons} = 1.56 \text{ Lt/min}$; Flujo másico del agua de consumo.
- $C_{p_{cns.a}} = 4.2 \text{ KJ/kg}^\circ\text{C}$; Calor específico del agua.
- $\rho_{cns.a} = 1 \text{ Kg/Lt}$; Densidad del agua.
- $V_L = 210 \text{ Lt}$; proceso de leche.

$C_{pL}=3.9 \text{ KJ/kg}^\circ\text{C}$; Calor específico de la leche.

$\rho_L =1.03 \text{ Kg/Lt}$; Densidad de la leche a pasteurizar.

$T_{OL} = 20^\circ\text{C}$; Temperatura inicial de la leche.

$T_{fL} = 85^\circ\text{C}$; Temperatura final de la leche.

$T_5 =86^\circ\text{C}$; Temperatura de consumo.

$T_6 =90^\circ\text{C}$; Temperatura de suministro.

$E_t =0.25$; Grado de estratificación del tanque.

Las propiedades del Propelinglicol como del agua fueron calculados a temperatura ambiente por ser una primera evaluación.

Resolución de ecuaciones:

A.- Iniciamos el cálculo con la quita ecuación:

$$m^{\circ}_{cons} \cdot Cp_{cons.a} \cdot (T_6 - T_7) = m^{\circ}_L \cdot Cp_L \cdot \rho_L (T_{fL} - T_{OL})$$

$$\frac{1.56 \text{ kg}}{\text{min}} \cdot \frac{4.2 \text{ KJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot (90 - T_7)^\circ\text{C} = \frac{210 \text{ Lt}}{\text{dia}} \cdot \frac{3.9 \text{ KJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot (85 - 20)^\circ\text{C} \cdot \frac{1.03\text{Kg}}{\text{Lt}} \cdot \frac{1\text{dia} \cdot 1\text{h}}{24\text{h} \cdot 60\text{min}}$$

$$589.68 - 6.552T_7 = 38.08$$

$$T_7 = 84.19^\circ\text{C} \dots\dots\dots (A)$$

B.- Reemplazamos el resultante en la cuarta ecuación y resultante A:

$$\%fchart(m^{\circ}_{Cons} \cdot Cp_{cons.a} \cdot T_5) + \%GLP(\eta_{sistema} \cdot Q_{GLP}) = (m^{\circ}_{Sum} \cdot Cp_{Sum} \cdot T_{Sum})$$

$$0.8 (m^{\circ}_{Cons} \cdot Cp_{cons.a} \cdot T_5) + 0.2 (\eta_{sistema} \cdot Q_{GLP}) = (m^{\circ}_{Sum} \cdot Cp_{Sum} \cdot T_{Sum})$$

$$0.8 \left(\frac{1.56 \text{ Kg}}{\text{min}} \cdot \frac{4.2\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \cdot T_5 \right) + 0.2 \left(0.67 \cdot \frac{60.10 \text{ MJ}}{\text{h}} \right) = \left(\frac{1.56 \text{ Kg}}{\text{min}} \cdot \frac{4.2\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \cdot 90^\circ\text{C} \right)$$

$$0.8 \left(\frac{1.56 \text{ Kg}}{\text{min}} \cdot \frac{4.2\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \cdot T_5 \right) + 0.2 \left(0.67 \cdot \frac{60.10 \times 1000 \text{ KJ}}{60 \text{ min}} \right) = \left(\frac{1.56 \text{ Kg}}{\text{min}} \cdot \frac{4.2\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \cdot 90^\circ\text{C} \right)$$

$$5.2416 T_5 + 134.22 = 589.68$$

$$T_5 = 86.89^\circ\text{C}$$

C.- Utilizamos la sexta ecuación y Resultante B.

$$E_t = \frac{(T_5 - T_T)}{(T_3 - T_T)}$$

$$0.25 = \frac{(86.89 - T_T)}{(T_3 - T_T)}$$

$$T_3 + 3T_T = 347.56^\circ\text{C} \dots\dots\dots (C)$$

D.- Utilizamos la séptima ecuación y Resultante A.

$$T_T = \frac{m^\circ_2 \cdot T_3 + m^\circ_{\text{cons}} \cdot T_7}{m^\circ_2 + m^\circ_{\text{cons}}}$$

Considerando $m_2 = m_{\text{cons}}$

$$T_T = \frac{m^\circ_2 \cdot (T_3 + 84.19)}{2 \cdot m^\circ_2}$$

$$2 \cdot T_T = T_3 + 84.19$$

$$2 \cdot T_T - T_3 = 84.19^\circ\text{C} \dots\dots\dots (D)$$

E.- Sumamos la ecuación Resultante C y D.

$$T_3 + 3T_T = 347.56^\circ\text{C}$$

$$2 \cdot T_T - T_3 = 84.19^\circ\text{C}$$

$$5 \cdot T_T = 431.75^\circ\text{C}$$

$$T_T = 86.35^\circ\text{C} \dots\dots\dots (E)$$

F.- Reemplazamos resultante E en D.

$$2 \cdot T_T - T_3 = 84.19$$

$$2 (86.35) - T_3 = 84.19$$

$$T_3 = 88.51^\circ\text{C} \dots\dots\dots (F)$$

G.- Utilizamos la tercera ecuación y reemplazamos T_3 , T_5 y T_7

$$m^\circ_2 \cdot C_{p2a} \cdot (T_3 - T_4) = m^\circ_{\text{cons}} \cdot C_{p\text{cons.a}} \cdot (T_5 - T_7)$$

Considerando $m_2 \cdot Cp_2 = m_{cons} \cdot Cp_{cons}$, entonces obtenemos:

$$T_3 - T_4 = T_5 - T_7$$

$$88.51 - T_4 = 86.89 - 84.19$$

$$T_4 = 85.81^\circ\text{C} \dots\dots\dots (G)$$

H.- Utilizamos la segunda ecuación y reemplazamos T_3 , T_4 , Cp_1 (Propilenglicol) y Cp_2 (Agua) y flujos máscicos correspondientes. La eficiencia del intercambiador de calor del Interacumulador se asumirá en 0.5.

$$\xi_{interac.} = \frac{m^\circ_2 \cdot Cp_{2a} \cdot \rho_{2a} (T_3 - T_4)}{m^\circ_1 \cdot Cp_{1a} \cdot \rho_{1a} (T_1 - T_2)}$$

$$T_1 - T_2 = \frac{\frac{1.56 \text{ Lt}}{\text{min}} \cdot \frac{1 \text{ Kg}}{\text{Lt}} \cdot \frac{4.2 \text{ Kj}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}}{\frac{1 \text{ Lt}}{\text{min}} \cdot \frac{1.03 \text{ Kg}}{\text{Lt}} \cdot \frac{3.75 \text{ Kj}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}} \cdot 0.5 \cdot (88.51 - 85.81)^\circ\text{C}$$

$$T_1 - T_2 = 9.16^\circ\text{C} \dots\dots\dots (H)$$

I.- Utilizamos la primera ecuación y reemplazamos los datos de entrada y la resultante H.

$$I_T \cdot A \cdot \left[a_o - a_1 \frac{(T_2 - T_1)}{I_T} \right] = m^\circ_1 \cdot Cp_{1a} \cdot (T_1 - T_2)$$

$$\frac{0.879 \text{ W}}{\text{m}^2} \cdot 1.88 \text{ m}^2 \cdot \left[0.55 - \frac{\frac{2.063 \text{ W}}{\text{m}^2} (T_2 - 20)^\circ\text{C}}{\frac{879.6 \text{ W}}{\text{m}^2}} \right] = \frac{1 \text{ Lt}}{\text{min}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \cdot \frac{1.03 \text{ Kg}}{\text{Lt}} \cdot \frac{3.75 \text{ Kj}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \cdot (9.16^\circ\text{C})$$

$$1.65[0.55 - 0.002345(T_2 - 20)] = 0.5897$$

$$T_2 = 102.12^\circ\text{C} \dots\dots\dots (I)$$

J.- Reemplazamos el resultante I en F:

$$T_1 - T_2 = 9.16^\circ\text{C}$$

$$T_1 - 102.12^\circ\text{C} = 9.16^\circ\text{C}$$

$$T_1 = 111.28^\circ\text{C} \dots \dots \dots (\text{J})$$

RESULTADOS

Tenemos como resultado las temperaturas medias mensuales en cada componente del sistema solar térmico.

- $T_1 = 111.28^\circ\text{C}$
- $T_2 = 102.12^\circ\text{C}$
- $T_3 = 88.51^\circ\text{C}$
- $T_4 = 85.81^\circ\text{C}$
- $T_5 = 86.89^\circ\text{C}$
- $T_6 = 90.00^\circ\text{C}$
- $T_7 = 84.19^\circ\text{C}$
- $T_t = 86.35^\circ\text{C}$

Se determinó las temperaturas medias mensuales que alcanza cada componente para a posteriori poder evaluar las pérdidas de calor que tienen lugar en ellos.

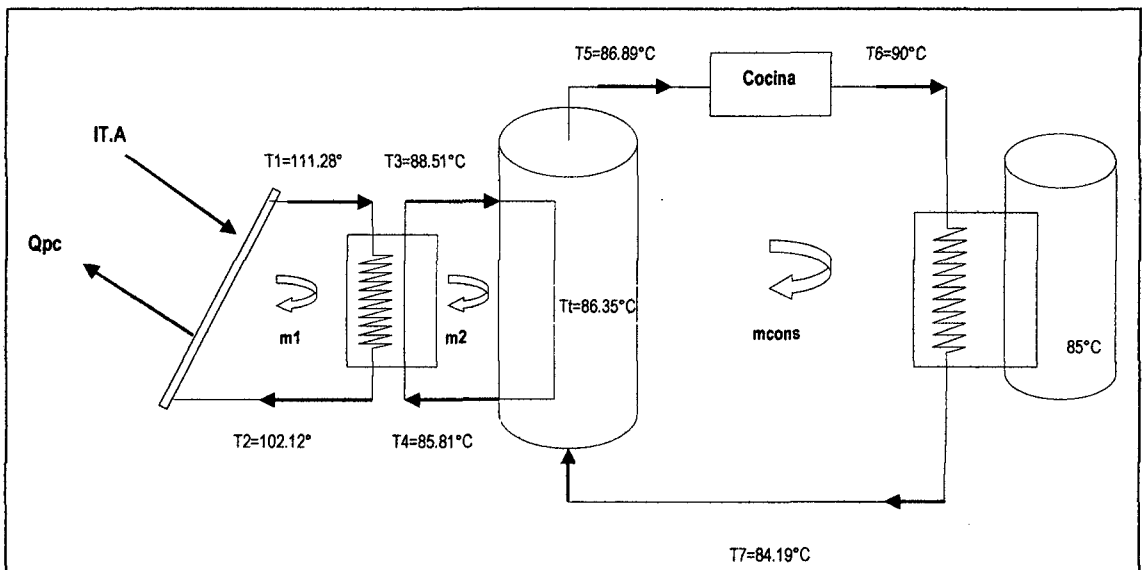


Grafico 84. Temperaturas de trabajo de la instalación solar
Elaboración, propia.

Se determinó el gradiente de temperaturas que alcanza el acumulador después de un tiempo t .

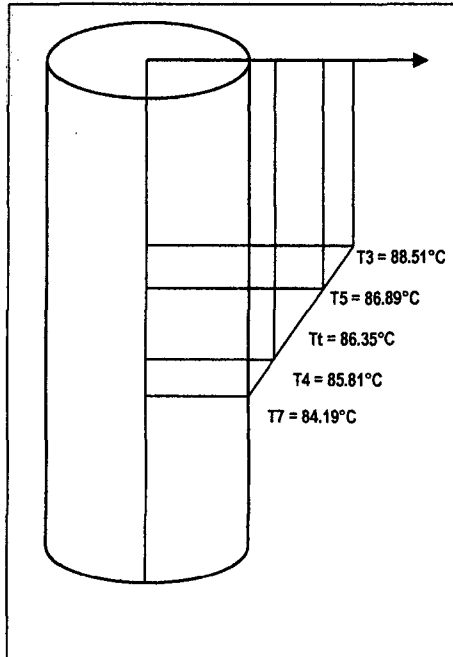


Grafico 85. Gradiente de temperaturas en el acumulador
Elaboración, propia.

EFICIENCIA DEL SISTEMA

$$\text{Energía incidente} = \text{Intensidad} \frac{\text{KW}}{\text{m}^2} \times \text{Área de captación} \times \eta_0$$

$$\text{Energía incidente} = 0.8796 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2} \times 1.88\text{m}^2 \times 0.55$$

$$\text{Energía incidente} = 0.9095\text{KW}$$

$$\text{Energía absorbida} = m_L \cdot C_{pL} \cdot (T_{fL} - T_{oL}) \cdot \rho_L$$

$$\text{Energía absorbida} = \frac{210 \text{ Lt}}{\text{día}} \cdot \frac{3.9 \text{ Kj}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot (85 - 20)^\circ\text{C} \cdot \frac{1.03 \text{ Kg}}{\text{Lt}} \cdot \frac{1 \text{ día} \cdot 1 \text{ h} \cdot 1 \text{ min}}{24 \text{ h} \cdot 60 \text{ min} \cdot 60 \text{ s}}$$

$$\text{Energía absorbida} = 0.6346\text{KW}$$

$$n = \frac{\text{Energía absorbida}}{\text{Energía incidente}} \times \eta_{2.3} \times 100\%$$

$$n = \frac{0.6346}{0.9095} \times 0.90 \times 100\%$$

$$n = 63\%$$

5.9. DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRAULICO

5.9.1 Circuito primario.

A) Calculo para el Caudal de diseño.

El caudal de diseño se determina en función del tipo de instalación y del área de captación solar, con los siguientes datos de partida:

A : 1.88 [m²]

N^o_{cap} : 2 captadores

Q_{or} : Caudal recomendado 0.1 [Lt/min. tubo]

Para el fluido caloportador se tomara de siguiente manera:

Debe cumplir la condición la condición siguiente.

$$25 \text{ lt/hr.m}^2 < \text{Caudal recomendado} < 72 \text{ lt/hr.m}^2$$

$$0.416 \text{ lt/min.m}^2 < Q_r < 1.2 \text{ lt/min.m}^2$$

Si se usa una sustancia diferente caloportador se debe agregar un factor para corrección. Estos valores son teniendo como fluido el agua

$$[0.416 \text{ lt/min.m}^2] / C_{p\text{calportador}} < Q_{rr} < [1.2 \text{ lt/min.m}^2] / C_{p\text{calportador}}$$

(Segun *Energia Solar Termica 3ra edicion – Javier M. MendesMuñis*).

Según la ecuación siguiente ecuación se tiene que:

$$Q^{\circ}_d = Q^{\circ}_r * A * N^{\circ}_{cap}$$

Asumimos que el caudal de diseño total del Circuito primario es de 1 lt/min, comprobaremos realizando el cálculo.

$$Q^{\circ}_d = Q^{\circ}_{d1} + Q^{\circ}_{d2}$$

Q_d : Caudal de diseño total.

Q_{d1} : Caudal de diseño del colector 1.

Q_{d2} : Caudal de diseño del colector 2.

Siendo:

$$Q^{\circ}_{d1} = Q^{\circ}_{d2}$$

$$Q^{\circ}_d = 2 * Q_{d1}$$

$$Q^{\circ}_{d1} = \frac{Q^{\circ}_d}{2} = \frac{1 \text{ lt/min}}{2} = 0.5 \text{ lt/min}$$

Lo que viene a ser el caudal corregido, entonces:

$$Q_{d1} = Q_{rf} = 0.5 \text{ lt/min}$$

Y sabemos que. $[0.416 \text{ lt/min.m}^2] / C_{p_{calportador}} < Q_{rf} < [1.2 \text{ lt/min.m}^2] / C_{p_{calportador}}$

$$\frac{0.416 \frac{\text{lt}}{\text{min}} \cdot \text{m}^2}{0.89511} < Q_{rf} < \frac{1.2 \frac{\text{lt}}{\text{min}} \cdot \text{m}^2}{0.89511}$$

$$0.46475 \frac{\text{lt}}{\text{min}} \cdot \text{m}^2 < Q_{rf} < 1.34062 \frac{\text{lt}}{\text{min}} \cdot \text{m}^2$$

Comprobamos que el caudal de diseño para el circuito primario asumido 1 lt/min es correcto.

Sin embargo para éstos colectores solares se recomienda un caudal de diseño de 0.94 lt/min, siendo mandatorio éste valor pues de éste parámetro depende el óptimo desempeño del equipo, por otra parte éste valor está dentro de un rango favorable.

$$Q^{\circ}_d = 1 \frac{lt}{min}$$

- B) Selección del diámetro de tubería empleada en la interconexión en el circuito primario (captadores – acumulador).

El diámetro mínimo de tubería seleccionada para la interconexión entre el tanque acumulador y los captadores solares deberá ser tal que cumpla con las siguientes condiciones:

$$Q^{\circ}_d = 1 \frac{lt}{min} = 1.7 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

Asumimos que la velocidad para ambos circuitos es la misma solo con la intención de calcular el diámetro mínimo de la tubería a seleccionar.

$$v = 3 \frac{m}{s} \text{ (Velocidad recomendada por norma UNE 37153:1986)}$$

(Copper c-1130. Cold drawn round tubes for cooling and air conditioning. Dimensions, tolerances, mechanical properties and technical conditions for delivery).

Nota: Según el CTE; el diámetro de las tuberías se seleccionara de forma que la velocidad de circulación del fluido sea 2m/s cuando la tubería discurra por locales habitados y a 3m/s cuando el trazado sea al exterior o por locales no habitados.

Según la ecuación el diámetro de tubería es:

$$D_1 = 2 \sqrt{\frac{Q^{\circ}_d}{\pi * v}}$$

$$D_1 = 2 \sqrt{\frac{1.7 \times 10^{-5}}{\pi * 3}} = 2.69 \times 10^{-3} \text{ m} = 2.69 \text{ mm}$$

El diámetro comercial superior al requerido es de ½", esto según la tabla.

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

Gráfico 86. Especificaciones técnicas.

Fuente. Tesis de grado "Diseño de un sistema de calentamiento solar de agua"

El diámetro escogido para ambos circuitos (primario y secundario) es el de ½" y tiene las siguientes características para el cálculo hidráulico:

$$D_1 = 14.5 \text{ [mm]} = 0.0145 \text{ [m]}$$

$$\epsilon = 0.0015 \text{ [mm]}$$

C) Propiedades del fluido caloportador – Propilenglicol.

Para determinar las propiedades del Propilenglicol mezclado con agua (60% agua + 40% Propilenglicol), según las buenas prácticas de ingeniería, usaremos el catálogo de "M.CondeEngineering", que establece unas ecuaciones que relacionan la concentración de Propilenglicol con diversos parámetros como la temperatura de congelación, la densidad, el calor específico, la conductividad térmica, la viscosidad dinámica o el número de Prandlt.

Partiendo para todos los casos del mismo valor de temperatura, obtenemos unos valores cercanos a concentración de propilenglicol en agua, pero no iguales. Para que no haya desajuste entre unos datos y otros, tomaremos todos del catálogo de "M.CondeEngineering".

Las propiedades termo físicas para dicha disolución se pueden obtener en función de la temperatura de trabajo y concentración en

peso. Dichas propiedades son dependientes de la temperatura de trabajo y se tomarán para un valor ambiente de 20°C (293,15 K).

Para el cálculo disponemos de una tabla que proporciona las constantes que dan lugar a los modelos matemáticos de las propiedades del fluido, el sub índice x indica a la temperatura a la que se está evaluando y la letra e al porcentaje de Propelinglicol en la mezcla Propelinglicol agua. .

Densidad.

$$\rho_1 = A_{1\rho} + A_{2\rho} * e + A_{3\rho} * \frac{273.15}{T_x} + A_{4\rho} * e * \frac{273.15}{T_x} + A_{5\rho} * \left(\frac{273.15}{T_x}\right)^2$$

Calor Específico.

$$Cp_1 = A_{1cp} + A_{2cp} * e + A_{3cp} * \frac{273.15}{T_x} + A_{4cp} * e * \frac{273.15}{T_x} + A_{5cp} * \left(\frac{273.15}{T_x}\right)^2$$

Conductividad Térmica.

$$k^{\circ}_1 = A_{1K} + A_{2K} * e + A_{3K} * \frac{273.15}{T_x} + A_{4K} * e * \frac{273.15}{T_x} + A_{5K} * \left(\frac{273.15}{T_x}\right)^2$$

Numero de Prandlt.

$$\begin{aligned} \ln(Pr_1) = & A_{1pr} + A_{2pr} * e + A_{3pr} * \frac{273.15}{T_x} + A_{4pr} * e * \frac{273.15}{T_x} + A_{5pr} \\ & * \left(\frac{273.15}{T_x}\right)^2 \end{aligned}$$

Viscosidad Dinámica.

$$\ln(u_1) = A_{1u} + A_{2u} * e + A_{3u} * \frac{273.15}{T_x} + A_{4u} * e * \frac{273.15}{T_x} + A_{5u} * \left(\frac{273.15}{T_x}\right)^2$$

Viscosidad Cinemática.

$$\vartheta_1 = \frac{u}{\rho_P}$$

Tabla 18. Tabla de constantes de Propiedades del Propelinglicol

Const.	ρ_1	Cp_1	k^o_1	u_1	Pr_1
	Kg/m ³	KJ/kg.K	W/m.K	Pa.s	
A₁	508.4111	4.4764	1.1888	-1.0279	6.661
A₂	-182.4082	0.6086	-1.4911	-10.0329	-6.994
A₃	965.7651	-0.7149	-0.6968	-19.9349	-18.551
A₄	280.2911	-1.9385	1.1363	14.6580	12.046
A₅	-472.2251	0.4787	0.0673	14.6205	14.477

Fuente: Thermophysical Properties Of Brines Models – M. Conde Engineering 2011

Propiedades Obtenidas a la temperatura de T₂ (102.12 °C) que viene del resultado del cálculo de balance térmico anterior.

Tabla 19. Propiedades del Propelinglicol.

Densidad	ρ_1	969.825	Kg/m ³
Calor Especifico	Cp_1	3.889	KJ/kg.K
Conductividad Termica	k^o_1	0.452	W/m.K
Viscosidad Dinámica	u_1	0.001	Pa.s
Numero de Prandtl	Pr_1	4.655	-
Viscosidad Cinética	ϑ_1	5.492E-07	m ² /seg

Elaboración, propia.

D) Calculo de Perdida de Carga.

Pérdida de carga generada por metro lineal de tubería.

La velocidad interior del fluido se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$v = \frac{4 \cdot Q_d}{\pi \cdot D_1^2}$$

Usando las propiedades del Propelinglicol y la dimensión de la tubería a usar:

$$v = \frac{4 \times (1.7 \times 10^{-5}) \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot (0.0145m)^2}$$

$$v = 0.1009 \frac{m}{s}$$

El número de Reynolds se calcula según la ecuación siguiente:

$$Re_1 = \frac{\rho_1 \cdot v \cdot D_1}{\mu_1}$$

Con los datos de las propiedades del Propilenglicol y la velocidad obtenida calculamos:

$$Re_1 = \frac{969.825 \frac{Kg}{m^3} \times 0.1009 \frac{m}{s} \times 0.0145m}{54.92 \times 10^{-4} Pa \cdot s}$$

$$Re_1 = 2665$$

Sabemos que el régimen laminar se encuentra cuando el Número de Reynolds menores a 2000 y turbulento mayores a 4000, y dado que el número de Reynolds es 2665, se encuentra en el régimen transitorio.

Decimos que el Número de Reynolds para el circuito primario es Laminar.

$$Re_1 = 2665 \text{ (Transitorio)}$$

Así mismo la rugosidad relativa es:

$$\frac{\epsilon_r}{D_1} = \frac{0.0015mm}{14.5 mm}$$

$$\frac{\epsilon_1}{D_1} = 1.0345 \times 10^{-4}$$

Hallamos el coeficiente de fricción.

Dado que el número de Reynolds es 2665 sabemos que el régimen laminar se encuentra cuando el Número de Reynolds menores a 2000 y turbulento mayores a 4000, nuestro número de Reynolds se encuentra en el régimen transitorio, y que según el XIX Seminario Nacional de Hidraulica e Hidrologia – Delimitacion de la zona de transición en el diagrama de Moody Basado en la ecuación de Colebrook- White (R.A. Flechas y J.G. Saldarreaga – Universidad de los Andes, Bogota), la ecuación a utilizarse para este para este

régimen es la de Colebrook-White (1989) que es la mostrada a continuación:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\text{Log}\left(\frac{\epsilon_r}{3.7 D_1} + \frac{2.51}{Re_1 \sqrt{f}}\right)$$

Hacemos que:

$$Y1 = \frac{1}{\sqrt{f}}$$

$$Y2 = -2\text{Log}\left(\frac{\epsilon_r}{3.7} + \frac{2.51}{Re_1 \sqrt{f}}\right)$$

Graficándolo tenemos que:

Calculo del valor de "f" mediante Interseccion de Graficas de Ecuaciones.

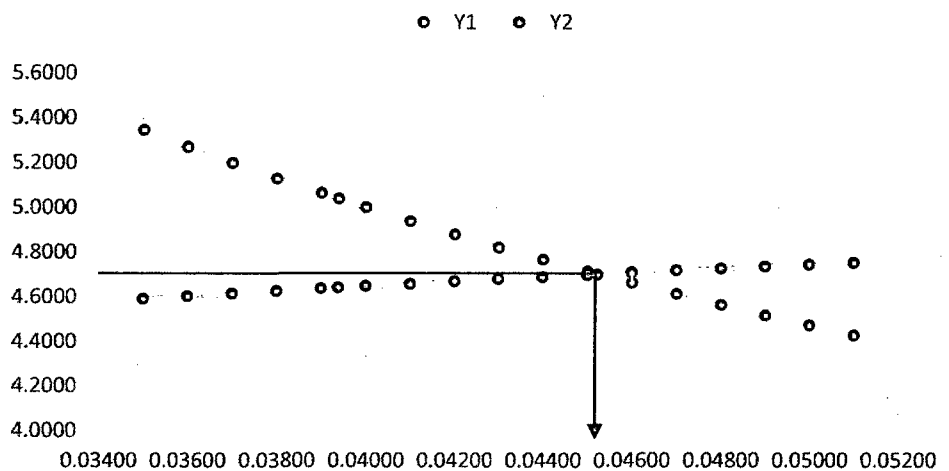


Grafico 87. Calculo del valor f de fricción
Elaboración, propia.

El valor f, será el resultado de la intersección de ambas gráficas, y tenemos que.

$$f = 0.0452$$

La pérdida de carga por metro de tubería se determina mediante la siguiente ecuación:

$$H_f = f \frac{L_t v^2}{D_1 2g}$$

Reemplazando datos obtenemos que:

$$H_f = 0.0452 \times \frac{1m}{0.0145m} \times \frac{(0.1 \frac{m}{s})^2}{2(9.8 \frac{m}{s^2})}$$

$$H_f = 0.00159 \text{ m. c. a}$$

$$H_f = 0.00159 \frac{\text{mm. c. a}}{\text{m lineal de tubería}}$$

Según norma UNE 37153:1986 tenemos que.

$$H_f \leq \frac{40 \text{ mm c. a}}{\text{m lineal de tubería}}$$

Por tanto la tubería de diámetro comercial 1/2" cumple con las condiciones de la norma, tanto en el primer y segundo circuito del sistema.

E) Calculo de la Potencia de Bomba

Primero es necesario determinar la pérdida de carga total originada por el paso del agua a través del circuito de recirculación del sistema se hace indispensable conocer con exactitud, su configuración, a continuación se muestra el diagrama de línea de la instalación que detalla la ubicación del grupo de bombeo, tanque acumulador y captadores solares, accesorios y trazado de tubería.

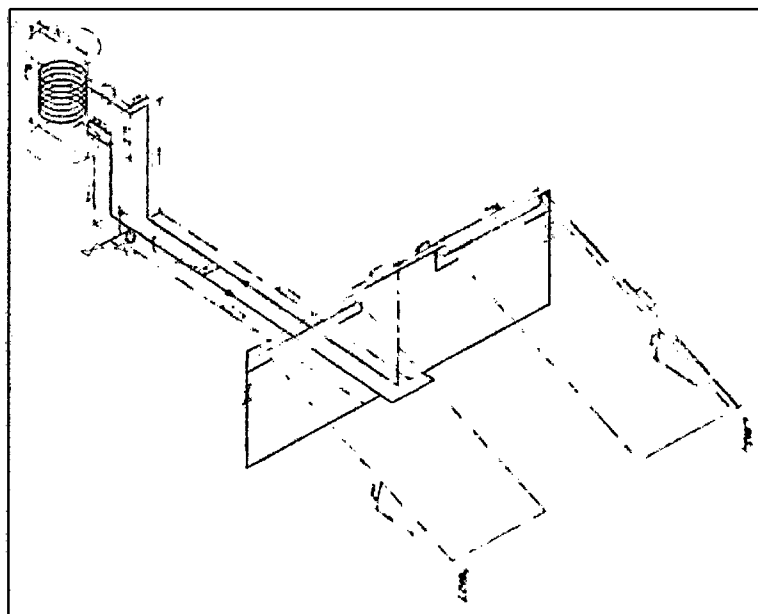


Grafico 88. Circuito primario del sistema térmico solar
Elaboración, propia.

Las pérdidas de carga originadas en los captadores solares, son función del caudal para determinar su valor se usa la siguiente gráfica.

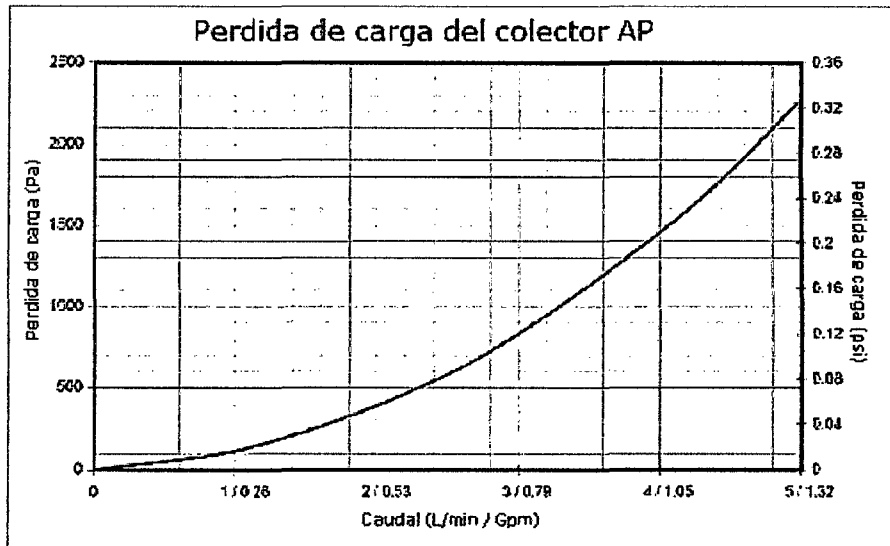


Gráfico 89. Perdida de carga en captador solar.
Elaboración, propia.

La curva del colector seleccionado es la de color azul, para un caudal volumétrico 0.5 lt/min es de 80Pa(82 m.c.a) de pérdida de presión, por cada captador solar.

Para el caso de colectores en paralelo, la pérdida de carga se determinara según la expresión siguiente.

$$h_{f.c} = \frac{h_{f.c1} \cdot N^{\circ}cap. (N^{\circ}cap + 1)}{4}$$

$H_{f.c.t}$: Perdida de carga del conjunto de captadores (mmca)

$H_{f.c}$: Perdida de carga de un captador (mmca) a 0.5 lt/min es 80 pa que es 82 mm.c.a.)

N_{cap} : Numero de captadores que es 2.

$$h_{f.c} = \frac{82 \times 2 \times (2 + 1)}{4} = 122 \text{ mmca} = 0.0122 \text{ mca}$$

Perdida de carga en accesorios.

Por ejemplo para codo estándar de 90°:

Datos:

$$\frac{L_t}{D_1} = 30 \text{ Valor obtenido de la tabla xx.}$$

$$v = 0.1009 \frac{m}{s}$$

$$f = 0.1230$$

Reemplazando éstos datos en la ecuación de pérdida de carga:

$$H_f = f \frac{L_t}{D_1} \frac{v^2}{2g} = (0.0452) \cdot 30 \cdot \frac{(0.1009 \frac{m}{s})^2}{2(9.8 \frac{m}{s^2})} = 0.0007 \text{ m.c.a}$$

La pérdida de carga total producida por los codos del circuito será:

$$H_f = 13 \text{ codos} \times 0.0007 \frac{\text{m.c.a}}{\text{codo}}$$

$$H_f = 0.00916 \text{ m.c.a}$$

Para los demás accesorios incluidos los captadores solares y los metros de tubería se sigue el mismo procedimiento, en la siguiente tabla se detalla el número de accesorios que intervienen en el recorrido, los metros de tubería, el número de captadores, la caída de presión unitaria y total.

Tabla 20. Pérdida de carga originadas por el paso de agua a través del circuito entre los captadores y el tanque acumulador

Cantidad	Denominación	Velocidad de fluido (m/s)	Factor de fricción	L/D_1	Pérdida de carga unitaria (m.c.a)	Pérdida de carga total (m.c.a)
2	Captador solar Kaysun AP-10	0.1009	0.0452	347.02	0.0082	0.0122
1	Serpentin del acumulador	0.1009	0.0452	21269.33	0.5000	0.5000
2	Valvula de compuerta 100% abierta	0.1009	0.0452	8.00	0.0002	0.0004
4	Valvula esferica 100% abierta	0.1009	0.0452	18.00	0.0004	0.0017
1	Entrada de tubería con resalte al interior	0.1009	0.0452	19.50	0.0005	0.0005
1	Salidas de tubería con resalte	0.1009	0.0452	25.00	0.0006	0.0006
6	Union universal	0.1009	0.0452	30.00	0.0007	0.0042
13	Codo estandar 90°	0.1009	0.0452	30.00	0.0007	0.0092
2	Reduccion 3/4 a 1/2	0.1009	0.0452	3.37	0.0001	0.0002
2	Valvula Mezcladora Termoestatica	0.1009	0.0452	20.00	0.0005	0.0009
18.0	Metros de tubería 1/2"	0.1009	0.0452	68.97	0.0016	0.0292

Elaboración, propia.

Para el circuito de circulación entre el tanque y los captadores se tiene las siguientes particularidades:

1. $V_1 = V_2$, al ser la tubería de succión del mismo diámetro que la tubería de descarga y al no existir una derivación de caudal.
2. $Z_1 = Z_2$, el fluido regresa al mismo punto de donde partió es decir la descarga está a la misma altura que la succión.
3. $P_1 = P_2$, tanto la descarga como la succión están a presión atmosférica pues el tanque contará con un respiradero.

La carga que deberá vencer la bomba de recirculación se calcula mediante la ecuación de Bernoulli:

$$H_B = \frac{1}{2g} (V_2^2 - V_1^2) + (Z_2 - Z_1) + \frac{1}{\gamma} (P_2 - P_1) + \sum H_f$$

$$H_B = \sum H_f = \text{m. c. a}$$

La potencia mínima de la bomba seleccionada se calcula según la ecuación 2.79:

$$N_e = \frac{\gamma \cdot Q_d \cdot H_B}{\eta_b}$$

$$N_e = \frac{9523.685 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{s}^2} \times 0.000017 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 0.559 \text{m}}{0.25}$$

$$N_e = 0.35 \text{ W}$$

Como se ve se requiere una bomba de muy baja potencia, sin embargo esto es usual en éste tipo de instalaciones.

F) Elección de Bomba.

Análogamente al procedimiento seguido para determinar la carga o presión que deberá vencer la bomba para un caudal de diseño, se calcula ésta carga para diferentes caudales, con el fin de graficar la curva del sistema:

Q°(Lt/min)	Q°(m3/s)	D ₁ (m)	v(m/s)	Re	Σ L/D	$\frac{\epsilon_1}{D_1}$	f	H _b (mca)	5PV
0	0.00E+00	0.0145	0.00	0	23953.29	0.000103	0	0.000	1.445
0.94	1.57E-05	0.0145	0.09	2504.86	23953.29	0.000103	0.04472	0.492	1.395
1.2	2.00E-05	0.0145	0.12	3197.69	23953.29	0.000103	0.04208	0.754	1.375
1.4	2.33E-05	0.0145	0.14	3730.64	23953.29	0.000103	0.04048	0.988	1.363
2.4	4.00E-05	0.0145	0.24	6395.39	23953.29	0.000103	0.03538	2.537	1.284
3.4	5.67E-05	0.0145	0.34	9060.13	23953.29	0.000103	0.03243	4.667	1.200
4.4	7.33E-05	0.0145	0.44	11724.9	23953.29	0.000103	0.03041	7.329	1.093
5.4	9.00E-05	0.0145	0.55	14389.6	23953.29	0.000103	0.02889	10.487	0.959
6.4	1.07E-04	0.0145	0.65	17054.4	23953.29	0.000103	0.02769	14.119	0.792
7.4	1.23E-04	0.0145	0.75	19719.1	23953.29	0.000103	0.0267	18.202	0.605

Elaboración, propia.

En base a ésta tabla se puede elaborar una gráfica o curva característica del sistema, la que se sobrepone a la curva característica de la bomba seleccionada (Ver anexo) para determinar el punto de funcionamiento.

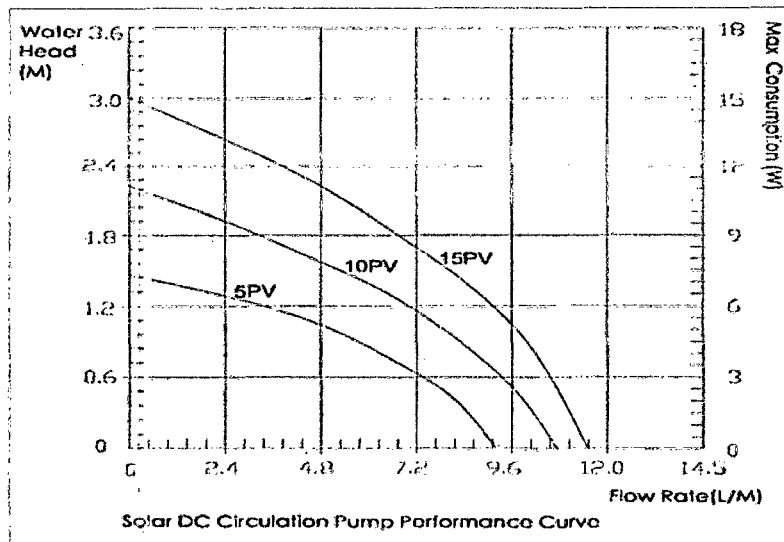


Grafico 90. Curva característica de la bomba seleccionada Fuente, TS5 serie.

INTERSECCION DE CURVAS PARA BOMBA 5P

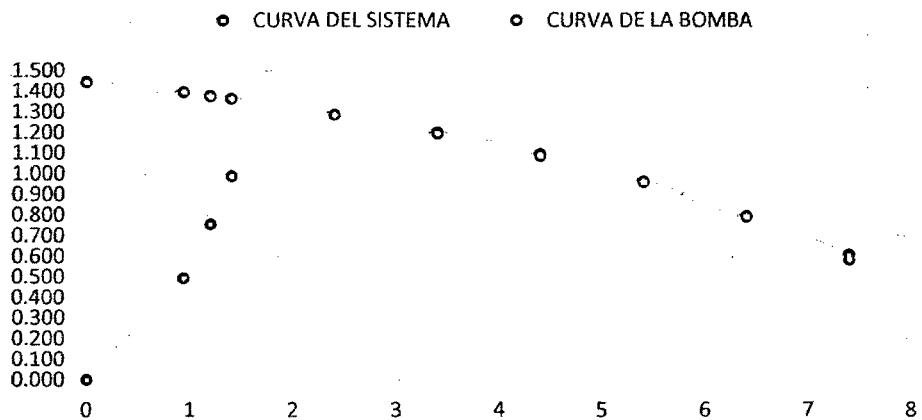


Gráfico 91. Curva característica de la bomba seleccionada, curva característica del sistema y punto de funcionamiento, del sistema, colector – acumulador.
Elaboración, propia.

La potencia corregida de la bomba seleccionada se calcula con la pérdida de carga de intersección de las dos curvas, la del sistema y de la bomba:

$$N_e = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_B}{\eta}$$

$$N_e = \frac{9523.685 \times 0.000017 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 1.35\text{m}}{0.25}$$

$$N_e = 0.85 \text{ W}$$

Características de la bomba seleccionada:

- Modelo: TS5 5PV.
- Voltaje: 8V- 24V DC
- Conexiones: 1/2" NPT
- Máxima presión del sistema: 10 Bar
- Máxima temperatura de trabajo: 140°C.
- Potencia mínima de arranque: 2Watt.
- Ruido producido: < 45 dB a un metro de distancia.

5.9.2 Circuito Secundario.

A) Calculo para el Caudal de diseño.

Para determinar el caudal usamos de referencia los caudales recomendados por lo fabricantes del interacumulador, que para un salto de temperatura determinado recomiendan un flujo determinado, por ejemplo para un ΔT de 30 °C el caudal es 611 Lt/h y para un ΔT de 45 °C el caudal es de 407 Lt/h, por esta razón asumimos que para nuestro salto de temperatura de ΔT de 68 oC extrapolando obtenemos un caudal de 94.2 Lt/hr que es 1.56 Lt/min.

El caudal de diseño del circuito secundario será:

$$Q_d = 1.56 \frac{lt}{min}$$

El diámetro mínimo de tubería seleccionada para la interconexión entre el tanque acumulador y la marmita deberá ser tal que cumpla con las siguientes condiciones:

$$Q_d = 1.56 \frac{lt}{min} = 2.62 \times 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

B) Selección del diámetro de tubería empleada en la interconexión en el circuito secundario (acumulador - marmita).

Asumimos que la velocidad para ambos circuitos es la misma solo con la intención de calcular el diámetro mínimo de la tubería a seleccionar.

$$v = 3 \frac{m}{s} \text{ (Velocidad recomendada por norma UNE 37153:1986)}$$

(Copper c-1130. Cold drawn round tubes for cooling and air conditioning. Dimensions, tolerances, mechanical properties and technical conditions for delivery)

Nota: Según el CTE; el diámetro de las tuberías se seleccionara de forma que la velocidad de circulación del fluido sea 2m/s cuando la tubería discurra por locales habitados y a 3m/s cuando el trazado sea al exterior o por locales no habitados.

Según la ecuación el diámetro de tubería es:

$$D_1 = 2 \sqrt{\frac{Q^{\circ}d}{\pi * v}}$$

$$D_1 = 2 \sqrt{\frac{2.62 \times 10^{-5}}{\pi * 3}} = 3.33 \times 10^{-3} \text{ m} = 3.33 \text{ mm}$$

El diámetro comercial superior al requerido es de ½", esto según la tabla.

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

Grafico 92. Especificaciones técnicas.

Fuente. Tesis de grado "Diseño de un sistema de calentamiento solar de agua"

El diámetro escogido es el de ½" y tiene las siguientes características para el cálculo hidráulico:

$$D_{int} = 14.5 [mm] = 0.0145 [m]$$

$$\epsilon = 0.0015 [mm]$$

C) Propiedades del agua – Circuito secundario.

Las propiedades del agua fueron tomadas a temperatura de trabajo (T₇=84.19 °C)

Tabla 22. Propiedades del agua a 84.19 °C

Densidad	ρ_2	968.486000	Kg/m ³
Calor Especifico	Cp_2	4.197560	KJ/kg.K
Conductividad Termica	k^o_2	0.674900	W/m.K
Viscosidad Dinámica	u_2	3.332400	Pa.s
Numero de Prandl	Pr_2	2.072596	
Viscosidad Cinética	ν_2	0.003441	m ² /seg

Elaboración, propia.

D) Calculo de Perdida de Carga.

A continuación se determinará la pérdida de carga generada por metro lineal de tubería.

La velocidad interior del fluido se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$v = \frac{4 \cdot Q_d}{\pi \cdot D_1^2}$$

Para el Agua.

$$v = \frac{4 \times (2.62 \times 10^{-5}) \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot (0.0145m)^2}$$

$$v = 0.1686 \frac{m}{s}$$

El número de Reynolds se calcula según la ecuación siguiente:

$$Re_2 = \frac{\rho_2 \cdot v \cdot D_1}{u_2}$$

Para el circuito secundario (fluido agua)

$$Re_2 = \frac{968.486 \frac{kg}{m^3} \times 0.11686 \frac{m}{s} \times 0.0145m}{3.332 \times 10^{-4} Pa.s}$$

$$Re_2 = 6635.16 \text{ (Régimen en turbulento)}$$

La rugosidad relativa es:

$$\frac{\epsilon_r}{D_1} = \frac{0.0015mm}{14.5 mm} = 1.0345 \times 10^{-4}$$

Dado que el número de Reynolds es 2439.16, sabemos que el régimen laminar se encuentra cuando el Número de Reynolds menores a 2000 y turbulento mayores a 4000, nuestro número de Reynolds se encuentra en el régimen turbulento y la ecuación a utilizarse para este para este régimen es la de Colebrook-White (1989) que es la mostrada a continuación:

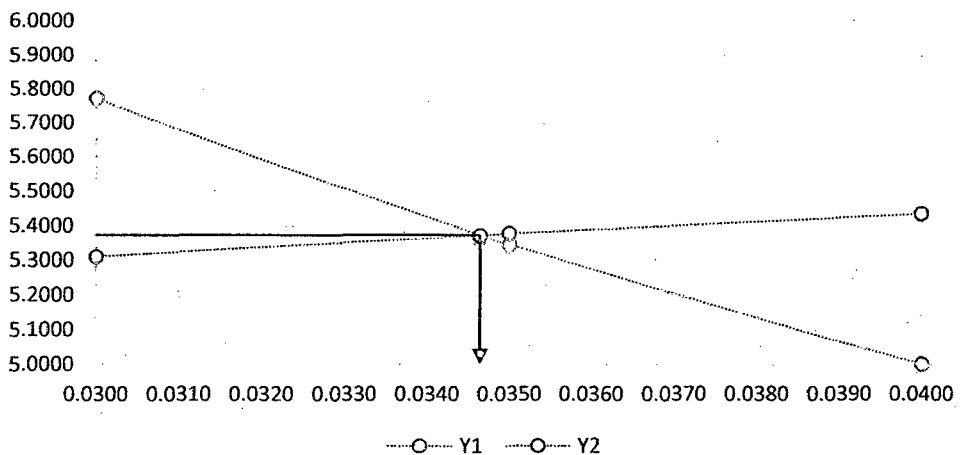
$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\text{Log}\left(\frac{\epsilon_r}{3.7 D_1} + \frac{2.51}{Re_2 \sqrt{f}}\right)$$

Hacemos que:

$$Y1 = \frac{1}{\sqrt{f}}$$

$$Y2 = -2\text{Log}\left(\frac{\epsilon_r}{3.7 D_1} + \frac{2.51}{Re_2 \sqrt{f}}\right)$$

Calculo del valor de "f" mediante Interseccion de Graficas de Ecuaciones.



Elaboración, propia.

Graficándolo tenemos que:

$$f = 0.0347$$

La pérdida de carga por metro de tubería se determina mediante la siguiente ecuación:

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

$$H_f = 0.0347 \times \frac{1m}{0.0145m} \times \frac{(0.1686 \frac{m}{s})^2}{2(9.8 \frac{m}{s^2})}$$

$$H_f = 0.00346 \text{ m. c. a}$$

$$H_f = 0.00346 \frac{\text{mm. c. a}}{\text{m lineal de tubería}}$$

Según norma UNE 37153:1986 tenemos que.

$$H_f \leq \frac{40 \text{ mm c. a}}{\text{m lineal de tubería}}$$

Por tanto la tubería de diámetro comercial $\frac{1}{2}$ " cumple con las condiciones de la norma, tanto en el primer y segundo circuito del sistema.

E) Calculo de Potencia de Bomba.

Primero es necesario determinar la pérdida de carga total originada por el paso del agua a través del circuito de recirculación del sistema se hace indispensable conocer con exactitud, su configuración, a continuación se muestra el diagrama de línea de la instalación que detalla la ubicación del grupo de bombeo, tanque acumulador y captadores solares, accesorios y trazado de tubería.

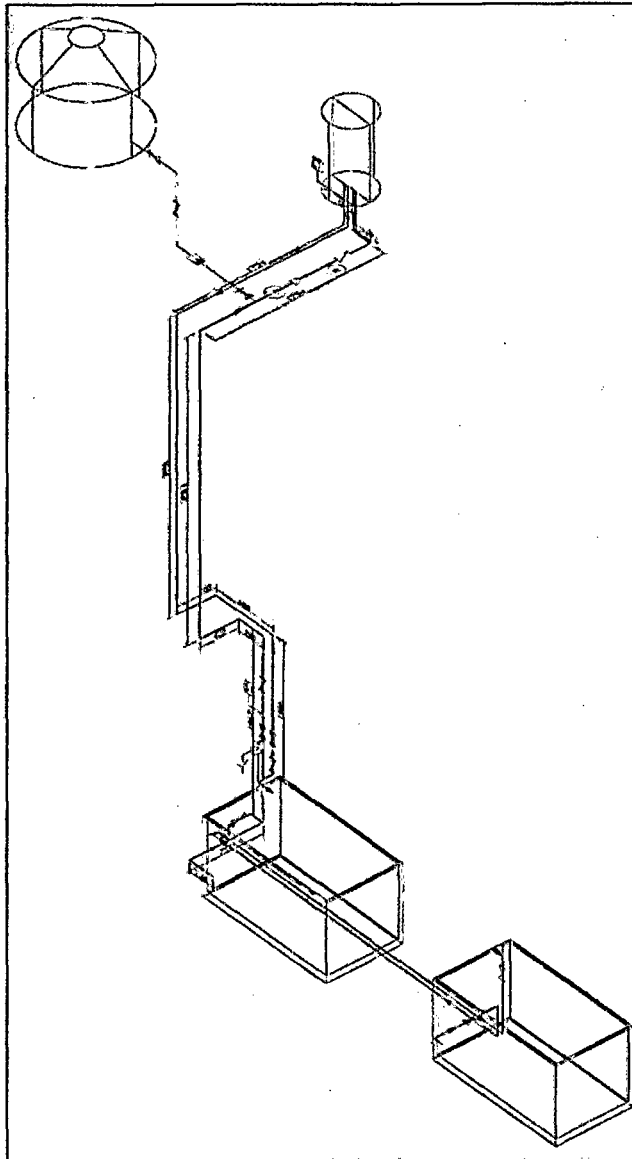


Grafico 94. Circuito secundario del sistema térmico solar
Elaboración, propia.

Del mismo modo que en el circuito primario, en el circuito secundario construimos el cuadro de pérdidas de cargas.

Tabla 23. Pérdida de carga originadas por el paso de agua a través del circuito entre el tanque acumulador y marmita

Cantidad	Denominación	Velocidad fluido (m/s)	Factor de fricción	L/D	n*(L/D)	Perdida de carga unitaria (m.c.a)	Perdida de carga total (m.c.a)
2	Válvula de compuerta 100% abierta	0.1575	0.0347	8.0000	16.00	0.0004	0.0007
4	Válvula esférica 100% abierta	0.1575	0.0347	18.0000	72.00	0.0008	0.0032
1	Entrada de tubería con resalte al interior	0.1575	0.0347	19.5000	19.50	0.0009	0.0009
1	Salidas de tubería con resalte	0.1575	0.0347	25.0000	25.00	0.0011	0.0011
4	Unión universal	0.1575	0.0347	30.0000	120.00	0.0013	0.0053
10	Codo estándar 90°	0.1575	0.0347	30.0000	300.00	0.0013	0.0131
17.07	Metros de tubería ed 1/2"	0.1575	0.0347	68.9655	1177.24	0.0030	0.0516

Elaboración, propia.

Para el circuito de circulación entre el tanque y los captadores se tiene las siguientes particularidades:

1. $V_1 = V_2$, al ser la tubería de succión del mismo diámetro que la tubería de descarga y al no existir una derivación de caudal.
2. $Z_1 = Z_2$, el fluido regresa al mismo punto de donde partió es decir la descarga está a la misma altura que la succión.
3. $P_1 = P_2$, tanto la descarga como la succión están a presión atmosférica pues el tanque contará con un respiradero.

La carga que deberá vencer la bomba de recirculación se calcula mediante la ecuación de Bernoulli:

$$H_B = \frac{1}{2g} (V_2^2 - V_1^2) + (Z_2 - Z_1) + \frac{1}{\gamma} (P_2 - P_1) + \sum H_f$$

$$H_B = \sum H_f$$

$$H_B = 0.0758 \text{ m.c.a}$$

La potencia mínima de la bomba seleccionada se calcula según la ecuación:

$$N_e = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_B}{\eta_b}$$

$$N_e = \frac{9510.53 \frac{Kg}{m^2s^2} \times 0.000026 \frac{m^3}{s} \times 0.0758m}{0.25}$$

$$N_e = 0.07 W$$

F) Elección de Bomba.

Como se ve se requiere una bomba de muy baja potencia, sin embargo esto es usual en éste tipo de instalaciones. Análogamente al procedimiento seguido para determinar la carga o presión que deberá vencer la bomba para un caudal de diseño, se calcula ésta carga para diferentes caudales, con el fin de graficar la curva del sistema:

Tabla 24. Curva para elección de bomba del Circuito Secundario

Q(Lt /min)	Q(m3/s)	D(m)	V(m/s)	Re	Σ L/D	e/D	f	Hb(mca)	5PV
0	0.00E+00	0.0145	0.00	0	1729.74	0.000103	0	0.000	1.445
0.94	1.57E-05	0.0145	0.09	3998.1	1729.74	0.000103	0.03979	0.032	1.395
1.2	2.00E-05	0.0145	0.12	5103.96	1729.74	0.000103	0.03743	0.048	1.375
1.4	2.33E-05	0.0145	0.14	5954.62	1729.74	0.000103	0.03602	0.063	1.360
2.4	4.00E-05	0.0145	0.24	10207.9	1729.74	0.000103	0.03148	0.163	1.284
3.4	5.67E-05	0.0145	0.34	14461.2	1729.74	0.000103	0.02885	0.300	1.200
4.4	7.33E-05	0.0145	0.44	18714.5	1729.74	0.000103	0.02705	0.471	1.093
5.4	9.00E-05	0.0145	0.55	22967.8	1729.74	0.000103	0.0257	0.674	0.959
6.4	1.07E-04	0.0145	0.65	27221.1	1729.74	0.000103	0.02463	0.907	0.797
7.2	1.20E-04	0.0145	0.73	30623.8	1729.74	0.000103	0.02392	1.115	0.648
7.4	1.23E-04	0.0145	0.75	31474.4	1729.74	0.000103	0.02375	1.169	0.605
9.29	1.55E-04	0.0145	0.94	39513.2	1729.74	0.000103	0.02244	1.741	0.000

Elaboración, propia.

En base a ésta tabla se puede elaborar una gráfica o curva característica del sistema, la que se sobrepone a la curva

característica de la bomba seleccionada (Ver anexo) para determinar el punto de funcionamiento.

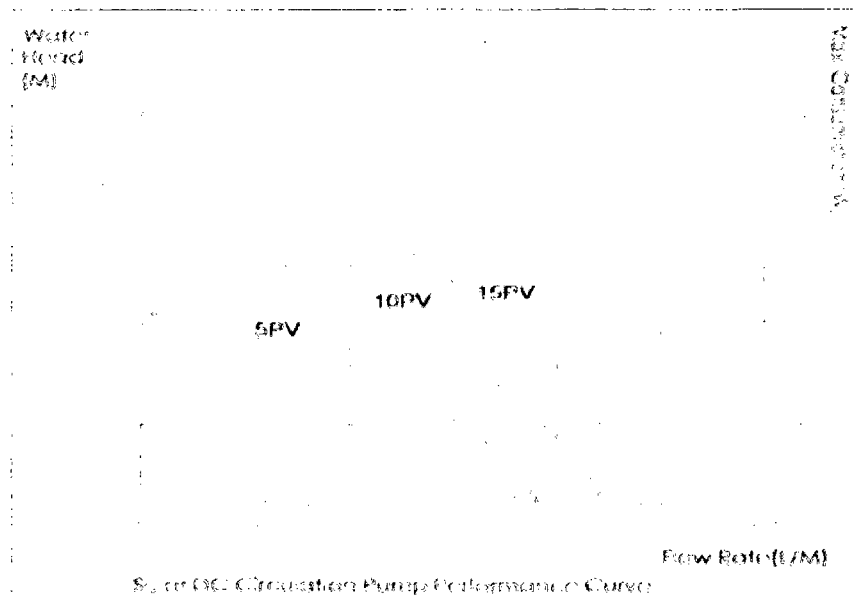


Grafico 95. Curva característica de la bomba seleccionada
Fuente, TS5 serie.

INTERSECCION DE CURVA PARA BOMBA 5P

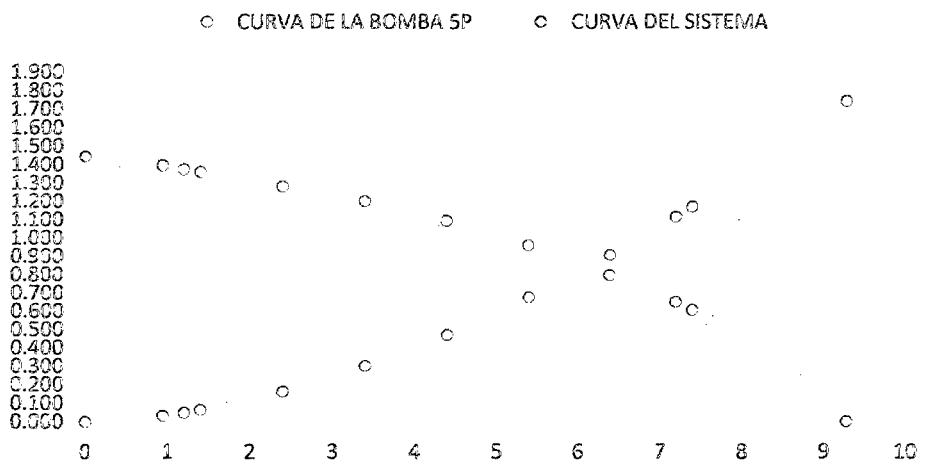


Grafico 96. Curva característica de la bomba seleccionada, curva característica del sistema y punto de funcionamiento, del sistema, acumulador-marmita.
Elaboración, propia.

La potencia corregida de la bomba seleccionada se calcula según la ecuación 2.79 con la pérdida de carga de intersección de las dos curvas, la del sistema y de la bomba:

$$N_e = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_B}{\eta_b}$$
$$N_e = \frac{9510.53 \frac{Kg}{m^2 s^2} \times 0.0028 \frac{m^3}{s} \times 0.85m}{0.25}$$

$$N_e = 0.87 W$$

Características de la bomba seleccionada:

- Modelo: TS5 5PV.
- Voltaje: 8V- 24V DC
- Conexiones: 1/2" NPT
- Máxima presión del sistema: 10 Bar
- Máxima temperatura de trabajo: 140°C.
- Potencia mínima de arranque: 2Watt.
- Ruido producido: < 45 dB a un metro de distancia.

5.10. AISLAMIENTO TERMICO

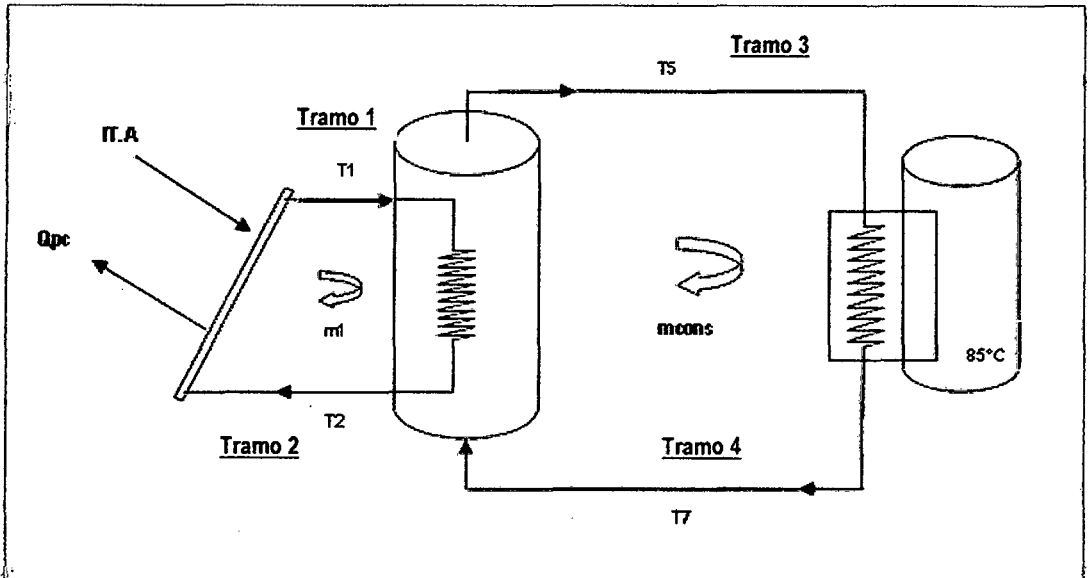


Grafico 97. Tramo de tuberías del sistema térmico solar.
Elaboración, propia.

5.10.1. PÉRDIDAS DE CALOR PRODUCIDO EN LAS TUBERÍAS DEL CIRCUITO SIN AISLAMIENTO.

A) Cálculo de calor perdido a través de la tubería con Propelinglicol a T_1

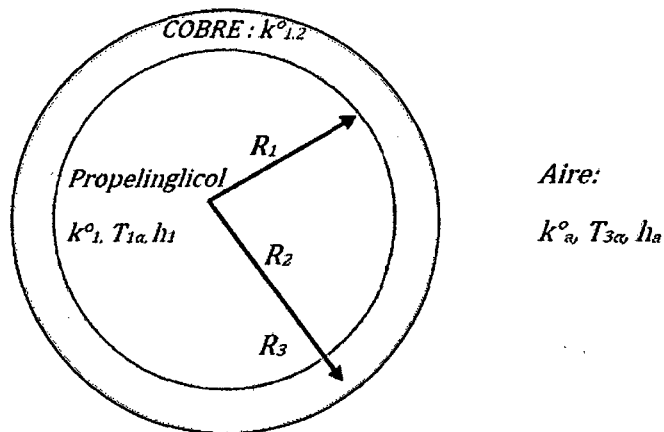


Grafico 98. Tubería sin aislamiento
Elaboración, propia.

A.1 Cálculo de coeficiente convectivo interior (h_1)

El fluido interior es Propilenglicol a 111.28°C; presenta las siguientes propiedades:

Tabla 25. Propiedades del propilenglicol a 111.28°C

Densidad	ρ_1	962.912	Kg/m ³
Calor Especifico	Cp_1	3.903	KJ/kg.K
Conductividad Termica	k°_1	0.454	W/m.K
Viscosidad Dinámica	u_1	4.72E-04	Pa.s
Numero de Prandl	Pr_1	4.116	
Viscosidad Cinemática	ϑ_1	4.90263E-07	m ² /seg

Elaboración Propia

Calculamos el número de Reynolds:

$$Re_1 = \frac{\rho_1 \cdot v \cdot D_1}{u_1} = \frac{962.912 \frac{Kg}{m^3} \times 0.1009 \frac{m}{s} \times 0.0145m}{0.000472 Pa.s} = 2984.72$$

$Re < 2400 \rightarrow$ Convección forzada en régimen laminar

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

Usamos esta correlación para fluido en régimen transitorio.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(Re-1000)Pr}{1+12.7\left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}}(Pr^{\frac{2}{3}}-1)}, \text{ Donde, } f=(1.58\ln Re - 3.28)^{-2}$$

Valido para $0.5 < Pr < 2000, 2300 < Re < 10^4$

$$f = (1.58 \ln Re - 3.28)^{-2}$$

$$f = (1.58 \ln 2984.72 - 3.28)^{-2}$$

$$f = 0.01141$$

Reemplazamos en la ecuación.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) (Re_1 - 1000) Pr_1}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr_1^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{0.01141}{2}\right) (2984.72 - 1000) 4.116}{1 + 12.7 \left(\frac{0.01141}{2}\right)^{\frac{1}{2}} (4.116^{\frac{2}{3}} - 1)} = 18.604$$

Hallamos e coeficiente conectivo de esta rama.

$$h_1 = \frac{Nu \cdot k^{\circ}_1}{D_1} = \frac{10.09856 \times 0.454}{0.0145} = 316.1894 \frac{w}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$$

$$h_1 = 582.85 \frac{w}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$$

A.2 Cálculo de coeficiente convectivo exterior (h_2)

El fluido exterior es aire; las propiedades es a la temperatura promedio entre el ambiente (22 °C) y la superficie de la tubería que hemos dicho que será la misma del fluido (111.28°C) que es 66.64 °C la que presenta las siguientes propiedades:

Tabla 26. Propiedades del aire a 66.64°C

Temperatura promedio	T_p	66.64	C
Densidad	ρ_a	1.0391	Kg/m ³
Calor Especifico	Cp_a	1.007	KJ/kg.K
Viscosidad Dinámica	μ_a	20.3722*10 ⁻⁶	Pa.s
Viscosidad Cinética	ν_a	19.614*10 ⁻⁶	m ² /seg
Conductividad Termica	k°_a	28.5688*10 ⁻³	W/m.K
Numero de Prandl	Pr_a	0.7186	-

Elaboración, propia.

Calculo del número de Rayleigh

$$Ra_D = Gr_L \times Pr$$

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_c^3}{\nu^2}$$

Donde:

g= gravedad 9.81m/s²

β=coeficiente de expansión volumétrica (1/Tp=1/339.79=β = 0.00294)

T_s= Temperatura en la superficie asumimos que es la del fluido 111.28°C

T_∞= Temperatura en el ambiente suficientemente lejos de la superficie de trabajo 22 °C

L_c= Longitud característica de la configuración geométrica (0.0213m)

ν = Viscosidad cinemática del fluido 19.614*10⁻⁶m²/seg

$$Ra_D = \frac{9.81 \times 0.00294 \times (111.28 - 22) \cdot 0.0213^3}{(19.614 \cdot 10^{-6})^2} \times 0.7185736$$

$$Ra_D = 6.475 \times 10^4$$

Calculo de Número de Nussel.

$$Nu = 2 + \frac{0.589 \times Ra_D^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.469}{Pr_a} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}}$$

$$Nu = 2 + \frac{0.589 \times (1.543 \times 10^6)^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.469}{0.7185736} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}} = 9.2595$$

$$Nu = 9.2595$$

Ahora procederemos a calcular el coeficiente convectivo:

$$h_a = \frac{Nu \cdot k_a}{D_2}$$

$$h_a = \frac{18.04 \times 28.56808 \times 10^{-3} \frac{W}{m^2 \cdot C}}{0.0213 m} = 12.419 \frac{W}{m^2 \cdot C}$$

$$h_a = 12.419 \frac{W}{m^2 \cdot C}$$

A.3 Cálculo del calor perdido por convección interna, externa y conducción y radiación, en el tramo 1

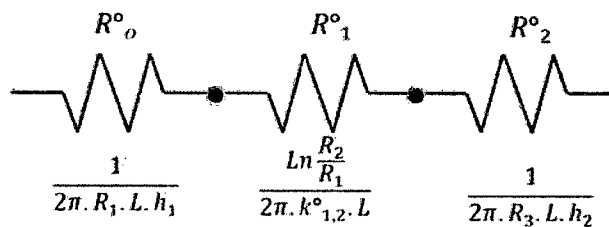


Grafico 99. Analogía eléctrica en transferencia de calor
Elaboración, propia.

El calor perdido a través de las tuberías del circuito primario, se evalúa según la siguiente ecuación.

$$Q_1 = \frac{T_{1\alpha} - T_{3\alpha}}{\frac{1}{2\pi \cdot R_1 \cdot L \cdot h_1} + \frac{\ln \frac{R_2}{R_1}}{2\pi \cdot k_{1,2} \cdot L} + \frac{1}{2\pi \cdot R_2 \cdot L \cdot h_a}}$$

Tabla 27. Perdida de calor en tubería sin aislar - Tramo 1

Temp. en el Fluido	T_{1a}	111.2800	°C
Temp. en el Ambiente	T_{3a}	22.0000	°C
Radio interno	R_1	0.0073	m
Radio Externo	R_2	0.0107	m
Coef. Conduccion del Cobre	$k_{1,2}$	36.1894	W/m ² ·°C
Coef. Convectivo Interno	h_1	582.8503	W/m ² ·°C
Coef. Convectivo Interno	h_a	12.4190	W/m ² ·°C
Perdida de Calor	Q_1	71.8447	W/m

Elaboración, propia.

Consideramos la pérdida de calor por radiación, asumiendo que la temperatura de la superficie (T_s) es la misma temperatura del fluido, la emisividad (ϵ) del cobre será 0.7, que es del cobre comercial, además que la constante de Stefan Boltzmann ($4.6704 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$) y el área superficial para el diámetro externo de 0.0613m y 1m de largo que es 0.19258 m^2 . La ecuación a usar es:

$$Q_{RAD1} = \epsilon \cdot A_s \cdot \sigma \cdot [(T_s)^4 - (T_{3a})^4]$$

$$Q_{RAD1} = 78.1721 \text{ W/m}$$

Por lo tanto el total de calor perdido es:

$$Q_{Total-tramo1} = Q_1 + Q_{RAD1}$$

$$Q_{Total-tramo1} = 150.0168 \text{ W/m}$$

B) Cálculo de calor perdido a través de la tubería con Propilenglicol T_2

B.1 Cálculo de coeficiente convectivo interior (h_1)

El fluido interior es Propilenglicol a 102.12°C ; presenta las propiedades:

Tabla 28. Propiedades del propilenglicol a 102.12°C

Temperatura	T_2	102.12	C
Densidad	ρ_1	969.8253497	Kg/m ³
Calor Especifico	Cp_1	3.88868576	KJ/kg.K
Viscosidad Dinámica	k°_1	0.000532633	Pa.s
Viscosidad Cinemática	u_1	5.49205E-07	m ² /seg
Conductividad Termica	Pr_1	0.451746654	W/m.K
Numero de Prandl	ϑ_1	4.654576079	-

Elaboración Propia

Calculamos el número de Reynolds:

$$Re_1 = \frac{\rho_1 \cdot v \cdot D_1}{u_1}$$

Diámetro interno	Di	0.0145	m
Número de Reynolds	Re	2663.9432	Transitorio

Usamos esta correlación para fluido en régimen transitorio.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) (Re_1 - 1000) Pr_1}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{2}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr_1^{\frac{2}{3}} - 1)}, \text{ Donde } f = (1.58 \ln(Re_1) - 3.28)^{-2}$$

Valido para $0.5 < Pr < 2000$ y $2300 < Re < 104$

Factor de Fricción	<i>f</i>	0.0119
Numero de Nussel	<i>N_u</i>	16.7109

Hallamos e coeficiente conectivo de esta rama.

$$h_1 = \frac{N_u \cdot k^{\circ}_1}{D_1}$$

Convectivo	<i>h₁</i>	520.6284	W/m ² *C
------------	----------------------	----------	---------------------

B.2 Cálculo de coeficiente convectivo exterior (h_a)

El fluido exterior es aire; las propiedades es a la temperatura promedio entre el ambiente (22 °C) y la superficie de la tubería que hemos dicho que será la misma del fluido (102.12 °C) que es 62.06 °C la que presenta las siguientes propiedades.

Tabla 29. Propiedades del aire a 62.06 °C

Temperatura promedio	T _p	62.06	C
Densidad	<i>ρ_a</i>	1.05282	Kg/m ³
Calor Especifico	<i>C_{p_a}</i>	1.007	KJ/kg.K
Viscosidad Dinámica	<i>μ_a</i>	2.017E-05	Pa.s
Viscosidad Cinética	<i>ν_a</i>	1.916E-05	m ² /seg
Conductividad Termia	<i>k^o_a</i>	2.824E-02	W/m.K
Numero de Prandl	<i>Pr_a</i>	0.7197644	-

Elaboración, propia.

Calculo del número de Rayleigh

$$Ra_D = Gr_L \times Pr$$

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_v^3}{\nu^2}$$

Donde:

g= gravedad 9.81 m/s²

β= coeficiente de expansión volumétrica (1/Tp)

T_s= Temperatura en la superficie asumimos que es la del fluido 102.12 °C

T_∞= Temperatura en el ambiente suficientemente lejos de la superficie de trabajo 22 °C

L_v= Longitud característica de la configuración geométrica (0.0613m)

ν = Viscosidad cinemática del fluido.

Diámetro externo	De	0.0213	m
Numera deRayleigh	Ra _D	6.175E+04	

Calculo de Número de Nussel.

$$Nu = 2 + \frac{0.589 \times Ra_D^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.469}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}}$$

Nusel	Nu	9.1752
-------	----	--------

Calculo del coeficiente convectivo

$$h_a = \frac{Nu \cdot k^o_a}{D_2}$$

Coef. Convectivo	h _a	12.164	W/m ² °C
------------------	----------------	--------	---------------------

B.3 Cálculo del calor perdido por convección interna, externa y conducción en el tramo 2.

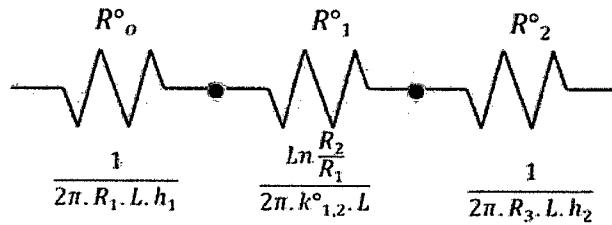


Grafico 100. Analogía eléctrica en transferencia de calor
Elaboración, propia.

El calor perdido a través de las tuberías del circuito primario, se evalúa según la siguiente ecuación.

$$Q_2 = \frac{T_{1\alpha} - T_{3\alpha}}{\frac{1}{2\pi \cdot R_1 \cdot L \cdot h_1} + \frac{\ln \frac{R_2}{R_1}}{2\pi \cdot k_{1,2} \cdot L} + \frac{1}{2\pi \cdot R_2 \cdot L \cdot h_a}}$$

Tabla 30. Perdida de calor en tubería sin aislar – Tramo 2

Temp. en el Fluido	T_{1a}	102.120	°C
Temp. en el Ambiente	T_{3a}	22.000	°C
Radio interno	R_1	0.007	m
Radio Externo	R_2	0.011	m
Coef. Conduccion del Cobre	$k_{1,2}$	36.189	W/m ² *C
Coef. Convectivo Interno	h_1	520.628	W/m ² *C
Coef. Convectivo Interno	h_a	12.164	W/m ² *C
Perdida de Calor	Q_2	62.967	W/m

Elaboración, propia.

Consideramos la perdida de calor por radiación, asumiendo que la temperatura de la superficie (T_s) es la misma temperatura del fluido, la emisividad (ϵ) del cobre será 0.7, que es del cobre comercial, además que la constante de Stefan Boltzmann ($4.6704 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$) y el área superficial para el diámetro externo de 0.0613m y 1m de largo que es 0.19258 m². La ecuación a usar es:

$$Q_{RAD2} = \epsilon \cdot A_s \cdot \sigma \cdot [(T_s)^4 - (T_{3a})^4]$$

$$Q_{RAD2} = 72.8373 \text{ W/m}$$

Por lo tanto el total de calor perdido es:

$$Q_{Total-tramo1} = Q_2 + Q_{RAD2}$$

$$Q_{Total-tramo2} = 135.804 \text{ W/m}$$

C) Cálculo de calor perdido a través de la tubería con Agua a T_5

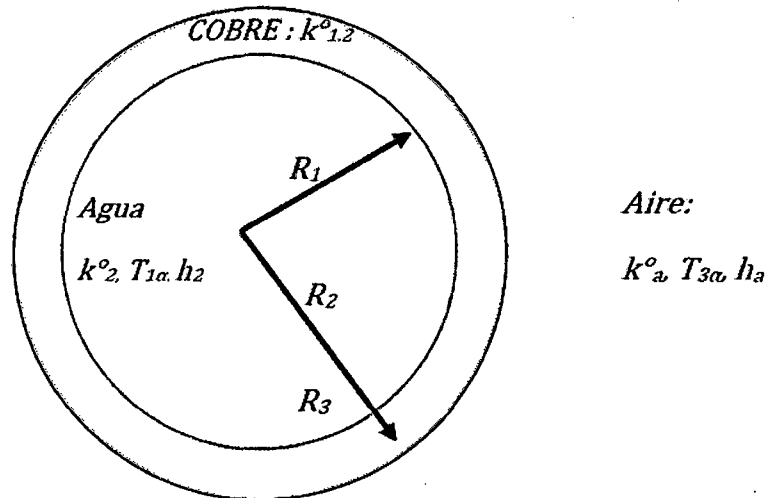


Grafico 101. Tubería sin aislamiento
Elaboración, propia.

C.1 Cálculo de coeficiente convectivo interior (h_2)

El fluido interior es Agua a 86.89°C ; presenta las siguientes propiedades:

Tabla 31. Propiedades del agua a 86.89°C

Temperatura	T_5	86.89	C
Densidad	ρ_2	967.5526	Kg/m ³
Calor Específico	Cp_2	4.20089	KJ/kg.K
Viscosidad Dinámica	u_2	3.26418E-04	Pa.s
Viscosidad Cinemática	ϑ_2	3.37345E-07	m ² /seg
Conductividad Termica	k°_2	0.673945	W/m.K
Numero de Prandl	Pr_2	2.034506	-

Elaboración, propia.

Calculamos el número de Reynolds:

$$Re_2 = \frac{\rho_1 \cdot v \cdot D_1}{u_1}$$

Diámetro interno	Di	0.01450	m
Número de Reynolds	Re	4.3367E+03	Turbulento

Usamos esta correlación para fluido en régimen transitorio.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000) \cdot Pr_1}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left(Pr_1^{\frac{2}{3}} - 1\right)}, \text{ Donde } f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2}$$

Valido para, $0.5 < Pr < 2000$, $3000 < Re < 4 \times 10^6$ y $(L/D) > 10$

Factor de Fricción	f	0.04038
Numero de Nussel	Nu	2.2160E+01

Hallamos e coeficiente conectivo de esta rama.

$$h_2 = \frac{Nu \cdot k^o_2}{D_1}$$

Coef. Conectivo	h_2	1029.95560	W/m ² °C
-----------------	-------	------------	---------------------

C.2 Cálculo de coeficiente convectivo exterior (h_a)

El fluido exterior es aire; las propiedades es a la temperatura promedio entre el ambiente (22 °C) y la superficie de la tubería que hemos dicho que será la misma del fluido (86.89°C) que es 54.445°C la que presenta las siguientes propiedades:

Tabla 32. Propiedades del aire a 54.445°C

Temperatura promedio	T_p	54.4450	C
Densidad	ρ_a	1.0757	Kg/m ³
Calor Específico	Cp_a	1.0070	KJ/kg.K
Viscosidad Dinámica	μ_a	1.984E-05	Pa.s
Viscosidad Cinética	ν_a	1.839E-05	m ² /seg
Conductividad Termica	k_a	2.769E-02	W/m.K
Numero de Prandtl	Pr_a	0.7217	-

Elaboración, propia.

Calculo del número de Rayleigh

$$Ra_D = Gr_L \times Pr$$

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_v^3}{\nu^2}$$

Donde:

g= gravedad 9.81 m/s²

β = coeficiente de expansión volumétrica (1/Tp)

Ts= Temperatura en la superficie asumimos que es la del fluido 86.89°C

T_∞= Temperatura en el ambiente suficientemente lejos de la superficie de trabajo 22 °C

L_v= Longitud característica de la configuración geométrica (0.0613m)

ν = Viscosidad cinemática del fluido.

Diámetro externo	D ₂	0.0213
Numero de Rayleigh	Ra _D	5.550E+04

Calculo de Número de Nussel

$$Nu = 2 + \frac{0.589 \times Ra_D^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.469}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}}$$

Nussel	Nu	8.988
--------	----	-------

Calculo del coeficiente convectivo

$$h_2 = \frac{Nu \cdot k^{\circ}_a}{D_2}$$

Coef. Convectivo	h_a	11.685	W/m ² *C
------------------	-------	--------	---------------------

C.3 Cálculo del calor perdido por convección interna, externa y conducción en el tramo 3.

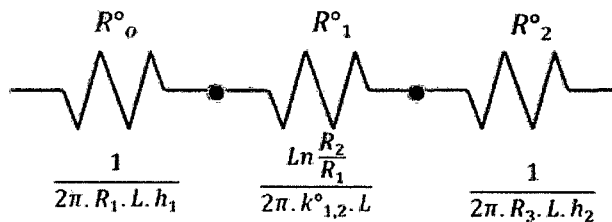


Grafico 102. Analogía eléctrica de transferencia de calor. Elaboración, propia.

El calor perdido a través de las tuberías del circuito secundario, se evalúa según la siguiente ecuación.

$$Q_3 = \frac{T_{1\alpha} - T_{3\alpha}}{\frac{1}{2\pi \cdot R_1 \cdot L \cdot h_2} + \frac{Ln \frac{R_2}{R_1}}{2\pi \cdot k_{1,2} \cdot L} + \frac{1}{2\pi \cdot R_2 \cdot L \cdot h_a}}$$

Tabla 33. Perdida de calor en tubería sin aislar – Tramo 3

Temp. en el Fluido	T_{1a}	86.89	°C
Temp. en el Ambiente	T_{3a}	22.00	°C
Radio interno	R_1	0.00725	m
Radio Externo	R_2	0.01065	m
Coef. Conduccion del Cobre	k°_{1-2}	36.18940	W/m ² *C
Coef. Convectivo Interno	h_2	1029.95560	W/m ² *C
Coef. Convectivo Interno	h_a	11.68495	W/m ² *C
Perdida de Calor	Q_3	49.84155	W/m

Elaboración, propia.

Consideramos la pérdida de calor por Radiación, asumiendo que la temperatura de la superficie (T_s) es la misma temperatura del fluido, la emisividad (ϵ) del cobre será 0.7, que es del cobre comercial, además que la constante de Stefan Boltzmann ($4.6704 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$) y el área superficial para el diámetro externo de 0.0613m y 1m de largo que es 0.19258 m^2 . La ecuación a usar es:

$$Q_{RAD3} = \epsilon \cdot A_s \cdot \sigma \cdot [(T_s)^4 - (T_{3a})^4]$$

$$Q_{RAD3} = 64.7921 \text{ W/m}$$

Por lo tanto el total de calor perdido es:

$$Q_{Total-tramo3} = Q_3 + Q_{RAD3}$$

$$Q_{Total-tramo3} = 114.6337 \text{ W/m}$$

D) Cálculo de calor perdido a través de la tubería con Agua a T_7

D.1 Cálculo de coeficiente convectivo interior (h_1)

El fluido interior es Agua a 84.19°C ; presenta las siguientes propiedades:

Tabla 34. Propiedades del agua a 84.19°C_7

Temperatura	T	84.1900	C
Densidad	ρ_2	969.3022	Kg/m ³
Calor Especifico	Cp_2	4.1984	KJ/kg.K
Viscosidad Dinámica	μ_2	3.370E-04	Pa.s
Viscosidad Cinemática	ν_2	3.476E-07	m ² /seg
Conductividad Termica	k_2	0.6725	W/m.K
Numero de Prandl	Pr_2	2.1034	-

Elaboración, propia.

Calculamos el número de Reynolds:

$$Re_2 = \frac{\rho_2 \cdot v \cdot D_1}{\mu_2}$$

Diámetro interno	D_1	0.01450	m
Número de Reynolds	Re	4208.10	Turbulento

Usamos esta correlación para fluido en régimen turbulento.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000).Pr}{1+12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}\left(Pr^{\frac{2}{3}}-1\right)}, \text{ Donde } f = (0.79\ln(Re) - 1.64)^{-2}$$

Valido para, $0.5 < Pr < 2000$, $3000 < Re < 4 \times 10^6$ y $(L/D) > 10$

Factor de Fricción	f	0.0408
Numero de Nussel	Nu	21.7425

Hallamos e coeficiente conectivo de esta rama.

$$h_2 = \frac{Nu \cdot k^o_2}{D_1}$$

Coef. Convectivo	h_2	1008.4717	W/m ² *C
------------------	-------	-----------	---------------------

D.2 Cálculo de coeficiente convectivo exterior (h_a)

El fluido exterior es aire; las propiedades es a la temperatura promedio entre el ambiente (22 °C) y la superficie de la tubería que hemos dicho que será la misma del fluido (84.19°C) que es 53.095°C la que presenta las siguientes propiedades:

Tabla 35. Propiedades del aire a 53.095°C

Temperatura promedio	T_p	53.0950	C
Densidad	ρ_a	1.0797	Kg/m ³
Calor Especifico	Cp_a	1.0070	KJ/kg.K
Viscosidad Dinámica	μ_a	1.978E-05	Pa.s
Viscosidad Cinética	ν_a	1.826E-05	m ² /seg
Conductividad Termica	k^o_a	2.759E-02	W/m.K
Numero de Prandl	Pr_a	0.7221	

Elaboración, propia.

Cálculo del númerode Rayleigh

$$Ra_D = Gr_L \times Pr$$

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_v^3}{\nu^2}$$

Donde:

g= gravedad 9.81 m/s²

β= coeficiente de expansión volumétrica (1/Tp)

Ts= Temperatura en la superficie asumimos que es la del fluido 86.89 °C

T∞= Temperatura en el ambiente suficientemente lejos de la superficie de trabajo 22 °C

Lv= Longitud característica de la configuración geométrica (0.0613m)

ν = Viscosidad cinemática del fluido.

Diámetro externo	De	0.0213	m
Númerode Rayleigh	RaD	5.420E+04	

Calculo de Número de Nussel

$$Nu = 2 + \frac{0.589 \times Ra_D^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.469}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}}}$$

Nussel	Nu	8.948
--------	----	-------

Calculo del coeficiente convectivo

$$h_a = \frac{Nu \cdot k_a}{D_2}$$

Coef. Convectivo	h_a	11.591	W/m ² *C
------------------	-------	--------	---------------------

D.3 Cálculo del calor perdido por convección interna, externa y conducción en el tramo 3

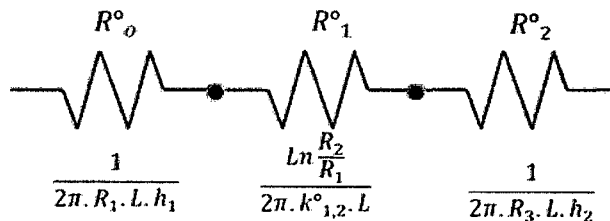


Grafico 103. Analogía eléctrica de transferencia de calor. Elaboración, propia.

El calor perdido a través de las tuberías del circuito secundario, se evalúa según la siguiente ecuación.

$$Q_4 = \frac{T_{1\alpha} - T_{3\alpha}}{\frac{1}{2\pi \cdot R_1 \cdot L \cdot h_2} + \frac{\ln \frac{R_2}{R_1}}{2\pi \cdot k^{\circ}_{1,2} \cdot L} + \frac{1}{2\pi \cdot R_2 \cdot L \cdot h_a}}$$

Tabla 36. Perdida de calor en tubería sin aislar – Tramo 4

Temp. en el Fluido	T_{1a}	84.19	°C
Temp. en el Ambiente	T_{3a}	22.00	°C
Radio interno	R_1	0.00725	m
Radio Externo	R_2	0.01065	m
Coef. Conduccion del Cobre	k°_{1-2}	36.18940	W/m ² *C
Coef. Convectivo Interno	h_2	1008.472	W/m ² *C
Coef. Convectivo Interno	h_a	11.59108	W/m ² *C
Perdida de Calor	Q_4	47.374	W/m

Elaboración, propia.

Consideramos la pérdida de calor por radiación, asumiendo que la temperatura de la superficie (T_s) es la misma temperatura del fluido, la emisividad (ϵ) del cobre será 0.7, que es del cobre comercial, además que la constante de Stefan Boltzmann ($4.6704 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$) y el área superficial para el diámetro externo de 0.0613m y 1m de largo que es 0.19258 m^2 . La ecuación a usar es:

$$Q_{\text{RAD4}} = \epsilon \cdot A_s \cdot \sigma \cdot [(T_s)^4 - (T_{3a})^4]$$

$$Q_{\text{RAD4}} = 63.4682 \text{ W/m}$$

Por lo tanto el total de calor perdido es:

$$Q_{\text{Total-tramo4}} = Q_4 + Q_{\text{RAD4}}$$

$$Q_{\text{Total-tramo4}} = 110.8425 \text{ W/m}$$

Tabla 37. Resumen perdidas de calor por tramo sin aislar

Tramo	Longitud (m)	PERDIDA DE CALOR SIN AISLAMIENTO	
		W/m	W
1	5.61	150.0168	841.59
2	12.38	135.804	1681.25
3	8.01	114.6337	918.22
4	9.06	110.8425	1004.23
TOTAL	35.06		4445.30

Elaboración, propia.

5.10.2. DETERMINACION DEL ESPESOR MINIMO DE AISLAMIENTO.

En base al procedimiento de cálculo para esta sección, usaremos la siguiente ecuación.

$$e_{\text{min}} = \left(\frac{D_{\text{ext-tubo}}}{2} \right) \left[e^{\frac{k_{2.3}}{k_{\text{ref}}} \ln \left(\frac{D_{\text{ext-tubo}} + 2e_{\text{ref}}}{D_{\text{ext-tubo}}} \right)} - 1 \right]$$

Donde:

k_{ref} : conductividad térmica de referencia, igual a $0,04 \text{ W/(m.K)}$ a 10° C

$k_{2.3}$: conductividad térmica del material empleado como aislante, 0.037 W/(m.K)

- e_{ref} : espesor mínimo de referencia, en mm
- e_{min} : espesor mínimo del material empleado, en mm
- Dext-tubo : diámetro interior del material aislante, diámetro exterior tubería, 0.0213 mm

*. Este valor es el promedio para el coeficiente térmico de la espuma elastomérica, pues este tipo de aislamiento es el que usaremos, esta espuma elastomérica se fabrica a base de caucho sintético flexible, de estructura celular cerrada y con un elevado factor de resistencia a la difusión de vapor de agua. Es un producto maleable y sus características técnicas aseguran un eficiente aislamiento térmico y el control de la condensación. Se presenta en el mercado en forma de coquillas para aislamiento de tuberías y en forma de plan-chas para aislamiento de depósitos y conductos. Es un aislamiento térmico con un excelente rendimiento en baja y media temperatura y además de fácil instalación, reduciendo al máximo los costes de mano de obra. Posee en su estructura una barrera de vapor y un buen comportamiento en cuanto a reacción al fuego.

Diámetro exterior (mm)	Temperatura máxima del fluido (°C)		
	40...60	> 60...100	> 100...180
$D \leq 35$	35	35	40
$35 < D \leq 60$	40	40	50
$60 < D \leq 90$	40	40	50
$90 < D \leq 140$	40	50	60
$140 < D$	45	50	60

Grafico 104. Espesores mínimos de referencia (mm) que transportan fluidos por el exterior de edificios.

Obtenemos estos resultados:

Tabla 38. Espesores mínimos de aislamiento calculados.

AISLAMIENTO TERMICO	$D_{ext-tubo}$	$k_{2.3}$	k_{ref}	e_{ref}	Espesor Mínimo
	mm	W/(m.K)	W/(m.K)	mm	
Tramo 1	0.021	0.037	0.040	40.000	21.57
Tramo 2	0.021	0.037	0.040	40.000	21.57
Tramo 3	0.021	0.037	0.040	35.000	19.06
Tramo 4	0.021	0.037	0.040	35.000	19.06

Elaboración, propia.

Para efecto de dimensiones comerciales elegimos el de espesor superior inmediato según catálogo.

Para el, Esp. Mínimo 21.57 mm, tenemos el Espesor Min. Inmediato de 25 mm.

Para el, Esp. Mínimo 19.06 mm, tenemos el Espesor Min. Inmediato de 25 mm.

5.10.3. PÉRDIDAS DE CALOR PRODUCIDO EN LAS TUBERÍAS DEL CIRCUITO CON AISLAMIENTO.

En base al procedimiento de cálculo para esta sección, usaremos la siguiente ecuación. Por lo tanto elegimos el espesor mínimo de 25mm para el circuito primario y secundario, y en base a esta dimensión realizamos el cálculo de transferencia de calor en los circuitos ya aislados.

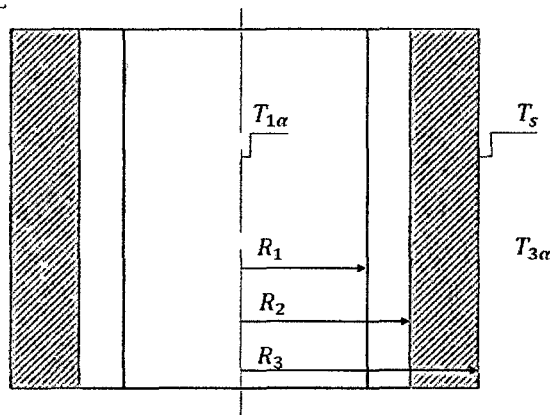


Grafico 105. Tubería con aislamiento
Elaboración, propia.

Primera Aproximación

Asumiremos la temperatura T_s de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($104\text{ }^{\circ}\text{F}$) y sabemos que la temperatura del ambiente es $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ (71.6), entonces la variación es $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($32.4\text{ }^{\circ}\text{F}$) y el diámetro nominal de la tubería es $\frac{1}{2}$ " de cobre, nos dirigimos a la diagrama y obtenemos el valor de h_3 .



Gráfico 106. Tabla factor de corrección convección – radiación
Fuente: Transferencia de calor – Donald Q. Kern.

Del gráfico hemos hallado valores para los diámetros de 1", 2", 3", 4" y 6", dado que nuestra tubería es de ½", hallaremos mediante una proyección de los valores obtenidos.

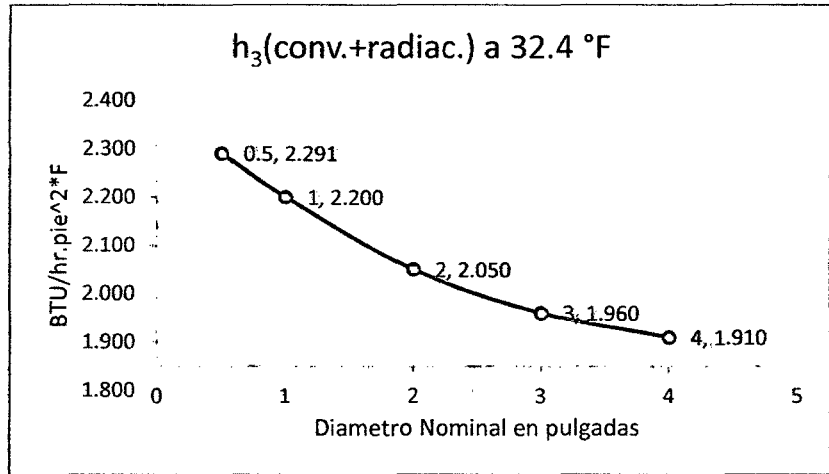


Grafico 107. Grafico convección - radiación
Elaboración, propia.

Diámetro pulg	h ₃ (conv - radiac)	
	BTU/hr.pie ² *F	W/m ² .C
0.5	2.291	7.226
1	2.200	6.940
2	2.050	6.467
3	1.960	6.183
4	1.910	6.025

Con los valores hallados, obtenemos el valor de h₃-1 para nuestra tubería de 1/2" que es **7.226W/m².C**. Ahora calculamos con los valores conocidos y el circuito térmico, la transferencia de calor.

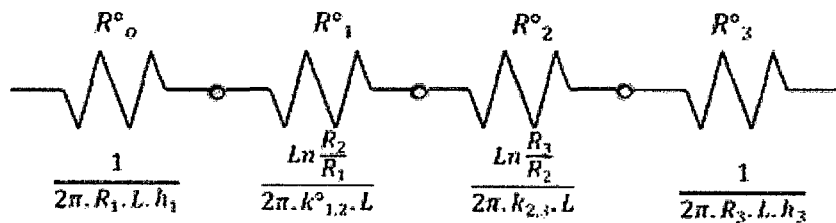


Grafico 108. Analogía eléctrica de transferencia de calor.
Elaboración, propia.

El calor que fluye desde el interior de la tubería (dirección radial) hacia el ambiente está definido por.

$$Q = \frac{T_{1\alpha} - T_{3\alpha}}{R_0 + R_1 + R_2 + R_3}$$

Donde:

$T_{1\alpha}$: Temperatura del fluido Propilenglico

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

$R_0 = \frac{1}{2\pi \cdot R_1 \cdot L \cdot h_1}$: Resistencia a la convección en el interior de la tubería.

$R_1 = \frac{\text{Ln} \frac{R_2}{R_1}}{2\pi \cdot k_{1,2} \cdot L}$: Resistencia térmica de conducción de la tubería de cobre.

$R_2 = \frac{\text{Ln} \frac{R_3}{R_2}}{2\pi \cdot k_{2,3} \cdot L}$: Resistencia térmica de conducción del aislante.

$R_3 = \frac{1}{2\pi \cdot R_3 \cdot L \cdot h_3}$: Resistencia térmica a la convección en el exterior de la tubería.

Datos:

$T_{1\alpha} = 111.28 \text{ }^\circ\text{C}$

$T_{3\alpha} = 22.00 \text{ }^\circ\text{C}$

$R_1 = 0.00725 \text{ m}$

$R_2 = 0.01065 \text{ m}$

$R_3 = 0.03563 \text{ m}$ (que es $R_2 + \text{Espesor}$)

$K_{1,2} = 36.189 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ (Coeficiente Térmico de la tubería de cobre)

$K_{2,3} = 0.0370 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ (Coeficiente Térmico del aislante)

$h_1 = 582.85 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$ (calculado en la sección 5.1.1.A.1)

$h_3 = 7.6592 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$ (calculado en la primera aprox.)

$L = 1 \text{ m}$ (Todos los caculo se hacen en base a 1 metro)

Reemplazando las resistencias en la ecuación del calor se obtiene:

$$Q' = \frac{T_{1\alpha} - T_{3\alpha}}{\frac{1}{2\pi \cdot R_1 \cdot L \cdot h_1} + \frac{\text{Ln} \frac{R_2}{R_1}}{2\pi \cdot k_{1,2} \cdot L} + \frac{\text{Ln} \frac{R_3}{R_2}}{2\pi \cdot k_{2,3} \cdot L} + \frac{1}{2\pi \cdot R_3 \cdot L \cdot h_3}} = 15.3422 \text{ W/m}$$

Se comprueba la temperatura asumida en el aislante ($T's$), para ellos sabemos que la transferencia de calor calculada es la misma que atraviesa el aislante, por lo tanto:

$$Q = 15.3422 \text{ W/m} = \frac{T_{1\alpha} - (T'_3)}{\frac{\ln \frac{R_3}{R_2}}{2\pi \cdot k_{2,3} \cdot L}}$$

$$Q = 15.3422 \frac{\text{W}}{\text{m}} = \frac{111.28 - (T'_3)}{\frac{\ln \frac{0.03563}{0.01065}}{2\pi \cdot 0.037 \cdot 1}}$$

$$T'_3 = 31.54 \text{ }^\circ\text{C}$$

Segunda aproximación

Observamos que la temperatura asumida es muy baja y ahora asumiremos un $T''_3 = 31.80^\circ\text{C}$ y realizamos el mismo procedimiento donde obtenemos un h_3 igual a $7.456 \text{ W/m}^2\cdot\text{C}$

Reemplazando las resistencias en la ecuación del calor se obtiene:

$$Q'' = \frac{T_{1\alpha} - T_{3\alpha}}{\frac{1}{2\pi \cdot R_1 \cdot L \cdot h_1} + \frac{\ln \frac{R_2}{R_1}}{2\pi \cdot k_{1,2} \cdot L} + \frac{\ln \frac{R_3}{R_2}}{2\pi \cdot k_{2,3} \cdot L} + \frac{1}{2\pi \cdot R_3 \cdot L \cdot h_3}} = 15.301 \text{ W/m}$$

Se comprueba la temperatura asumida en el aislante (T_3), para ellos sabemos que la transferencia de calor calculada es la misma que atraviesa el aislante, por lo tanto:

$$Q'' = 15.31 \frac{\text{W}}{\text{m}} = \frac{T_{1\alpha} - (T''_3)}{\frac{\ln \frac{R_3}{R_2}}{2\pi \cdot k_{2,3} \cdot L}} = \frac{111.28 - (T''_3)}{\frac{\ln \frac{0.03563}{0.01065}}{2\pi \cdot 0.037 \cdot 1}}$$

$$T''_3 = 31.76^\circ\text{C}$$

Como resultado co-lateral tenemos que la temperatura en la superficie del aislamiento es de 32°C y como resultado principal.

$$Q_{\text{TOTAL-TRAMO1-AISLADO}} = 15.301 \text{ W/m}$$

En resumen:

- A) Cálculo del Coeficiente convectivo combinado h_{3-1} en el tramo 1 (Fluido propilenglicol, Temperatura 111.28 °C) y su pérdida de calor.

Tabla 39. Pérdida de calor en tubería aislada – Tramo 1

PRIMERA APROXIMACION				
Temp. Supuesta	h(conv - radiac) para Ø1/2"		Q'	T'3
T'3 (°C)	BTU/hr.pie ² *F	W/m ² .C	W/m	°C
40	2.428	7.659	15.342	31.546
SEGUNDA APROXIMACION				
Temp. Supuesta	h(conv - radiac) para Ø1/2"		Q''	T''3
T''3 (°C)	BTU/hr.pie ² *F	W/m ² .C	W/m	°C
31.8	2.364	7.456	15.301	31.763

Elaboración, propia

Temperatura en Superficie de Aislamiento	T ₃	31.8	°C
Pérdida de Calor	Q _{TOTAL-TRAMO1-AISL}	15.301	W/m

- B) Cálculo del Coeficiente convectivo combinado h_{3-2} en el tramo 2 (Fluido propilenglicol, Temperatura 102.12 °C) y su pérdida de calor.

Tabla 40. Pérdida de calor en tubería aislada – Tramo 2

PRIMERA APROXIMACION				
Temp. Supuesta	h(conv - radiac) para Ø1/2"		Q'	T'3
T'3 (°C)	BTU/hr.pie ² *F	W/m ² .C	W/m	°C
40	2.428	7.659	13.757	30.622
SEGUNDA APROXIMACION				
Temp. Supuesta	h(conv - radiac) para Ø1/2"		Q''	T''3
T''3 (°C)	BTU/hr.pie ² *F	W/m ² .C	W/m	°C
30.5	2.354	7.425	13.714	30.858

Elaboración, propia

Temperatura en Superficie de Aislamiento	T ₃	30.5	°C
Pérdida de Calor	Q _{TOTAL-TRAMO2-AISL}	13.714	W/m

- C) Cálculo del Coeficiente convectivo combinado h_{3-3} en el tramo 3 (Fluido Agua, Temperatura 102.12 °C) y su pérdida de calor.

Tabla 41. Pérdida de calor en tubería aislada – Tramo 3

PRIMERA APROXIMACION				
Temp. Supuesta	h(conv - radiac) para Ø1/2"		Q'	T'3
T'3 (°C)	BTU/hr.pie ² *F	W/m ² .C	W/m	°C
35	2.389	7.535	11.164	28.871
SEGUNDA APROXIMACION				
Temp. Supuesta	h(conv - radiac) para Ø1/2"		Q''	T''3
T''3 (°C)	BTU/hr.pie ² *F	W/m ² .C	W/m	°C
29	2.342	7.388	11.141	28.988

Elaboración, propia

Temperatura en Superficie de Aislamiento	T ₃	29	°C
Pérdida de Calor	Q _{TOTAL-TRAMO3-AISL}	11.141	W/m

- D) Cálculo del Coeficiente convectivo combinado h_{3-4} en el tramo 4 (Fluido Agua Temperatura 84.19 °C) y su pérdida de calor.

Tabla 42. Pérdida de calor en tubería aislada – Tramo 4

PRIMERA APROXIMACION				
Temp. Supuesta	h(conv - radiac) para Ø1/2"		Q'	T'3
T'3 (°C)	BTU/hr.pie ² *F	W/m ² .C	W/m	°C
35	2.389	7.535	10.699	28.590
SEGUNDA APROXIMACION				
Temp. Supuesta	h(conv - radiac) para Ø1/2"		Q''	T''3
T''3 (°C)	BTU/hr.pie ² *F	W/m ² .C	W/m	°C
28.7	2.340	7.381	10.676	28.708

Elaboración, propia.

Temperatura en Superficie de Aislamiento	T ₃	28.7	°C
Pérdida de Calor	Q _{TOTAL-TRAMO4-AISL}	10.676	W/m

CUADRO DE PERDIDAS DE CALOR SIN AISLAMIENTOS POR TRAMO DE CIRCUITOS.

Tabla 43. Resumen perdida de calor en tubería aislada por tramo

Tramo	Longitud (m)	PERDIDA DE CALOR CON AISLAMIENTO	
		W/m	W
1	5.61	15.301	85.84
2	12.38	13.714	169.78
3	8.01	11.141	89.24
4	9.06	10.676	96.72
TOTAL	35.06		441.58

Elaboración, propia.

CUADRO RESUME FINAL DE PERDIDAS DE CALOR EN EL CIRCUITO PRIMARIO Y SECUNDARIO.

Tabla 44. Resumen final de pérdidas de calor en circuito general con y sin aislamiento.

CIRCUITO	Tramo	Longitud (m)	PERDIDA DE CALOR (W)		PORCENTALE DE PERDIDA	EFICIENCIA DEL AISLAMIENTO
			SIN AISLAMIENTO	CON AISLAMIENTO		
PRIMARIO	1	5.61	841.59	85.84	10.20%	89.80%
	2	12.38	1681.25	169.78	10.10%	89.90%
SECUNDARIO	3	8.01	918.22	89.24	9.72%	90.28%
	4	9.06	1004.23	96.72	9.63%	90.37%
TOTAL		35.06	4445.30	441.58	9.93%	90.07%

Elaboración, propia.

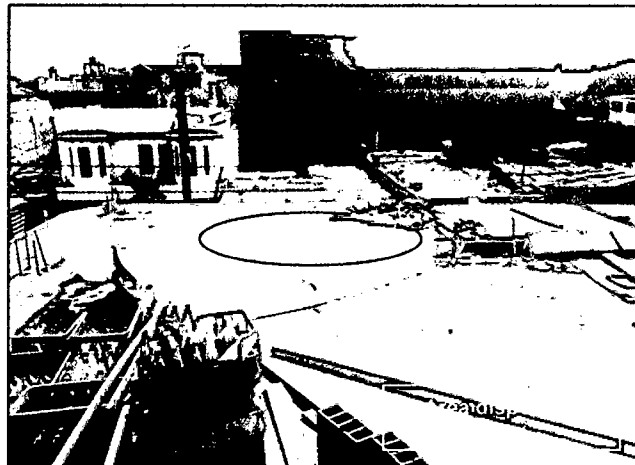
CAPITULO VI

6. PROPUESTA DEL PROYECTO

6.1. DISEÑO DEL SISTEMA DE CAPTACION

Para proporcionar la potencia requerida en la generación de agua caliente empleada como fuente energética en el proceso de pasteurizado, se instalará 2 captadores solares Kaysun del tipo heat pipe, serie AP-10 (alto rendimiento) de 1.57m^2 cada uno, ocupando un área de 3.14m^2 de superficie total, los mismos que estarán interconexionados en paralelo, montados en un soporte horizontal a una inclinación de 20° con respecto al piso orientados hacia el norte y una inclinación de 15° hacia el oeste obteniendo el 80% de la energía total requerida en el proceso de pasteurizado.

En la fotografía 5 se muestra la ubicación correspondiente de los captadores solares



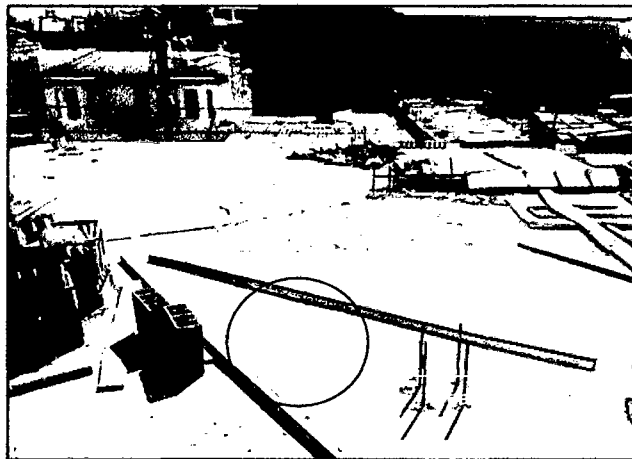
Fotografía 5. Ubicación de los captadores solar

6.2. DISEÑO DEL SISTEMA DE ACUMULACION

El Interacumulador Kaysun modelo KAS (Sin resistencia) tendrá un volumen de 80 Lt, que es el volumen diario de agua caliente que se necesita para el proceso de pasteurizado; pesa 27Kg, tiene como dimensiones 776mm, 490mm, 470mm (Alto, ancho y profundo respectivamente), montado sobre un soporte metálico; dispone de un intercambiador de calor (serpentín) en la parte inferior para el aporte solar y trabaja con una temperatura máxima de producción de agua caliente de $120^\circ\text{C} - 8\text{bar}$.

Contara con una protección catódica por ánodo y un indicador de temperaturas en la parte alta, una válvula de vaciado así como un purgador de aire. El tanque contara además con aislamiento térmico que limitará las pérdidas de calor y mantendrá la temperatura del agua caliente para cada día de trabajo.

En la fotografía 6 se muestra la ubicación correspondiente del Interacumulador.



Fotografía 6. Ubicación del Interacumulador

6.3. DISEÑO DEL CIRCUITO HIDRAULICO

A. CIRCUITO PRIMARIO

Es el circuito que conecta los captadores solares y el Intercambiador de calor mediante 17.99 metros de tubería de Cu de $\frac{1}{2}$ " por la que recircula 2.97 litros de propilenglicol cediendo calor al circuito secundario. [El propilenglicol está formado de (60%agua+40%glicol) y tiene una temperatura de ebullición de 188.2°C].

Para la recirculación del propilenglicol se contara con 1 bomba de rotor húmedo modelo TS5 serie 5PV de 2W de potencia mínima de arranque. Flujo másico 1Lt/min.

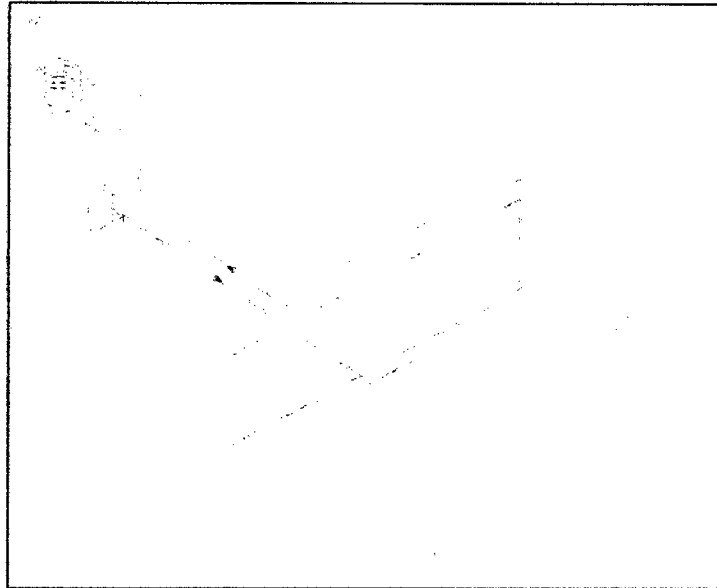


Grafico 109. Circuito primario
Elaboración, propia.

De manera general, las instalaciones hidráulicas (tuberías, accesorios y tanques) cumplirán con los estándares requeridos (Válvulas anti-retorno, válvulas check, válvulas purgadoras, indicadores de presión y de temperatura, válvula reductora de presión, vaso de expansión, desaireador, válvulas termostáticas, filtros y válvulas de alivio) además cada captador contará con un disipador de calor con la finalidad de asegurar la vida útil del captador y evitar elevadas temperaturas que afectan el aislamiento del mismo.

Se buscare la manera de minimizar las pérdidas térmicas a lo largo del circuito solar, para lo cual se diseñó el circuito primario de manera óptima, a fin de reducir la longitud de las tuberías. Las tuberías vendrán equipadas con aislamiento térmico, el espesor del aislamiento está relacionado con el tipo de aislante utilizado y con el diámetro de la tubería a aislar.

B. CIRCUITO SECUNDARIO

Es el circuito que conecta el Interacumulador y la marmita mediante 17.07 metros de tubería de Cu de ½" por la que circula agua proveniente de la red, el calor del circuito primario solar se transmite al circuito secundario por medio del intercambiador de calor en forma de serpentín situado en el interior del acumulador. Para la recirculación del agua se contara con 1 bomba de rotor húmedo modelo TS5 serie 5PV de 2W de potencia mínima de arranque. Flujo másico 1.56Lt/min.

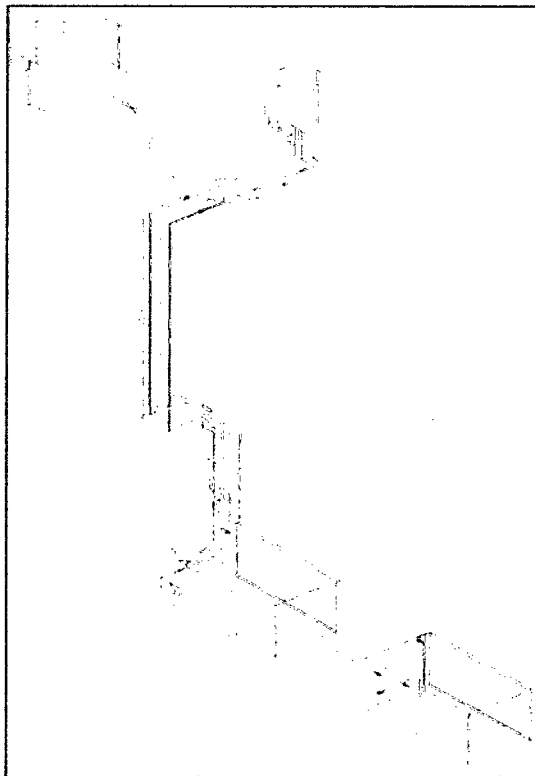


Grafico 110. Circuito secundario
Elaboración, propia.

De manera general, las instalaciones hidráulicas (tuberías, accesorios y tanques) cumplirán con los estándares requeridos (Válvulas anti-retorno, válvulas check, válvulas purgadoras, indicadores de presión y de temperatura, válvula reductora de presión, filtro y válvula de alivio). El agua fría de la red al ingresar al acumulador por su parte inferior, esta es calentada por el circuito primario haciendo que el agua de mayor temperatura ascienda a la superficie, fenómeno producido por la disminución de la densidad. El agua caliente sale por la parte superior

del acumulador, dirigida a la marmita, esta recircula a través de la misma por medio de una bomba de apoyo, transmitiendo así la energía calorífica necesaria para el proceso de pasteurizado de la leche.

C. ACCESORIOS HIDRAULICOS

En los circuitos hidráulicos primarios y secundarios constaran además con diferentes elementos detallados a continuación:

- **Válvula anti-retorno:** Se colocará para evitar la circulación del fluido en ambos sentidos en el circuito primario entre el campo de captadores y el acumulador, y en el circuito secundario entre el acumulador y la marmita.
- **Válvula de corte:** Serán de tipo esfera a la entrada y salida de todos los componentes para permitir una fácil reparación y mantenimiento sin que sea necesario realizar el vaciado completo de la instalación.
- **Válvula de seguridad:** Colocada en el punto lo más alto del circuito (en caso de evaporación del fluido), colocada a una presión que garantice que en cualquier punto no se supere la presión máxima de trabajo del elemento más delicado de la instalación.
- **Purgador de aire:** Colocada en el punto más alto del circuito para la evacuación de gases.

6.4. SISTEMA AUXILIAR

Para asegurar la continuidad del suministro de agua caliente durante el proceso de pasteurizado, las instalaciones de energía solar deben disponer de un sistema de energía auxiliar.

En el sistema propuesto se cubrirá el 80% con energía solar térmica. Debido a los cambios de los procesos meteorológicos la radiación incidente no va ser la misma, por lo que se trabajara con un 20% de energía auxiliar GLP para los días de mínima radiación.

Consumo de Gas (GLP)

$$\begin{array}{l} 0.04 \frac{\text{Cilindros de GLP}}{\text{día}} \longrightarrow 100\% \\ X \longrightarrow 20\% \end{array}$$

$$X = 0.008 \frac{\text{Cilindros de GLP}}{\text{día}}$$

Tabla 45. Consumo de GLP y emisiones de CO2 a la atmosfera

Consumo de GLP	Datos	Día	Mes	Año
# Cilindro GLP de 45Kg	1	0.008	0.24	2.88
Kg GLP	45	0.36	10.8	129.16
MJ	2268	18.14	544.32	6509.66
BTU	2149649	17197.19	515915.81	6169970.98

Elaboración, propia.

6.5. AISLAMIENTO TERMICO

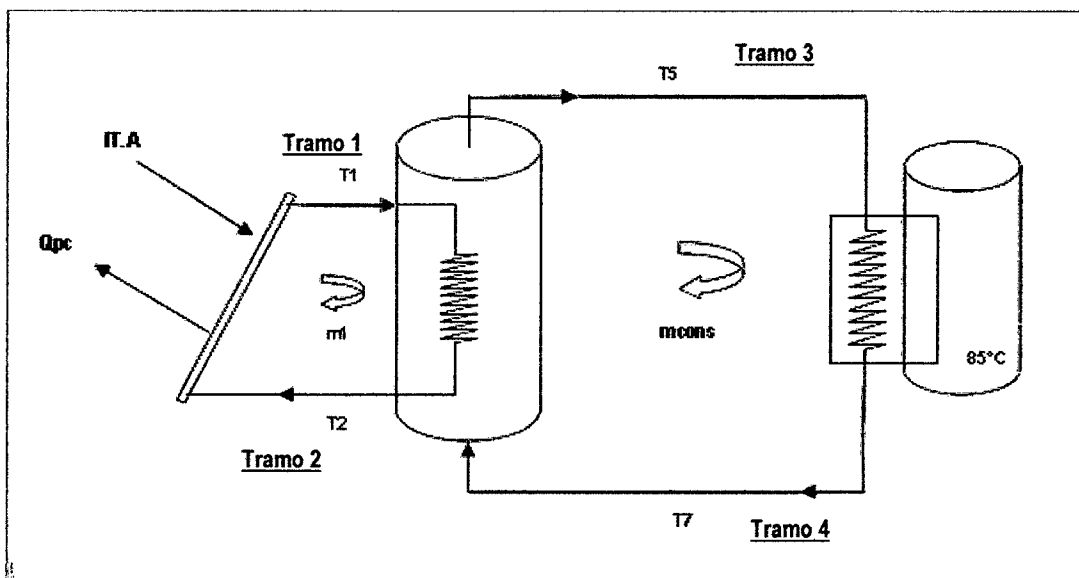


Grafico 111. Tramos de tubería de Cu del sistema solar térmico.
Elaboración, propia.

Tabla 46. Perdidas de calor para cada tramo de tubería de la instalación solar

CIRCUITO	Tramo	Longitud (m)	PERDIDA DE CALOR (W)		η aislamiento
			SIN AISLAMIENTO	CON AISLAMIENTO	
PRIMARIO	1	5.61	841.59	85.84	89.80%
	2	12.38	1681.25	169.78	89.90%
SECUNDARIO	3	8.01	918.22	89.24	90.28%
	4	9.06	1004.23	96.72	90.36%
	TOTAL	35.06	4445.30	441.58	90.06%

Elaboración, propia.

6.6. CONSUMO ENERGETICO DE LOS SISTEMAS DE PASTEURIZADO

A. CONSUMO ENERGETICO DEL SISTEMA ACTUAL

Tabla 47. Características energéticas del sistema actual

CARACTERISTICAS	EMPRESA MINNELLY	UNIDAD
Capacidad marmita	210	Lt
Materia prima (Leche)	840	Lts/día
T° de pasteurización	85	°C
H2O necesaria para el proceso de pasteurizado	80	Lt/día
Consumo de GLP	7.20	Kg GLP
Calor generado 100%	341896.6	BTU
Calor absorbido	227855.24	BTU
Eficiencia de calor producida	67	%
Pérdidas de calor	33	%
Emisión de CO2 a la atmosfera	19.44	Kg CO2

Elaboración, propia.

B. CONSUMO ENERGETICO DEL SISTEMA PROPUESTO

Tabla 48. Características energéticas del sistema propuesto

CARACTERISTICAS	EMPRESA MINNELLY	UNIDAD
Capacidad marmita	210	Lt
Materia prima (Leche)	840	Lts/día
T° de pasteurización	85	°C
H2O necesaria para el proceso de pasteurizado	80	Lt/día
Intensidad media anual	0.8796	KW/m2
Horas de trabajo	6	h
Energía incidente 20°	19	MJ/m2
Rendimiento captador	0.55	medio
Área a instalar (captadores)	3.14	m2
Área disponible	30	m2
Área a instalar (sistema)	10	m2
Dimensiones del captador	1980x796x156	mm
Tiempo vida útil	20-25	años
Captadores solares necesarios	2	Unidad
Acumulador	1	Unidad
Capacidad del acumulador	80	Lt
Consumo de GLP	1.44	Kg GLP
Calor generado 20%	68788.78	BTU
Calor absorbido	43336.18	BTU
Eficiencia de calor producida	63	%
Pérdidas de calor	37	%
Emisión de CO2 a la atmosfera	3.89	Kg CO2

Elaboración, propia.

6.7. CONSUMO DE COMBUSTIBLE

Analíticamente el consumo de combustible que se requiere al usar el sistema auxiliar cuando la radiación solar sea baja, y considerando el gasto másico del sistema actual, existiría una disminución considerable de combustible a utilizar en el sistema proyecto.

Tabla 49. Ahorro de combustible

CONSUMO DE COMBUSTIBLE						
Variables	DIA		MES		AÑO	
	CONSUMO Kg	CONSUMO CILINDROS	CONSUMO Kg	CONSUMO CILINDROS	CONSUMO Kg	CONSUMO CILINDROS
Sistema actual	7.20	0.16	216	4.80	2592	57.60
Sistema propuesto	1.44	0.032	43.2	0.96	518.40	11.52
Ahorro	5.76	0.128	172.8	3.84	2073.60	46.08

Elaboración, propia

6.8. EMISIONES DE CO2

Tabla 50. Comparación de Emisiones de CO2

EMISIONES DE CO2			
Variables	DIA	MES	AÑO
	Kg CO2	Kg CO2	Kg CO2
Sistema actual	19.44	583.2	6998.4
Sistema propuesto	3.89	116.7	1400.4
Ahorro	15.55	466.5	5598

Elaboración, propia

6.9 BONOS DE CARBONO.

Los bonos se emiten anualmente y sus precios son variables. El precio promedio de venta del bono para instalaciones de energía solar y eólica es de 4 dólares por tonelada de CO2 . El resto de los proyectos oscila entre 2 y 3 dólares y 6 dólares para reforestación.

$$\text{Bonos de CO2} = \text{Ahorro de CO2 anual} \times \text{Precio}$$

$$\text{Bonos de CO2} = 5.598 \frac{\text{Ton. CO}_2}{\text{año}} \times \frac{\$ 4.00}{\text{Ton. CO}_2} = \$22.39/\text{año}$$

CAPITULO VII

7. ANALISIS ECONOMICO

El periodo de recuperación de capital nos permite determinar en qué tiempo se recuperara la inversión realizada, y para dicho estudio se requiere del ingreso neto o utilidad neta anual de la LECHERÍA Y DERIVADOS LÁCTEOS MINNELLY.

7.1. COSTO DE PRODUCCION DIARIO SIN PROYECTO

A. COSTOS DIRECTOS:

Tabla 51. Costo de Material Directo

MATERIAL DIRECTO		
Insumo	Cantidad	Costo Total S/.
Leche	840Lt	1092.00
Fermento láctico		0.80
Cloruro de calcio		0.80
Cuajo		1.20
Sal		1.50
Combustible	7.2Kg GLP	23.18
Bolsas		1.00
Mantenimiento		1.20
TOTAL MATERIAL DIRECTO S/.		1121.68

Fuente. Lechería y derivados lácteos Minnelly

Tabla 52. Costo de Mano de obra Directa

MANO DE OBRA DIRECTA		
Empleado	Días trabajados	Costo Total S/.
Maestro quesero	01	30
Ayudante	01	15
TOTAL MANO DE OBRA DIRECTA S/.		45.00

Fuente. Lechería y derivados lácteos Minnelly

Tabla 53. Total de Costos Directos

MATERIAL DIRECTO S/.	MANO DE OBRA DIRECTA S/.	TOTAL COSTO DIRECTOS S/.
1121.68	45.00	1166.68

Fuente. Lechería y derivados lácteos Minnelly

B. COSTOS INDIRECTOS:

Tabla 54. Total de Costos Indirectos

Servicios	Costo Total S/.
Luz	4.00
Agua	10.00
TOTAL COSTO INDIRECTO S/.	14.00

Fuente. Lechería y derivados lácteos Minnelly

Tabla 55. Costo total para elaboración de quesos sin Proyecto.

COSTO DIRECTO S/.	COSTO INDIRECTO S/.	COSTO TOTAL S/.
1166.68	14.00	1180.68

Fuente. Lechería y derivados lácteos Minnelly

C. COSTOS UNITARIOS:

$$\text{COSTO UNITARIO} = \text{COSTO TOTAL} / \text{RENDIMIENTO}$$

$$\text{COSTO UNITARIO} = 1180.68 / 84$$

$$\text{COSTO UNITARIO} = 14.0557 \text{ soles}$$

Nota: Con 10 Lt de Leche pasteurizada se elabora 1 Kg de queso

7.2. COSTO DE PRODUCCION DIARIO CON PROYECTO

A. COSTOS DIRECTOS:

Tabla 56. Costo total para elaboración de quesos con proyecto.

MATERIAL DIRECTO DIARIO		
Insumo	Cantidad	Costo Total S/.
Leche	480Lt	1092.00
Fermento láctico		0.80
Cloruro de calcio		0.80
Cuajo		1.20
Sal		1.50
Combustible	1.44Kg GLP	4.64
Bolsas		1.00
Mantenimiento		1.20
TOTAL MATERIAL DIRECTO S/.		1102.14

Elaboración Propia

Tabla 57. Costo de mano de obra directa, con proyecto.

MANO DE OBRA DIRECTA DIARIO		
Empleado	Días trabajados	Costo Total S/.
Maestro quesero	01	30
Ayudante	01	15
TOTAL MANO DE OBRA DIRECTA S/.		45.00

Elaboración Propia

Tabla 58. Total de Costos Directos con Proyecto.

MATERIAL DIRECTO S/.	MANO DE OBRA DIRECTA S/.	TOTAL COSTO DIRECTOS S/.
1102.14	45.00	1147.14

Elaboración Propia

B. COSTOS INDIRECTOS:

Tabla 59. Total de Costos Indirectos con Proyecto.

Servicios	Costo Total S/.
Luz	4.00
Agua	1.50
TOTAL COSTO INDIRECTO S/.	5.50

Elaboración Propia

Tabla 60. Costo total para elaboración de quesos con Proyecto.

COSTO DIRECTO S/.	COSTO INDIRECTO S/.	COSTO TOTAL S/.
1147.14	5.50	1152.64

Elaboración Propia

C. COSTOS UNITARIOS:

$$\text{COSTO UNITARIO} = \text{COSTO TOTAL} / \text{RENDIMIENTO}$$

$$\text{COSTO UNITARIO} = 1152.64 / 84$$

$$\text{COSTO UNITARIO} = 13.7219 \text{ soles}$$

Nota: Con 10 Lt de Leche pasteurizada se elabora 1 Kg de queso

7.3. INGRESOS ECONOMICOS EN LA EMPRESA LECHERIA Y DERIVADOS MINNELLY

Tabla 61. Ingreso económico de la empresa.

INGRESO	QUESOS	DIA S/.	MES S/.	AÑO S/.
0.3338	84	28.04	841.2	10094.4

Elaboración Propia

7.4. EVALUACION ECONOMICA

DATOS DEL PROYECTO

Monto de inversión a precio del mercado (S/.): 38,118.01

Horizonte de Evaluación: 5 años

Costos de Operación y Mantenimiento (S/.)			Costos de OyM a Precios de mercado (S/.)
Costos de Operación al año 1	-	Ninguno	-
Costos de Mantenimiento al año 1	400.00	Se proyecta un crecimiento del 3% anual	400.00

Ingresos		1	2	3	4	5
El ingreso económico anual por cambio de sistema es de S/. 10094.4	Se proyecta un crecimiento permanente del 6% en todo el horizonte de evaluación	10094.40	10700.06	11342.07	12022.59	12743.95

Tasa Social de Descuento:	8%
---------------------------	----

Tabla 62. Análisis Económico del Proyecto.

ANALISIS ECONOMICO						
ITEM	PROGRAMACION ANUAL					
	0	1	2	3	4	5
INVERSION	38,118.01					
COSTOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO		400.00	412.00	424.36	437.09	450.20
Costos de Operación		-	-	-	-	-
Costos de Mantenimiento		400.00	412.00	424.36	437.09	450.20
INGRESOS		10,094.40	10,700.06	11,342.07	12,022.59	12,743.95
FLUJO NETO	- 38,118.01	9,694.40	10,288.06	10,917.71	11,585.50	12,293.74

TSD	8%
VAN	5,228.08
TIR	13%

Elaboración Propia

CAPITULO VIII

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1. CONCLUSIONES

1. La demanda energética de ACS para el proceso pasteurizado es de 8036 MJ anual, donde el sistema solar térmico cubrirá el 80% (6302 MJ) de la demanda y GLP cubrirá el 20% (1734 MJ).
2. El diseño del sistema térmico solar propuesto para el proceso de pasteurizado fue dimensionado y simulado mediante el excel, dándonos como resultado 2 captadores solares heat pipe de 0.94m² cada uno, con un área total de captación de 1.88 m² y un area total de superficie de 3.14 m² conectados en paralelo a un Interacumulador de 80 litros de agua por día como almacenamiento, para alcanzar una temperatura de pasteurizado de 85°C
3. El sistema solar térmico está formado por 2 circuitos hidráulicos, un circuito primario conformado por los captadores y el intercambiador de calor (Sistema cerrado) por el cual circula 2.97 litros de propilenglicol en 17.99m de tubería de Cu de ½"; y un circuito secundario conformado por acumulador y marmita por el cual circula agua proveniente de la red en 17.07m de tubería de Cu de ½". Ambos circuitos llevaran una bomba de circulación modelo TS5 serie 5PV de 2W de potencia mínima de arranque, los que tendrán flujos máxicos de 1Lt/min y 1.56Lt/min respectivamente
4. El espesor mínimo del aislamiento para ambos circuitos es 25 mm, siendo de espuma elastómera que aseguran un eficiente aislamiento térmico y el control de la condensación así como, reduciendo al máximo los costes de mano de obra, las pérdidas de calor sin aislamiento fue de 4445.30 W y con aislamiento es de 441.58 W que representa el 9.93% de pérdidas del total.
5. El valor por unidad de queso es, S/ 14.06 sin proyecto y S/ 13.72 son proyecto, siendo el ahorro de S/ 0.34, y dado que se producen 84 unidades que queso diario, la empresa tendría un ahorro de S/ 28.04

diario y S/ 10 094.4 anual, el periodo de recuperación de la inversión del sistema propuesto en la empresa MINELLY es de 5 años esta cifra es relativamente menor que la vida media de una instalación (20-25años). La inversión que se requiere para la implementación del sistema térmico es de 38,118.01 soles.

6. El alto consumo de GLP en el sistema actual provoca emisiones particularmente de CO₂ a la atmosfera: 19.44Kg de CO₂ con GLP, por proceso de pasteurización al día, además de emitir otros contaminantes ambientales como SO_x y NO_x en pequeñas cantidades, gases nocivos que se presentan en la generación térmica y que agravan el problema del calentamiento global del planeta.

7. La energía solar, al igual que el resto de energía renovables es inagotable, limpia y respetable con el ambiente, por lo que es importante mencionar que el diseño propuesto contribuye teóricamente con la reducción de GLP en un 80% obteniéndose un ahorro de combustible de aproximadamente 47 cilindros de GLP de 45Kg anual lo que se traduce en una reducción de emisiones de CO₂ de 5598Kg de CO₂ anual, teniendo un valor de bonos de carbono de \$ 22.39 / año, es una cantidad baja pero estamos ayudando a cumplir con los compromisos adquiridos por el protocolo de Kioto y a proteger nuestro planeta del cambio climático.

8.2. RECOMENDACIONES

1. Es necesario que los gobiernos nacionales, regionales y locales ofrezcan incentivos económicos para la instalación de sistemas solares térmicos, con el fin de lograr una expansión a gran escala y minimizar la inversión inicial que conlleva su implementación, de esta manera se lograra romper la barrera tanto sicológica como financiera en la adquisición de estos equipos.
2. Se recomienda que se procure un mantenimiento periódico de limpieza semanal del sistema particularmente, de la cubierta del panel de vidrio y una desoxidación de las tuberías cada 3 semanas.
3. Sería recomendable ajustar el flujo másico de la bomba del circuito secundario con la finalidad de mejorar el tiempo y la transferencia de calor del agua para pasteurizar la leche y así aumentar la eficiencia del sistema propuesto.
4. Capacitar al personal que se encuentre a cargo del proceso de producción de quesos, en el funcionamiento y manejo de equipos.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

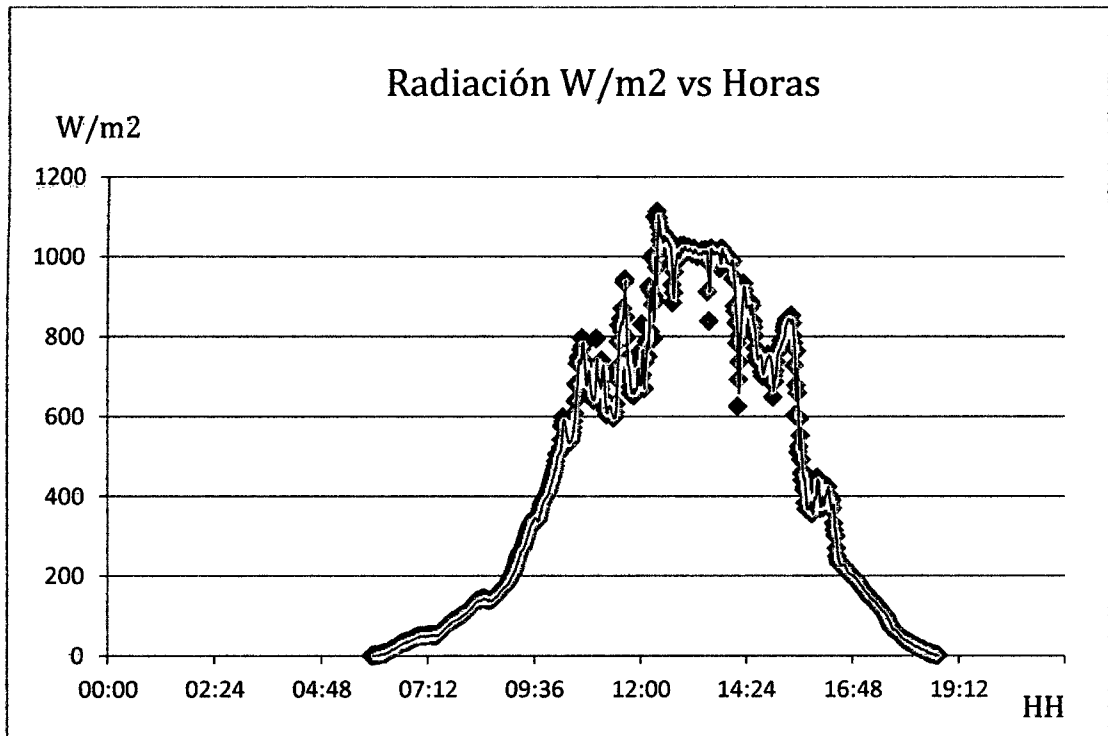
- [1] Beckman W., Sanford A. Klein, Duffie J. (2006). Solar Engineering of Thermal Processes, 3ra Edición, Editorial John Wiley.
- [2] Moran M., Shapiro H. (1998). Fundamentos de Termodinámica técnica, 2da Edición, Editorial Reverté.
- [3] Mott R. (1996). Mecánica de Fluidos aplicada, 4ta Edición, Editorial Prentice Hall S.A.
- [4] Incropera F. (1999). Fundamentos de Transferencia de Calor, 4ta Edición, Editorial Hall S.A.
- [5] Kern D. (1986). Procesos de Transferencia de Calor, 19na Edición, Editorial Continental.
- [6] Schaum P. (2005). Mecánica de los Fluidos e Hidráulica, 4ta Edición, Editorial McGraw-Hill.
- [7] Holman J. (1998), Transferencia de Calor, 8va Edición, Editorial, McGraw-Hill.
- [8] Cengel Y. (1997), Transferencia de Calor y Masa. Un enfoque práctico. 3ra Edición, Editorial, McGraw-Hill.

REFERENCIAS DE INTERNET


- Llanos M., Ramires L., (2010) Conceptos básicos relacionados a la radiación solar. Consultado el 03 Febrero 2014, Obtenido de <http://ocw.unia.es/ciencias-de-la-ingenieria/caracterizacion-y-evaluacion-de-la-radiacion-solar>.
- Weatherbase (2014, Febrero), Weather Current Condition, Chimbote Peru. Consultado el 05 Abril 2014, Obtenido de <http://www.Weatherbase.com/weather/weather.php3?s=13548&cityname=Chimbote-Peru>
- RETScreen Internacional (2004), Engineering & Case Textbook, Solar Water Heating Project Analysis, Consultado el 25 Abril 2014, Obtenido de, http://www.retscreen.net/es/d_data_w.php
- Ministerio de Industria, Energía y Turismo, (2014), Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios, Consultado el 10 Junio 2014, Obtenido de, http://www.minetur.gob.es/energia/desarrollo/eficiencia_energetica/rite/reconocidos/paginas/indexdocumentosreconocidos.aspx
- Martínez I. (2011). Diseño e Instalación de un sistema de calentamiento solar de agua para el sector rural, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Ecuador. Consultado el 25 Junio 2014, Obtenido de, <http://www3.espe.edu.ec:8700/bitstream/21000/747/1/T-ESPE-014732.pdf>.
- Osinermig, (2014), Propiedades Aproximadas del GLP (unidades térmicas), Consultado el 02 Agosto 2014, Obtenido de, <http://www.osinerg.gob.pe/newweb/pages/GFH/1430.htm>
- M. Conde Engineerg, (2011), Thermophysical Properties of Brines Models, Consultado el 02 Agosto 2014, Obtenido de, <http://www.mrc-eng.com/Downloads/Brine%20Properties.pdf>
- FONAM, (2010), Mercados de Carbono, Consultado el 08 Setiembre 2014, Obtenido de, http://www.minem.gob.pe/minem/archivos/file/Electricidad/eficiencia%20energetica/06_-%20FONAM.pdf

ANEXOS

RADIACION EXTRATERRESTRE DIARIA EN UN DIA NORMAL




METEOROLOGIA DE SUPERFICIE Y ENERGIA SOLAR




ATMOSPHERIC
SCIENCE
DATA CENTER

Surface meteorology and Solar Energy
A renewable energy resource web site (release 6.0)
sponsored by NASA's Earth Science Enterprise Program



A collaboration with the CANMET Energy Technology Centre - Varennes (CETC-Varennes) has produced data output useful to users of the RETScreen® International Clean Energy Project Analysis Software.




To access data for RETScreen:

- Pick a location graphically.
- Or enter a latitude and longitude in the form below.

Enter BOTH latitude and longitude either in decimal degrees or degrees and minutes separated by a space.

<p>Example:</p> <p>Latitude? <input type="text" value="-9.12"/></p> <p>Longitude? <input type="text" value="-78.51"/></p> <p><input type="button" value="Submit"/> <input type="button" value="Reset"/> <i>This form is "Reset" if the input is out of range.</i></p>	<p>Latitude 33.5 Longitude -80.75</p> <p>OR</p> <p>Latitude 33 30 Longitude -80 45</p> <p>North: 0 to 90 East: 0 to 180</p>	<p>Latitude 33 30 Longitude -80 45</p> <p>South: 0 to -90 West: 0 to -180</p>
--	---	---




Learn more about the NASA Surface meteorology and Solar Energy Data Set

Responsible Data: [Paul W. Stackhouse, Jr., Ph.D.](#)
 Officials: [Charles H. Whitlock, Ph.D.](#)
 Archive: [John M. Kusterar](#)
 Site Administration/Help: [NASA Langley ASDC User Services \(larcd@eos.nasa.gov\)](#)
[\[Privacy Policy and Important Notices\]](#)

ATMOSPHERIC SCIENCE DATA CENTER		NASA Surface meteorology and Solar Energy: RETScreen Data		NASA	
Latitude -9.12 / Longitude -78.51 was chosen.					
	Unit	Climate data location			
Latitude	'N	-9.12			
Longitude	'E	-78.51			
Elevation	m	1010			
Heating design temperature	°C	15.65			
Cooling design temperature	°C	24.65			
Earth temperature amplitude	°C	8.88			
Frost days at site	day	0			

Month	Air temperature	Relative humidity	Daily solar radiation - horizontal	Atmospheric pressure	Wind speed	Earth temperature	Heating degree-days	Cooling degree-days
	°C	%	kWh/m ² /d	kPa	m/s	°C	°C-d	°C-d
January	20.1	75.7%	7.07	90.3	3.1	23.3	0	318
February	20.9	75.7%	7.09	90.3	3.0	23.5	0	312
March	21.0	74.8%	6.98	90.3	3.0	23.7	0	347
April	21.1	68.2%	6.34	90.2	3.3	23.7	0	341
May	21.0	60.6%	5.12	90.3	3.7	23.0	0	350
June	20.6	55.2%	3.72	90.3	4.4	22.1	0	329
July	20.4	51.6%	3.67	90.4	4.3	21.9	0	335
August	20.4	50.5%	3.94	90.4	4.3	22.5	0	333
September	20.2	54.1%	4.42	90.3	4.2	23.3	0	316
October	19.8	59.2%	5.42	90.3	3.7	23.7	0	311
November	19.4	64.5%	6.22	90.3	3.5	23.6	2	288
December	19.8	70.5%	6.83	90.3	3.3	23.6	0	308
Annual	20.4	63.4%	5.57	90.3	3.7	23.2	2	3888
Measured at (m)					10.0	0.0		



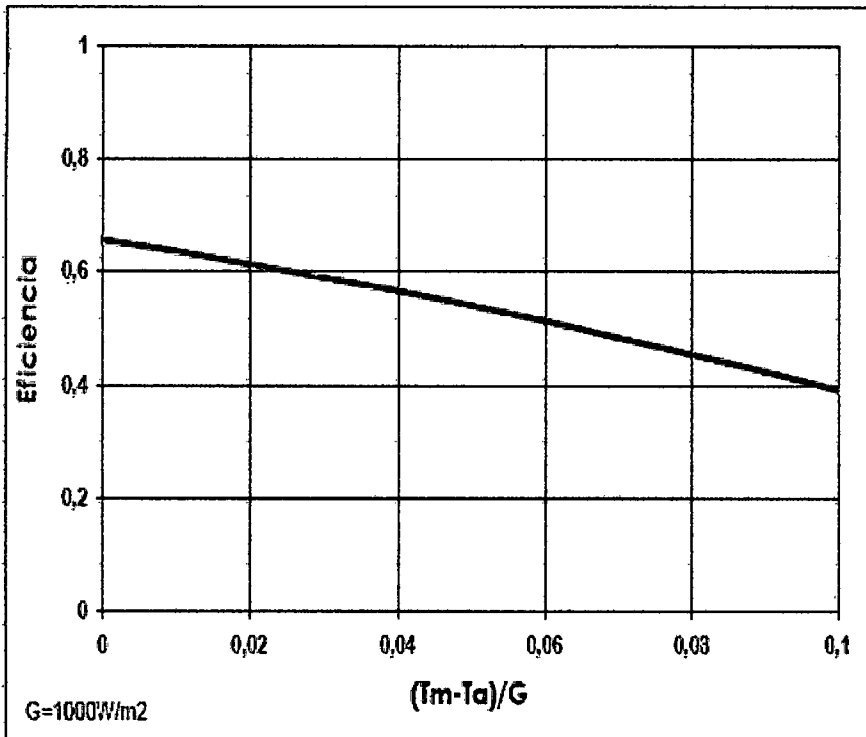
Responsible > Data: Paul W. Stackhouse, Jr., Ph.D.
 Officials > Archive: John B. Masterson
 Site Administration/Help: NASA Langley ASIS User
 Services (report-csds@esa.nasa.gov)
[Privacy Policy and Important Notices](#)
 Document generated on Sat May 10 18:03:15 EDT 2014

CARACTERISTICAS TECNICAS CAPTADORES SOLARES KAYSUN

Manual de instalación y funcionamiento		COLECTORES SOLARES HEAT PIPE KAYSUN AP-10 / AP-20 / AP-30		
Características técnicas:				
		KAYSUN AP-10	KAYSUN AP-20	KAYSUN AP-30
Número de tubos		10	20	30
Dimensiones (L x A x H)	mm	1980 x 796 x 156	1980 x 1496 x 156	1980 x 2196 x 156
Superficie Total	m ²	1,57	2,96	4,25
Superficie Absorbadora	m ²	0,8	1,6	2,4
Superficie Apertura	m ²	0,94	1,86	2,82
Capacidad	ml	290	520	710
Caudal Recomendado	l/h	60	120	160
Pérdida de Carga	Pa	40	254	825
Peso seco (bruto)	kg	24,8	63,5	94,8
Materia aislante cabeza		Lana de vidrio; K=0,042 W/mK		
Inclinación mín.-máx.		20-70°		
Máxima Presión de Trabajo	bar	6		
Máxima Temperatura de Trabajo	°C	120		
Temp. de inactividad máxima*	°C	245		
Longitud del tubo	mm	1800		
Dimensiones del tubo	mm	Ø 58		
Espesor del tubo	mm	1,8		
Peso del tubo	kg	2		
Materia del cristal		Cristal Eoro silicato 3,2		
Materia absorbador		Capa selectiva de Al-N y Al sobre el cristal		
Absorbancia (α)	%	>92%		
Emitancia (ε)	%	<8%		
Conexión entrada / salida	mm	Ø 22		
* 245°C, cuando G = 1000W/m ² , Temp.Ambiental = 30°C				
KAYSUN SOLAR ENERGY		Frigicoll		

CURVA RENDIMIENTO CAPTADORES SOLARES KAYSUN

CURVA DE RENDIMIENTO BASADA EN EL ENSAYO REALIZADO EN EL LABORATORIO ITW



KAYSUN AP-10

BASADO EN EL AREA DE APERTURA: 0,94 m²

$\eta_{0,A}$ 0,656
 $a_{1,A}$ 2,063 W/(m²·K)
 $a_{2,A}$ 0,006 W/(m²·K²)

KAYSUN AP-20

BASADO EN EL AREA DE APERTURA: 1,88 m²

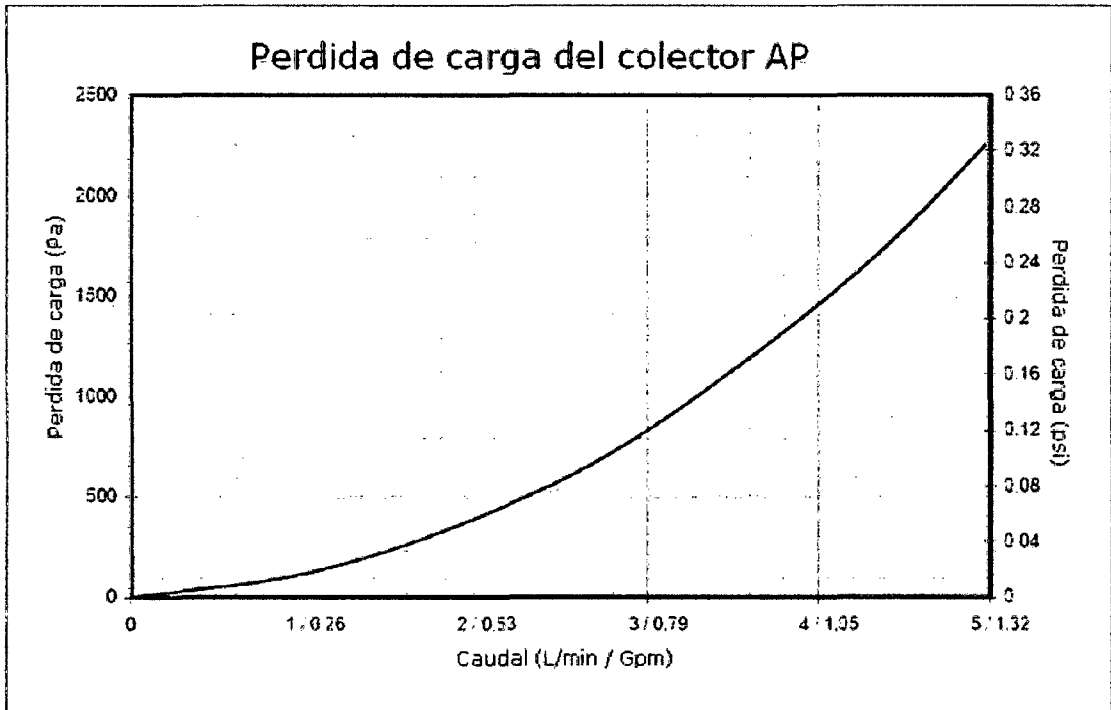
$\eta_{0,A}$ 0,656
 $a_{1,A}$ 2,063 W/(m²·K)
 $a_{2,A}$ 0,006 W/(m²·K²)

KAYSUN AP-30

BASADO EN EL AREA DE APERTURA: 2,82 m²

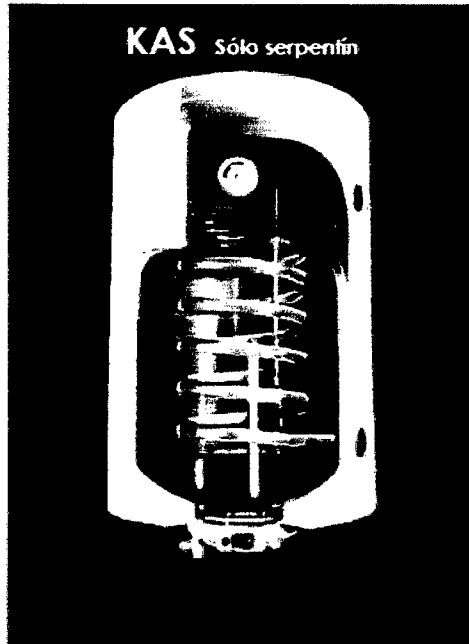
$\eta_{0,A}$ 0,656
 $a_{1,A}$ 2,063 W/(m²·K)
 $a_{2,A}$ 0,006 W/(m²·K²)

PERDIDA DE CARGA EN CAPTAROS SERIE AP



CARACTERISTICAS TECNICAS INTERACUMULADORES SOLARES KAYSUN

Capitulo 5: Especificaciones técnicas



El modelo KAS dispone de un serpentín en la parte inferior para el aporte solar.

Referencia depósito	KAS			
Modelo	80	100	120	150
Capacidad	80	100	120	150
Conexiones circuito solar	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"
Entrada agua fría	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"
Salida agua caliente sanitaria	1/2"	1/2"	1/2"	1/2"
Superficie de intercambio	0.47	0.7	0.7	0.7
Dim. alto	mm	776	923	1072
Dim. Ancho	mm	490	490	490
Dim. Profundo	mm	470	470	470
Peso	Kg	27	30	34
Termómetro	SI	SI	SI	SI
Válvula Seguridad con antirretorno	SI	SI	SI	SI
Aislamiento	mm.	32	32	32
Termostato Seguridad				
Resistencia	W.			
Control				
Test: Ánodo	SI	SI	SI	SI
Presión Trabajo	bar	8	8	8

PROPIEDADES FISICAS DEL AGUA

Tabla 4.5: Propiedades del agua líquida

T (°C)	ρ (kg/m ³)	C_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^6$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	$\beta \cdot 10^3$ (1/K)	Pr
0.001	1005	4.213	1766	1.757	567.2	0.1339	-0.08021	13.12
5	1004	4.201	1506	1.500	574.8	0.1363	0.01135	11.00
10	1003	4.191	1300	1.297	583.0	0.1387	0.08744	9.348
15	1001	4.184	1135	1.134	591.4	0.1412	0.1523	8.033
20	999.5	4.180	1001	1.001	599.8	0.1436	0.209	6.975
25	997.9	4.176	890.1	0.8920	608.0	0.1459	0.2594	6.114
30	996.2	4.175	797.6	0.8007	616.0	0.1481	0.3051	5.406
35	994.3	4.174	719.6	0.7238	623.6	0.1503	0.347	4.817
40	992.4	4.174	653.3	0.6583	630.7	0.1523	0.3859	4.323
45	990.3	4.175	596.3	0.6022	637.4	0.1542	0.4225	3.906
50	988.1	4.177	547.1	0.5537	643.6	0.1559	0.4572	3.551
55	985.7	4.179	504.2	0.5115	649.3	0.1576	0.4903	3.245
60	983.2	4.182	466.6	0.4746	654.4	0.1592	0.5221	2.981
65	980.6	4.184	433.5	0.4420	659.1	0.1606	0.5528	2.752
70	977.9	4.188	404.1	0.4132	663.2	0.1620	0.5827	2.551
75	975.0	4.191	378.0	0.3877	666.9	0.1632	0.6118	2.375
80	971.9	4.195	354.6	0.3648	670.2	0.1644	0.6402	2.219
85	968.8	4.199	333.6	0.3443	673.0	0.1654	0.6682	2.081
90	965.5	4.204	314.6	0.3259	675.5	0.1664	0.6958	1.958
95	962.1	4.209	297.5	0.3092	677.5	0.1673	0.723	1.848
100	958.5	4.214	281.9	0.2941	679.3	0.1682	0.7501	1.749

Fuente: S.A. Klein y F.L. Alvarado, "Engineering Equation Solver Software (EES)", Academia Versión 6.271 (20-07-2001).

PROPIEDADES FISICAS DEL AIRE

Tabla 4.4.1: Propiedades del aire

T (°C)	ρ (kg/m ³)	C_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^6$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
-150	2.867	0.9825	8.636	3.013	11.71	4.157	0.7246
-100	2.039	0.9656	11.9	5.835	15.82	8.034	0.7263
-90	1.927	0.9753	12.49	6.482	16.62	8.842	0.733
-80	1.828	0.9835	13.07	7.153	17.42	9.692	0.7381
-70	1.738	0.9901	13.64	7.85	18.22	10.59	0.7414
-60	1.656	0.9952	14.2	8.572	19.01	11.53	0.7433
-50	1.582	0.999	14.74	9.317	19.79	12.52	0.744
-40	1.514	1.002	15.27	10.08	20.57	13.56	0.7436
-30	1.452	1.004	15.79	10.88	21.34	14.65	0.7425
-20	1.394	1.005	16.3	11.69	22.11	15.78	0.7408
-10	1.341	1.006	16.8	12.52	22.88	16.96	0.7387
0	1.292	1.006	17.29	13.38	23.64	18.17	0.7362
5	1.269	1.006	17.54	13.82	24.01	18.8	0.735
10	1.247	1.006	17.78	14.26	24.39	19.44	0.7336
15	1.225	1.007	18.02	14.71	24.76	20.08	0.7323
20	1.204	1.007	18.25	15.16	25.14	20.74	0.7309
25	1.184	1.007	18.49	15.61	25.51	21.4	0.7296
30	1.164	1.007	18.72	16.08	25.88	22.08	0.7282
35	1.146	1.007	18.95	16.54	26.25	22.76	0.7268
40	1.117	1.007	19.18	17.02	26.62	23.45	0.7255
45	1.11	1.007	19.41	17.49	26.99	24.16	0.7241
50	1.092	1.007	19.63	17.97	27.35	24.87	0.7228
55	1.076	1.007	19.86	18.46	27.72	25.59	0.7215
60	1.06	1.007	20.08	18.95	28.08	26.31	0.7202
65	1.044	1.007	20.3	19.45	28.45	27.05	0.719
70	1.029	1.007	20.52	19.95	28.81	27.79	0.7177
75	1.014	1.008	20.74	20.45	29.17	28.55	0.7166
80	0.9996	1.008	20.96	20.97	29.53	29.31	0.7154
85	0.9857	1.008	21.17	21.48	29.88	30.07	0.7143
90	0.9721	1.008	21.39	22	30.24	30.85	0.7132
95	0.9589	1.009	21.6	22.52	30.6	31.63	0.7121
100	0.946	1.009	21.81	23.05	30.95	32.42	0.7111

PROPIEDADES FISICAS DE LA LECHE

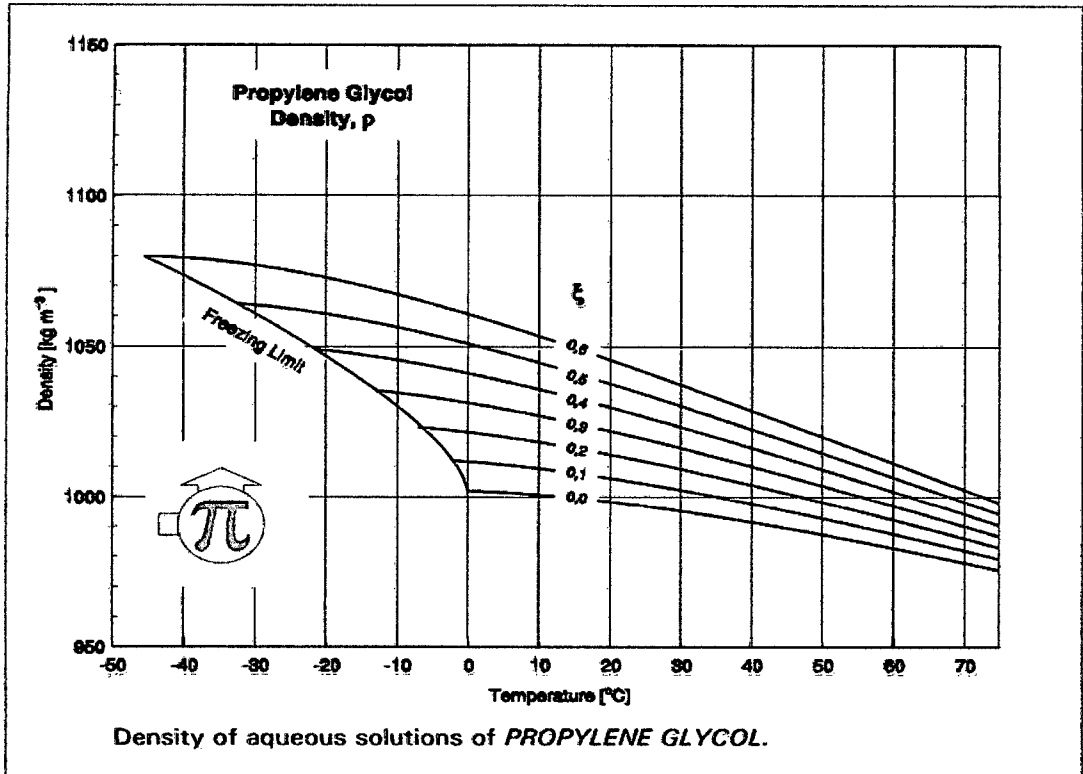
Datos y notas

$C_{p_{\text{agua}}} = 4180 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$

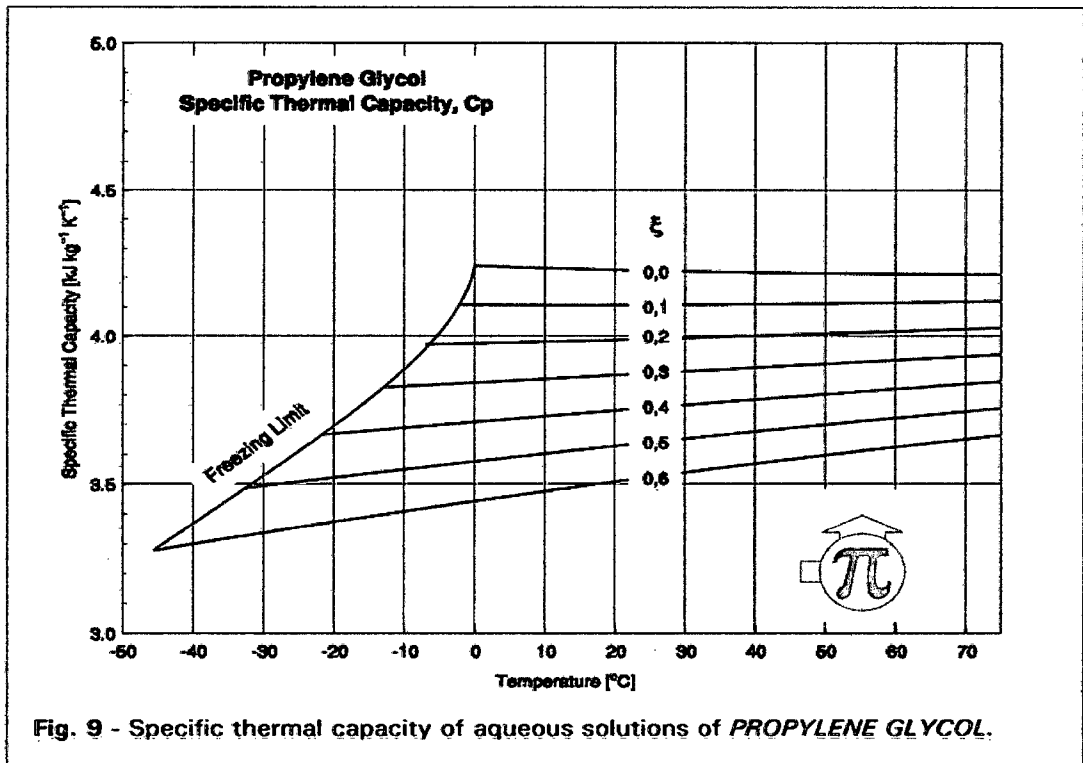
$\rho_{\text{leche}} = 1.03 \text{ kg/L}$

$C_{p_{\text{leche}}} = 3900 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$

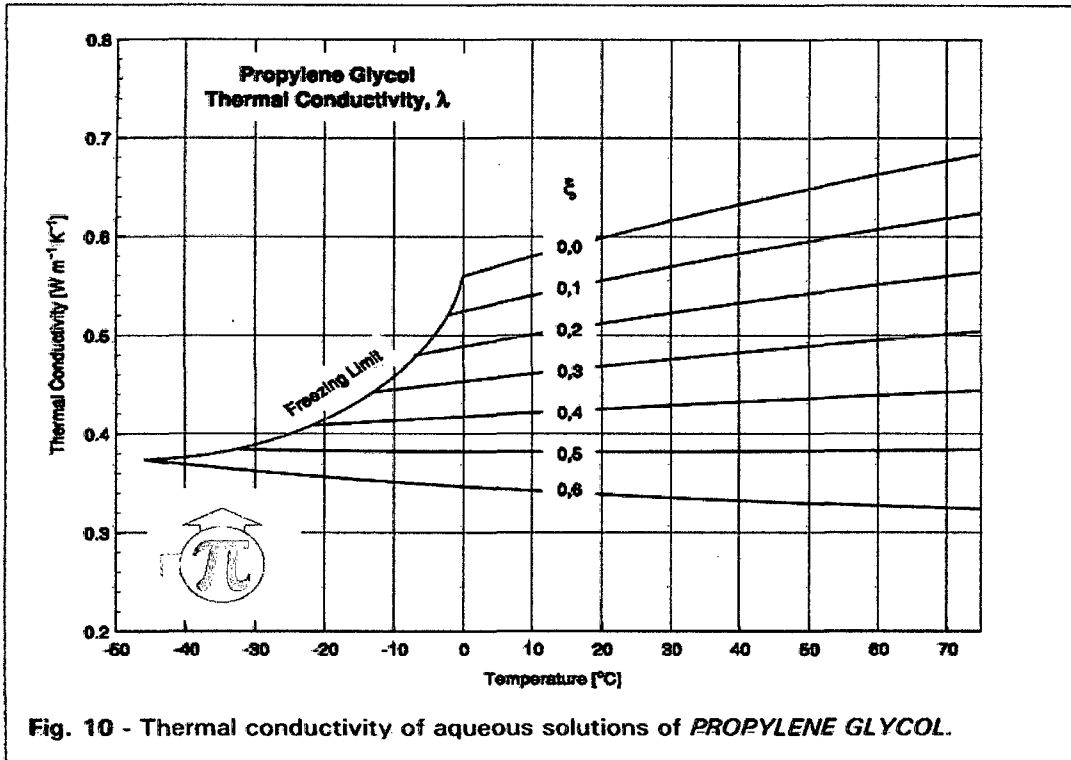
DENSIDAD DEL PROPILENGLICOL



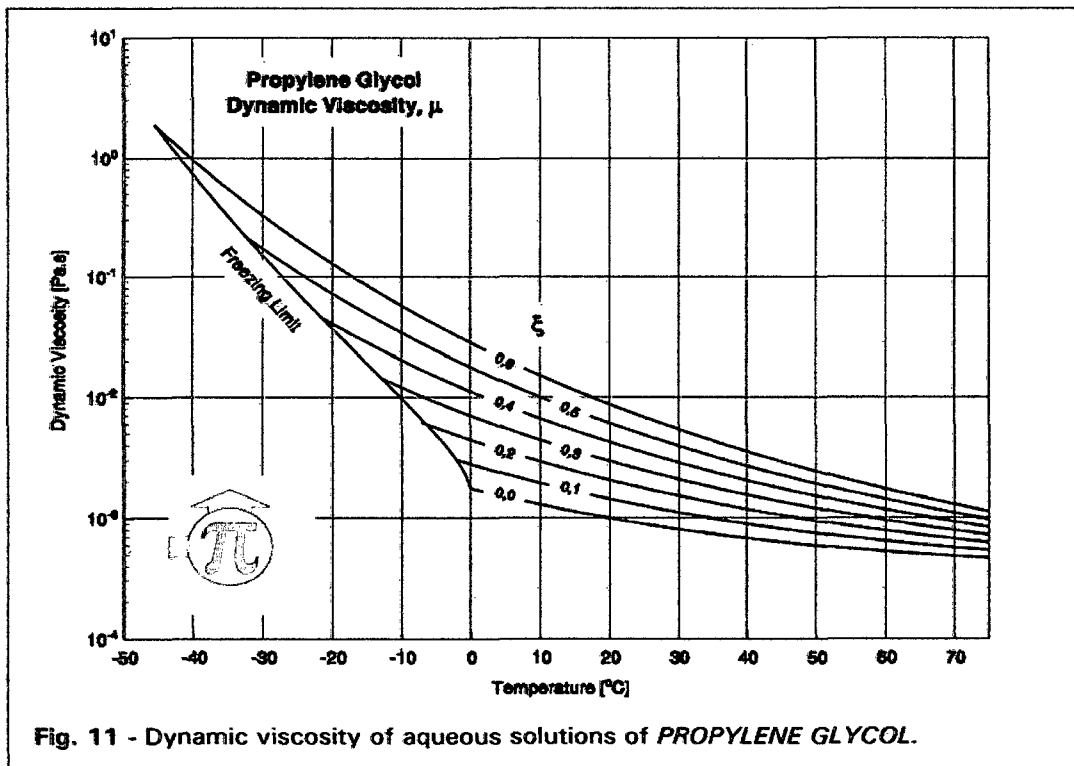
CALOR ESPECÍFICO DEL PROPILENGLICOL



CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL PROPILENGLICOL



VISCOCIDAD DINAMICA DEL PROPILENGLICOL



NUMERO DE PRANDTL DEL PROPILENGLICOL

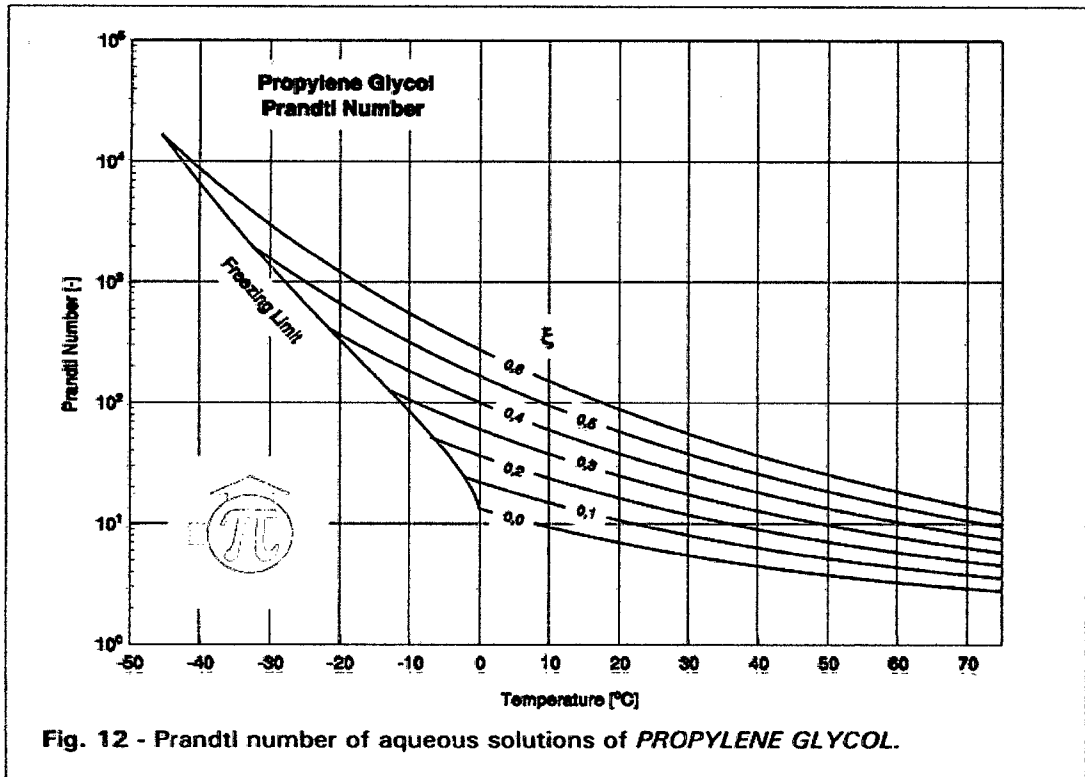


Fig. 12 - Prandtl number of aqueous solutions of *PROPYLENE GLYCOL*.

COEFICIENTE DE EXPANSION TERMICA DEL PROPILENGLICOL

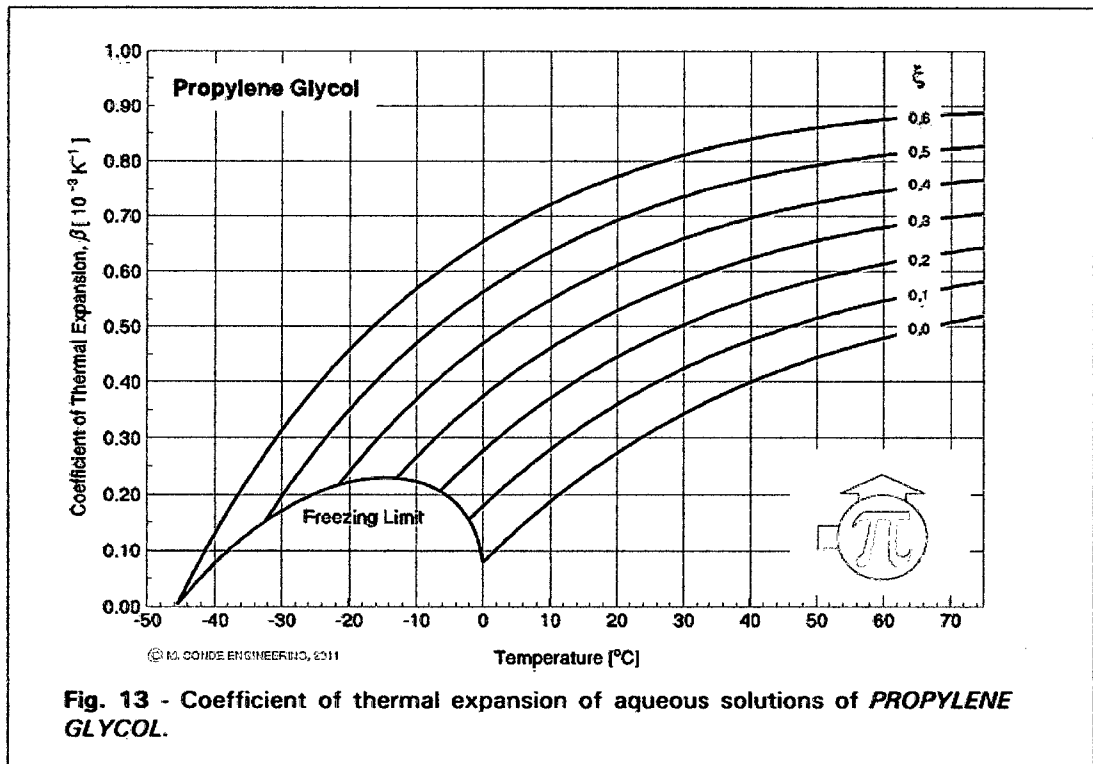
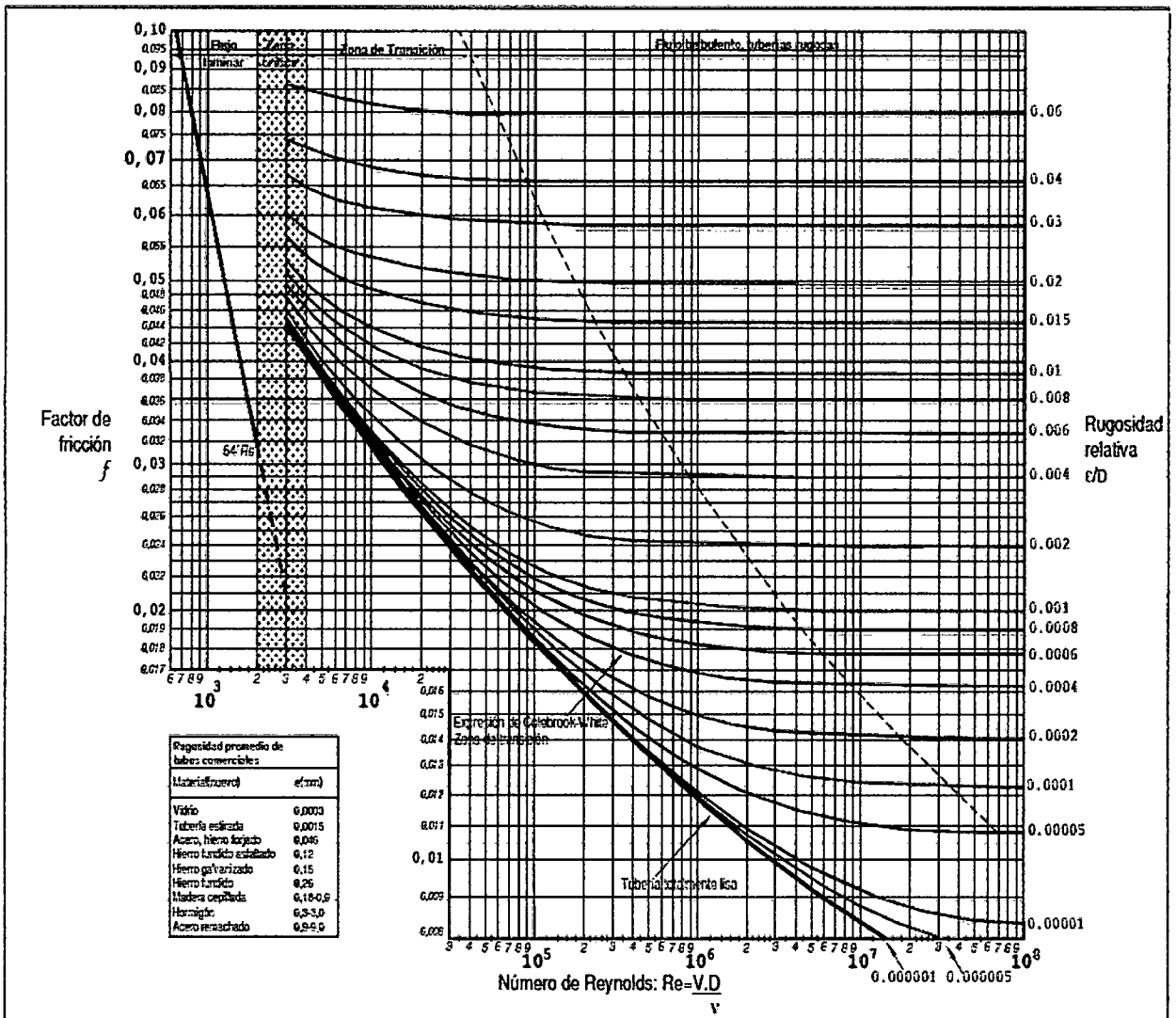


Fig. 13 - Coefficient of thermal expansion of aqueous solutions of *PROPYLENE GLYCOL*.

DIAGRAMA DE MOODY



LONGITUDES EQUIVALENTES DE PERDIDAS DE CARGA CORRESPONDIENTE A DISTINTOS ELEMENTOS DE REDES HIDRAULICAS

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

Para tuberías lisas ($k \approx 0,05$ mm) multiplicar los valores del cuadro por 1,40.

CARACTERISTICAS TECNICAS DE BOMBA DE CIRCULACION SOLAR

TOPSFLO TS5 Series Instructions
Excellence in Micro Pump, DC Pump

Solar DC Circulation Pump Installation & Operating

Areas of use
Hot Water Circulation
Radiant Floor Heating
Solar Applications
Liquid Transfer
General Purpose Pumping

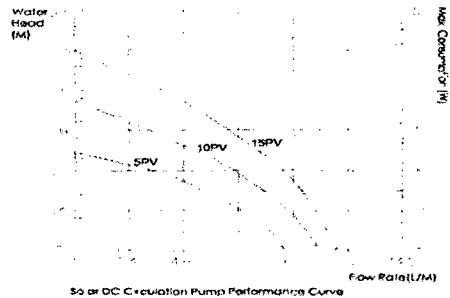
PV operated easily
For solar system loops, the pump can be powered directly from a PV panel. The sun comes up, heat builds in the solar hot water panel and at the same time electricity is made in the PV panel. The pump slowly starts with the smallest amount of current and pushes the heated water to the storage tank. It's all too simple and eliminates all controllers, thermostats and sensors.

Main Features
Voltage: 6V-24V DC Rated 12V DC.
Max working temperature: 140 C
Max system pressure: 10Bar
Low noise: 45dB far from 1m distance
Long life brushless pump with energy efficiency technology
Soft start at very low in-rush current, good convenient working directly with PV panel
Min start-up power consumption less than 2 Watt
Advanced magnetic drive technology for static-impeller, without any leakage for ever
Durable permanent magnetic rotor-impeller and fine ceramic shaft
Heavy duty work, can sustain continual 24 hours' work
Low power consumption, low or no maintenance

Motor protective functions:
a. Protection against dry operation
Drive circuitry can detect no or little liquid in pump chamber and will stop the pump
b. Excessive temperature.
The pump will slow or stop when the motor temperature increases beyond rated temperature as a result of elevated fluid temperature and installed environment temperature, and will automatically recover when temperature decrease to rated temperature
c. Over load protection.
The drive circuitry is protected against excessive current and load
d. Over voltage protection
The drive circuitry is protected against over voltage range.

Materials of Construction (Wetted Parts)
• Hi-Temp Ryton Plastic- PPS (food grade)
• Brass Inlet/Outlet
• Viton "O" Ring
• Hi-Temp Ryton (PPS) Impeller
• Ceramic Ferrite Magnet

The performance

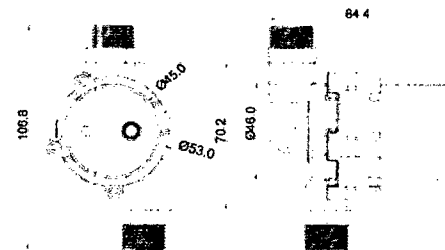


Max flow based on discharge pressure of 0 psi and max head based on operating pump at shut-off
Performance data is based on pumping clear water at normal ambient temperature

MODEL	PV MODULE (W)	MAX HEAD (M)	MAX FLOW (L/M)
5PV	5	1.4	8.5
10PV	10	2.3	10
15PV	15	3	11.5

For direct PV operation, real PV output is affected by efficiency of PV and intensity of sunlight, the full load working of pump is subject to the sufficient power supply.

Dimensions



CARACTERISTICAS TECNICAS DEL AISLAMIENTO TERMICO PARA TUBERIAS



K-FLEX ST tubos

$\mu \geq 10000^{**}$
 Certificado EN 1938/7
 No HFC-CFC
 Fuego B S D - BS3D

D A T O S T É C N I C O S

Rango de Temperaturas	-200 °C max +105 °C***(-50°C max +85°C para ST/SK)
Conductividad térmica λ W/(m·K) EN 12667 (DIN 52612) - ENISO 8497 (DIN 52613)	-20 °C = 0.034 0 °C = 0.036 +20 °C = 0.038
Conductividad térmica λ W/(m·K) L10 EN 12667 (DIN 52612) - ENISO 8497 (DIN 52613)	+40 °C = 0.040 W/(m·K)
Problemática de la corrosión	DIN 1958/7*: pH neutro
Resistencia al paso del Vapor de Agua μ EN12086 (DIN 52615)	$\geq 10000^{**}$
Reacción al fuego	Euroclass B ₁ S ₁ D ₁ EN 13501-1* Cl 1 (I), Brandkennziffer 5.2 (CH) BS 476 Part 6 1989 Cl. 0 (UK) - B1 DIN 4102 (DE)* DIN 4102 TEIL 11 (Wand-und Dachdurchführung) NF - FEU 467 (F), M1 (E)

* Supervisado por instituto externo.
 ** Permeabilidad supervisada $\mu \geq 7000$
 *** Para aplicaciones inferiores a -50°C, contacte con nuestro departamento técnico.

L'ISOLANTE K-FLEX se reserva el derecho de variar los datos y requisitos técnicos sin previo aviso.

PROPIEDADES DEL GLP

Propiedades aproximadas del GLP (unidades métricas)

	Propano Comercial	Butano Comercial
Presión de vapor en kPa (presión absoluta) a:		
20°C	1.000	220
40°C	1.570	360
45°C	1.760	385
55°C	2.170	580
Peso específico	0,504	0,582
Punto de ebullición inicial a 1,00 atm de presión, °C	- 42	- 9
Peso por metro cúbico de líquido a 15,56°C, kg	504	582
Calor específico del líquido, kilojoules por kilogramo, a 15,56°C	1,464	1,276
Metros cúbicos de vapor por litro de líquido a 15,56°C	0,271	0,235
Metros cúbicos de vapor por kilogramo de líquido a 15,56°C	0,539	0,410
Peso específico del vapor (aire = 1) a 15,56°C	1,50	2,01
Temperatura de ignición en aire, °C	493-549	482-538
Temperatura máxima de llama en aire, °C	1.980	2.008
Límites de inflamabilidad en aire, % de vapor en la mezcla aire-gas:		
Inferior	2,15	1,55
Superior	9,60	8,60
Calor latente de vaporización en el punto de ebullición:		
Kilojoules por kilogramo	428	388
Kilojoules por litro	216	226
Cantidad de calor total luego de la vaporización:		
Kilojoules por metro cúbico	92.430	121.280
Kilojoules por kilogramo	49.920	49.140
Kilojoules por litro	25.140	28.100

Fuente: Código del Gas Licuado de Petróleo. NFPA 58 – Edición 2004.

EQUIVALENCIAS ENERGETICAS DEL GLP

Gas Bottle Consumption Calculation

We often get asked about how long a gas bottle will last when running a gas appliance. Using the calculation below you can work this out yourself.

LPG gas bottle energy calculation

- 1 kg of LPG gas contains 50.4 MJ of energy
- 1 kW = 3.6 MJ

This means that a 45 kg LPG gas bottle has:

- 45 kg x 50.4 MJ = 2268 MJ

This works for the different bottle sizes, here are the most common:

- 9 kg = 453.6 MJ
- 45 kg = 2268 MJ
- twin pack = 4536 MJ (two 45 kg bottles)

PODERES CALORIFICOS DE COMBUSTIBLES

PODERES CALORÍFICOS TÍPICOS DE COMBUSTIBLES		
COMBUSTIBLE	P. CALORÍFICO INF.	P. CALORÍFICO SUP.
GAS NATURAL	34,352.7 kJ/m ³ est. (922 Btu/pie ³ est)	42,299-2 kJ/m ³ est. (1,024 Btu/pie ³ est)
GAS L.P.	46,054.8 kJ/kg (19,799 Btu/lb)	49,885.7 kJ/kg (21,445 Btu/lb)
DIESEL	41,868 kJ/kg (18,000 Btu/lb)	44,715 kJ/kg (19,224 Btu/lb)
GASÓLEO	41,595.9 kJ/kg (17,250 Btu/lb)	43,951.9 kJ/kg (18 900 Btu/lb)
COMBUSTÓLEO	40,122.1 kJ/kg (17,250 Btu/lb)	42332.7 kJ/kg (18,200 Btu/lb)
<p>Densidad relativa del gas natural: 0.6 (con respecto al aire) Densidad relativa del gas L.P.: 0.56 (con respecto al agua) Densidad del Diesel: 0.865 kg/l a 15.5 °C & 760 mm Hg Densidad del gasóleo: 0.899 kg/l a 15.5 °C & 760 mm Hg Densidad del combustóleo: 0.982 kg/l a 15.5 °C & 760 mm Hg</p>		

FACTORES DE CONVERSION

<u>Dimensión</u>	<u>Métrico</u>	<u>Métrico/Ingles</u>
Longitud	1 m = 100 cm = 1000 mm	1 m = 3,28083 pie = 39,37 pulg
		1 pie = 0,3048 m = 12 pulg = 30,48 cm
Aceleración	1 m/s ² = 100 cm/s ²	1 pulg = 2,54 cm = 1 cm = 0,3937 pulg
		1 mi = 5280 pie = 1,6093 km
Área	1 m ² = 10 ⁴ cm ² = 10 ⁶ mm ² = 10 ⁻⁶ Km ²	1 m/s ² = 3,2808 pies/s ²
		1 pie/s ² = 0,3048 m/s ²
Densidad	1 g/cm ³ = 1 kg/L = 1000 kg/m ³	1 m ² = 1550 pulg ² = 10,764 pies ²
		1 pie ² = 144 pulg ² = 0,09290304 m ²
Energía, Calor, Trabajo	1 kJ = 1000 J = 1000 N.m = 1 Kpa.m ³	1 g/cm ³ = 62,428 lb/pie ³ = 0,036127 lb/pulg ³
		1 lb/pulg ³ = 1728 lb/pie ³
Energía interna	1 kWh = 3600 kJ	1 kg/m ³ = 0,062428 lb/pie ³
		1 cal = 4,184 J
Entalpía	1 IT cal = 4.1868 J	1 kJ = 0,94782 Btu
		1 Btu = 1,055056 kJ = 5,40395 psia.pie ³ = 778,169 lbf.pie
Fuerza	1 N = 1 kg.m/s ² = 10 ⁵ dinas	1 Btu/lb = 25,037 pie ² /s ² = 2,326 kJ/kg
		1 kgf = 9,80665 N
Flujo de calor	1 W/cm ² = 104 W/m ²	1 kJ/kg = 0,430 Btu/lb
		1 kWh = 3412,14 Btu
Coeficiente de transferencia de calor	1 W/m ² °C = 1 W/m ² °K	1 N = 0,22481 lbf
		1 lbf = 32,174 lb.pie/s ² = 4,44822 N
Masa	1 kg = 1000 g	1 W/m ² = 0,3171 Btu/h. pie ²
		1 Ton metrica = 1000 kg
Potencia, Velocidad de transferencia de calor	1 W = 1 J/s	1 W/m ² °C = 0,17612 Btu/h pie ² °F
		1 kW = 1000 W = 1,341 hp
Presión	1 kPa = 1000 Pa = 10 ⁻³ MPa	1 kg = 2,2046226 lb
		1 atm = 101,325 kPa = 1,01325 bars
Calor específico	1 Pa = 1 N/m ²	1 lb = 0,45359237 kg
		1 onza = 28,3495 g
Calor específico	1 kW = 1000 W = 1,341 hp	1 slug = 32,174 lb = 14,5939 kg
		1 hp = 745,7 W
Calor específico	1 Pa = 1 N/m ²	1 Ton corta = 1000 lb = 907,1847 kg
		1 kW = 3412,14 Btu/h = 737,56 lbf. Pie/s
Calor específico	1 kPa = 1000 Pa = 10 ⁻³ MPa	1 hp = 550 lbf pie/s = 0,7068 Btu/s = 42,41 Btu/min = 2544,5 Btu/h = 0,7457 kW
		1 atm = 101,325 kPa = 1,01325 bars
Calor específico	1 atm = 101,325 kPa = 1,01325 bars	1 hp caldera = 33,475 Btu/h
		1 Pa = 1,4504x10 ⁻⁴ psia = 0,020886 lbf/pie ²
Calor específico	1 Pa = 1 N/m ²	1 psi = 144 lbf/pie ² = 6,894757 kPa
		1 atm = 14,696 psia = 29,92 pulg Hg
Calor específico	1 kJ/kg °C = 1 kJ/kg °K = J/g °C	1 Btu/lb °F = 4,1868 kJ/kg °C
		1 Btu/Lbmol °R = 4,1868 kJ/kmol °K
Calor específico	1 kJ/kg °C = 1 kJ/kg °K = J/g °C	1 kJ/kg °C = 0,28885 Btu/lb °F = 0,23885 Btu/lb °R

Volumen específico	$1 \text{ m}^3/\text{kg} = 1000 \text{ L}/\text{kg} = 1000 \text{ cm}^3/\text{g}$	$1 \text{ m}^3/\text{kg} = 16,02 \text{ pie}^3/\text{lb}$ $1 \text{ pie}^3/\text{lb} = 0,62428 \text{ m}^3/\text{kg}$
Conductividad térmica	$1 \text{ W}/\text{m } ^\circ\text{C} = 1 \text{ W}/\text{m } ^\circ\text{K}$	$1 \text{ W}/\text{m } ^\circ\text{C} = 0,57782 \text{ Btu}/\text{h pie } ^\circ\text{F}$
Velocidad	$1 \text{ m}/\text{s} = 3,6 \text{ km}/\text{h}$	$1 \text{ m}/\text{s} = 3,2808 \text{ pie}/\text{s} = 2,237 \text{ mi}/\text{h}$ $1 \text{ mi}/\text{h} = 1,46667 \text{ pie}/\text{s}$ $1 \text{ mi}/\text{h} = 1,6093 \text{ km}/\text{h} = 0,447 \text{ m}/\text{s}$
Volumen	$1 \text{ m}^3 = 1000 \text{ L} = 10^6 \text{ cm}^3 \text{ (cc)}$	$1 \text{ m}^3 = 6,1024 \times 10^4 \text{ pulg}^3 = 35,315 \text{ pie}^3 = 264,17 \text{ galon (U.S.)}$
Tasa de flujo volumétrico	$1 \text{ m}^3/\text{s} = 60.000 \text{ L}/\text{min} = 106 \text{ cm}^3/\text{s}$	$1 \text{ m}^3/\text{s} = 15.850 \text{ galones}/\text{min} = 35,315 \text{ pie}^3/\text{s} = 2118,9 \text{ pie}^3/\text{min (cfm)}$

EQUIVALENCIAS ENERGETICAS

Constante universal de los gases	$R_u = 8,31447 \text{ kJ}/\text{kmol } ^\circ\text{K}$ $R_u = 8,31447 \text{ kPa m}^3/\text{kmol } ^\circ\text{K}$ $R_u = 0,0831447 \text{ bar m}^3/\text{kmol } ^\circ\text{K}$ $R_u = 82,05 \text{ L atm}/\text{kmol } ^\circ\text{K}$ $R_u = 1.9858 \text{ Btu}/\text{lbmol } ^\circ\text{R}$ $R_u = 1445,37 \text{ pie lbf}/\text{lbmol } ^\circ\text{R}$
Aceleración de gravedad estandar	$g = 9,80665 \text{ m}/\text{s}^2$ $g = 32,174 \text{ pie}/\text{s}^2$
Presión atmosférica estandar	$1 \text{ atm} = 101,325 \text{ kPa}$ $1 \text{ atm} = 1,01325 \text{ bar}$ $1 \text{ atm} = 14,696 \text{ psia}$ $1 \text{ atm} = 760 \text{ mm Hg (0 } ^\circ\text{C)}$ $1 \text{ atm} = 29,9213 \text{ pulg Hg (32 } ^\circ\text{F)}$
Constante de Stefan-Boltzmann	$\sigma = 5,6704 \times 10^{-8} \text{ W}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}^4$ $\sigma = 0,1714 \times 10^{-8} \text{ Btu}/\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{R}^4$
Constante de Boltzmann	$K = 1,380650 \times 10^{-23} \text{ J}/^\circ\text{K}$
Velocidad de la luz en el vacío	$c_o = 2,9979 \times 10^8 \text{ m}/\text{s}$ $c_o = 9,836 \times 10^8 \text{ pie}/\text{s}$
Velocidad del sonido en el aire seco	$c = 331,36 \text{ m}/\text{s}$ $c = 1089 \text{ pie}/\text{s}$
Calor de fusión del agua a 1 atm	$h_{if} = 333,7 \text{ kJ}/\text{kg}$ $h_{if} = 143,5 \text{ Btu}/\text{lb}$
Entalpia de vaporización del agua a 1atm	$h_{fg} = 22,56 \text{ kJ}/\text{kg}$ $h_{fg} = 970,12 \text{ Btu}/\text{lb}$

PRESUPUESTO GENERAL

Presupuesto : IMPLEMENTACION DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO SOLAR TERMICO DE BAJA TEMPERATURA COMO ALTERNATIVA ENERGETICA COMPLEMENTARIA PARA EL PROCESO DE PAUSTERIZADO EN LINEA DE PRODUCCION DERIVADOS LACTEOS DE LA EMPRESA - LECHERÍA Y DERIVADOS MINNELLY E.I.R.L

Entidad : UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

Lugar : NUEVO CHIMBOTE - SANTA - ANCASH

Fecha: 31/07/2014

Item	Descripción	Unidad	Metrado	Precio	Parcial
01	TRABAJOS PRELIMINARES				1,000.00
01.01	MOVILIZACION Y DESMOVILIZACION DE MATERIALES Y EQUIPOS	GLB	1.00	600.00	600.00
01.02	ALMACEN Y CASETA DE GUARDIANA PROVISIONAL	GLB	1.00	400.00	400.00
02	CIRCUITO PRIMARIO				20,800.00
02.01	SUMINISTRO E INSTALACION DE CAPTADOR SOLAR KAYSUN AP-10 INC. ESTRUCTURA DE SOPORTE	UND	2.00	8,300.00	16,600.00
02.02	SUMINISTRO E INSTALACION DE INTERACUMULADOR KAS-80 INC. ESTRUCTURA DE SOPORTE	UND	1.00	1,140.00	1,140.00
02.03	SUMINISTRO E INSTALACION DE TUBERIA DE COBRE 1/2" ASTM INC. FLUIDO CALOPORTADOR PROPILENGLICOL	M	18.00	70.00	1,260.00
02.04	SUMINISTRO E INSTALACION DE AISLAMIENTO TERMICO AUTOADHESIVO 20MM	M	18.00	100.00	1,800.00
03	CIRCUITO SECUNDARIO				2,807.00
03.01	SUMINISTRO E INSTALACION DE TUBERIA DE COBRE 1/2" ASTM	M	17.10	70.00	1,197.00
03.02	SUMINISTRO E INSTALACION DE AISLAMIENTO TERMICO AUTOADHESIVO 20MM	M	17.10	100.00	1,710.00
04	EQUIPOS Y ACCESORIO EN GENERAL				2,212.50
04.01	SUMINISTRO E INSTALACION DE VALVULA ESFERA 1/2" BRONCE	UND	12.00	30.00	360.00
04.02	SUMINISTRO E INSTALACION DE VALVULA DE RETENCION 1/2"	UND	6.00	15.50	93.00
04.03	SUMINISTRO E INSTALACION DE VALVULA DE SEGURIDAD 1/2" C/ESCAPE CONDUCCION	UND	4.00	30.00	120.00
04.04	SUMINISTRO E INSTALACION DE VASOS DE EXPANSION	UND	1.00	50.00	50.00
04.05	SUMINISTRO E INSTALACION DE PURGADOR	UND	5.00	30.00	150.00
04.06	SUMINISTRO E INSTALACION DE SENSORES DE CONTROL	UND	5.00	60.00	300.00
04.07	SUMINISTRO E INSTALACION DE BOMBA TS5 5PV	UND	1.00	75.00	75.00
04.08	SUMINISTRO E INSTALACION DE BOMBA SID 5PV	UND	1.00	75.00	75.00
04.09	SUMINISTRO E INSTALACION DE NIPLES	UND	8.00	5.00	40.00
04.10	SUMINISTRO E INSTALACION DE CODOS 1/2	UND	33.00	6.50	214.50
04.11	SUMINISTRO E INSTALACION DE TES 1/2"	UND	10.00	5.00	50.00
04.12	SUMINISTRO E INSTALACION DE FILTROS PARA 1/2	UND	11.00	10.00	110.00
04.13	SUMINISTRO E INSTALACION DE REDUCCION DE 3/4 A 1/2	UND	12.00	10.00	120.00
04.14	SUMINISTRO E INSTALACION DE VALVULA TERMOESTATICA 1/2 TEMP. MAX. 190 .OC	UND	13.00	35.00	455.00
COSTO DIRECTO					26,919.50
GASTOS GENERALES			10.00%		2,691.95
UTILIDAD			10.00%		2,691.95
SUB - TOTAL					32,303.40
IMPUESTO I.G.V.			18.00%		5,814.61
PRESUPUESTO TOTAL					38,118.01

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

OFICINA CENTRAL DE INVESTIGACIÓN

“CATÁLOGO DE TRABAJOS DE INVESTIGACIÓN – TIPRO”

Resolución N° 1562 – 2006 - ANR

REGISTRO DE TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

I. DATOS GENERALES:

UNIVERSIDAD: UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

ESCUELA O CARRERA PROFESIONAL: INGENIERÍA EN ENERGIA

TÍTULO DEL TRABAJO:“IMPLEMENTACION DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO SOLAR TERMICO DE BAJA TEMPERATURA COMOALTERNATIVA ENERGETICA COMPLEMENTARIA PARA EL PROCESO DE PASTEURIZADO EN LINEA DE PRODUCCION DERIVADOS LACTEOS DE LA EMPRESA - LECHERIA Y DERIVADOS MINNELLY EIRL”

ÁREA DE INVESTIGACIÓN: ENERGIAS RENOVABLES Y NO RENOVABLES

AUTOR(ES):

- DNI: 45090534 CARRUITERO CHAVEZ, CARLO EDUARDO
- DNI: 43885380 LOPEZ AQUINO, JIMMY JHONATHAN

TÍTULO PROFESIONAL A QUE CONDUCE: TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN ENERGIA

AÑO DE APROBACIÓN DE LA SUSTENTACIÓN: 2014

II. CONTENIDO DEL RESUMEN

- **PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA:**

La industria láctea es un sector de gran importancia en el sistema alimentario peruano, considerado estratégico por tres razones: primero, la leche y derivados son alimentos básicos que elevan la calidad de vida de la población que los consume; segundo, por los efectos de dicho sistema en el ingreso y empleo rural; y tercero, por su potencial para articular varios sectores productivos.

Hoy en nuestra comunidad de Chimbote y Nuevo Chimbote, vemos que la situación económica cada día es más difícil, donde el desarrollo de la agroindustria no mantiene un equilibrio ni una autonomía estable. Es por ello que nacen diferentes tipos de problemas por el precio, la comunidad siempre se fija en productos de alta calidad, pero nunca encuentra aquellos productos a bajo costo, logrando no satisfacer las necesidades de los pobladores de la zona.

La empresa “MINNELLY LECHERIA Y DERIVADOS LACTEOS E.I.R.L.”, ofrece diversos tipos de productos elaborados con leche y frutas de la región. Ésta, como muchas empresas trabajan con combustibles convencionales, debido a que desconocen el aprovechamiento de la energía solar para procesos térmicos, lo que se transforma en una pérdida significativa de rentabilidad de la empresa.

Es por ello que nos planteamos la siguiente pregunta:

¿El consumo de combustible convencional para el proceso de pasteurizado en la línea de producción de derivados lácteos de la empresa “MINNELLY LECHERIA Y DERIVADOS LACTEOS E.I.R.L.”, en que porcentaje disminuirá al implementar un sistema de calentamiento térmico solar?

- **OBJETIVOS**

- **OBJETIVO GENERAL:**

- Evaluar un sistema solar térmico de calentamiento con captadores solares como alternativa energética complementaria al proceso de pasteurizado en la línea de producción de derivados lácteos de la planta “MINNELLY LECHERIA Y DERIVADOS LACTEOS E.I.R.L”.

- **OBJETIVOS ESPECÍFICOS:**

- Calcular la demanda energética de ACS para el proceso de pasteurizado.
- Dimensionar el área de captación.
- Dimensionar el tanque acumulador.
- Diseñar el circuito hidráulico.
- Calcular el espesor del aislamiento térmico.
- Comparar costos de producción.

- **HIPÓTESIS:**

Al implementar un sistema de calentamiento térmico solar disminuirá un 25% del consumo de combustible convencional para el proceso de pasteurizado en la línea de producción de derivados lácteos de la empresa “MINNELLY LECHERIA Y DERIVADOS LACTEOS E.I.R.L”

- **METODOLOGIA:**

- A. Cálculo de las cargas térmicas y la demanda de A.C.S. Como se ha citado al comienzo de este apartado, parte de los datos recabados en el punto anterior, más concretamente los referidos a las características constructivas y datos ambientales y geográficos de la zona, serán utilizados como variables de entrada de los métodos de cálculo de cargas térmicas de A.C.S

- B. Una vez obtenidas las necesidades de calor, se podrá proceder al dimensionado de la instalación térmica. En el caso de la solar se estudiará la cobertura o aporte calorífico mínimo de calentamiento del A.C.S, y se determinará, en función de ello y de las características de la cubierta, el tipo y número de colectores a instalar.
- C. Finalizado el dimensionamiento técnico de la instalación solar, se podrá emprender el estudio de viabilidad económica, obteniendo los parámetros característicos de cualquier estudio de este tipo (Inversión inicial, VAN, TIR, Período de retorno). Se utilizará asimismo la programación de Microsoft Excel.
- D. Las magnitudes obtenidas del estudio de viabilidad previo permitirán realizar un estudio comparativo entre la instalación propuesta, con respecto a la instalación con la que cuenta actualmente la empresa MINNELLY.
- E. El análisis comparativo y los resultados extraídos del mismo configurarán las conclusiones finales, permitiendo dilucidar qué tipo de instalación es más viable y reportará una mayor grado de satisfacción de los objetivos del presente proyecto.

- **CONCLUSIONES Y/O RECOMENDACIONES:**

CONCLUSIONES

1. La demanda energética de ACS para el proceso pasteurizado es de 8036 MJ anual, donde el sistema solar térmico cubrirá el 80% (6302 MJ) de la demanda y GLP cubrirá el 20% (1734 MJ).
2. El diseño del sistema térmico solar propuesto para el proceso de pasteurizado fue dimensionado y simulado mediante el excel, dándonos como resultado 2 captadores solares heat pipe de 0.94m^2 cada uno, con un

área total de captación de 1.88 m² y un área total de superficie de 3.14m² conectados en paralelo a un Interacumulador de 80 litros de agua por día como almacenamiento, para alcanzar una temperatura de pasteurizado de 85°C

3. El sistema solar térmico está formado por 2 circuitos hidráulicos, un circuito primario conformado por los captadores y el intercambiador de calor (Sistema cerrado) por el cual circula 2.97 litros de propilenglicol en 17.99m de tubería de Cu de ½"; y un circuito secundario conformado por acumulador y marmita por el cual circula agua proveniente de la red en 17.07m de tubería de Cu de ½". Ambos circuitos llevarán una bomba de circulación modelo TS5 serie 5PV de 2W de potencia mínima de arranque, los que tendrán flujos máxicos de 1Lt/min y 1.56Lt/min respectivamente
4. El espesor mínimo del aislamiento para ambos circuitos es 25 mm, siendo de espuma elastómera que aseguran un eficiente aislamiento térmico y el control de la condensación así como, reduciendo al máximo los costes de mano de obra, las pérdidas de calor sin aislamiento fue de 4445.30 W y con aislamiento es de 441.58 W que representa el 9.93% de pérdidas del total.
5. El valor por unidad de queso es, S/ 14.06 sin proyecto y S/ 13.72 son proyecto, siendo el ahorro de S/ 0.34, y dado que se producen 84 unidades que queso diario, la empresa tendría un ahorro de S/ 28.04 diario y S/ 10 094.4 anual, el periodo de recuperación de la inversión del sistema propuesto en la empresa MINELLY es de 5 años esta cifra es relativamente menor que la vida media de una instalación (20-25años). La inversión que se requiere para la implementación del sistema térmico es de 38,118.01 soles.
6. El alto consumo de GLP en el sistema actual provoca emisiones particularmente de CO₂ a la atmosfera: 19.44Kg de CO₂ con GLP, por

proceso de pasteurización al día, además de emitir otros contaminantes ambientales como SO_x y NO_x en pequeñas cantidades, gases nocivos que se presentan en la generación térmica y que agravan el problema del calentamiento global del planeta.

7. La energía solar, al igual que el resto de energía renovables es inagotable, limpia y respetable con el ambiente, por lo que es importante mencionar que el diseño propuesto contribuye teóricamente con la reducción de GLP en un 80% obteniéndose un ahorro de combustible de aproximadamente 47 cilindros de GLP de 45Kg anual lo que se traduce en una reducción de emisiones de CO_2 de 5598Kg de CO_2 anual, teniendo un valor de bonos de carbono de \$ 22.39 / año, es una cantidad baja pero estamos ayudando a cumplir con los compromisos adquiridos por el protocolo de Kioto y a proteger nuestro planeta del cambio climático.

RECOMENDACIONES

- Es necesario que los gobiernos nacionales, regionales y locales ofrezcan incentivos económicos para la instalación de sistemas solares térmicos, con el fin de lograr una expansión a gran escala y minimizar la inversión inicial que conlleva su implementación, de esta manera se lograra romper la barrera tanto psicológica como financiera en la adquisición de estos equipos.
- Se recomienda que se procure un mantenimiento periódico de limpieza semanal del sistema particularmente, de la cubierta del panel de vidrio y una desoxidación de las tuberías cada 3 semanas.
- Sería recomendable ajustar el flujo másico de la bomba del circuito secundario con la finalidad de mejorar el tiempo y la transferencia de calor del agua para pasteurizar la leche y así aumentar la eficiencia del sistema propuesto.

- Capacitar al personal que se encuentre a cargo del proceso de producción de quesos, en el funcionamiento y manejo de equipos.

- **BIBLIOGRAFÍA:**

- [1] Beckman W., Sanford A. Klein, Duffie J. (2006). Solar Engineering of Thermal Processes, 3ra Edición, Editorial John Wiley.
- [2] Moran M., Shapiro H. (1998). Fundamentos de Termodinámica técnica, 2da Edición, Editorial Reverté.
- [3] Mott R. (1996). Mecánica de Fluidos aplicada, 4ta Edición, Editorial Prentice Hall S.A.
- [4] Incropera F. (1999). Fundamentos de Transferencia de Calor, 4ta Edición, Editorial Hall S.A.
- [5] Kern D. (1986). Procesos de Transferencia de Calor, 19na Edición, Editorial Continental.
- [6] Schaum P. (2005). Mecánica de los Fluidos e Hidráulica, 4ta Edición, Editorial McGraw-Hill.
- [7] Holman J. (1998), Transferencia de Calor, 8va Edición, Editorial, McGraw-Hill.
- [8] Cengel Y. (1997), Transferencia de Calor y Masa. Un enfoque práctico. 3ra Edición, Editorial, McGraw-Hill.