

**UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA DE
AREQUIPA**

**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍAS FÍSICAS Y
FORMALES**

**PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA,
MECÁNICA - ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA**



**DISEÑO DE UNA LINEA DE VAPOR PARA HOSPITAL
CON GAS LICUADO DE PETROLEO (GLP) Y
PRECALENTAMIENTO SOLAR**

Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico-Electricista,
que presenta el bachiller:

Sergio Alexander Machado Medina

**AREQUIPA – PERÚ
2014**

A mi MADRE por su fuerza, valentía y coraje ante los momentos más críticos a los que nos enfrenta la vida. Por qué a pesar de tantas veces que me equivoque y todas aquellas en las que pensé en rendirme fuiste tú quien a tu manera me levantabas, me sacabas de esa incertidumbre y me empujabas a perseguir esta meta.



A mi PADRE por su empuje, su guía, sus consejos y su incondicional e incansable apoyo. Por la promesa que nos hicimos cuando no tenía claro mi camino. Hasta el final me ofreciste tu apoyo y yo te entrego la primera de nuestras metas alcanzadas. Te respeto y quiero con toda mi alma, mi compañero incondicional!

Mis HERMANAS con su complicidad y comprensión, sus días buenos y malos, las quiero infinitamente.



A esas estrellas en el cielo de nuestra vida que nos acompañan e iluminan nuestras ideas y decisiones.

A mis maestros!

RESUMEN

En la actualidad el incesante crecimiento poblacional requiere de una capacidad energética cada vez más grandes, para satisfacer las necesidades propias del desarrollo, lo que incrementa los niveles de contaminación y una reducción vertiginosa de los recursos naturales del planeta.

Por lo cual se ha planteado la presente investigación, en la cual se plantea el diseño de una línea de vapor con Gas Licuado de Petróleo (GLP) y Precalentamiento Solar, que pueda cubrir los requerimientos actuales.

Actualmente el Hospital Honorio Delgado de Arequipa, atiende a un 52,547 pacientes en sus diferentes especialidades, teniendo en cuenta la capacidad de atención, podemos evidenciar que se hace necesario mejorar no sólo infraestructura, sino también el diseño actual de distribución de vapor.

El consumo mensual de Diesel aproximado es de 5045 galones con un precio promedio de S/.12.00, su gasto mensual es de S/. 60.540, con la aplicación del nuevo diseño del GLP el gasto promedio por los 5045 x 6.25 galones será de S/. 31.531,25.

La innovación que se propone, lograría que se cumpla la función principal que es abastecer a un hospital en todos sus requerimientos teniendo en cuenta el máximo ahorro energético en su generación.

El presupuesto propuesto ha considerado los materiales y la reingeniería del diseño actual, con un costo aproximado de \$2,490.933 (Dos millones cuatrocientos noventa mil novecientos treintaitres dólares americanos)

Finalmente el principal aporte del presente estudio, es lograr la optimización del uso de vapor, es decir que se dé ahorro energético en la generación de vapor.

ABSTRACT

Currently the relentless population growth requires an increasingly large energy capacity to meet their own development needs, increasing pollution levels and a dizzying reduction of natural resources of the planet.

Therefore has been raised this investigation, in which the design of a steam line with Liquefied Petroleum Gas (LPG) and Solar preheating, that may meet current requirements is raised.

Currently the Honorio Delgado Hospital in Arequipa, serves 52,547 patients in different specialties, taking into account the ability of care, we can show that it is necessary to improve not only the infrastructure, but also the current design of steam distribution.

The monthly consumption of diesel is approximately 5045 gallons at an average price of S/.12.00, their monthly spending is S /. 60,540, with the implementation of the new design of GLP they will be spending an average of 6.25 x 5045 gallons will be S /. 31,531.25.

The innovation proposed, would ensure that the main function is to supply a hospital in its requirements considering the maximum energy saving is fulfilled in his generation.

The proposed budget has considered materials and reengineering of the current design, with an approximate cost of \$ 2,490.933 (Two million four hundred thirty-three noventa 1900 U.S. dollars).

Finally, the main contribution of this study is to optimize the use of steam, ie give energy savings in steam generation.

**PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA, MECANICA ELECTRICA
Y MECATRONICA**

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO-ELECTRICISTA

TÍTULO: |DISEÑO DE UNA LINEA DE VAPOR PARA HOSPITAL CON GAS
LICUADO DE PETROLEO Y PRECALENTAMIENTO SOLAR

AREA : Diseño Térmico
PROPUESTOPOR : Sergio Machado Medina

DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

En la ciudad de Arequipa De acuerdo a los resultados de estudios realizados por el Centro de Investigación de las Radiaciones en Arequipa (Cirad), la ciudad de Arequipa ocupa, a nivel mundial, el primer lugar en cuanto a mayor radiación solar y rayos ultravioleta. Es así donde surge la idea de un proyecto para aumentar la temperatura de agua de alimentación de los calderos así lograr un ahorro energético.

El presente trabajo propone el diseño de una línea de vapor con el máximo ahorro energético y pueda ser modelo para los demás hospitales

Adicionalmente este diseño deberá ser calculado con el combustible más barato y menos contaminante este es el gas licuado de petróleo que se encuentra ya en Arequipa y para ser uso eficiente de este combustible deberá haber proyectos.

ÍNDICE

CAPITULO 1. INTRODUCCION

1.1 Antecedentes.....	09
1.2 Justificación	10
1.2.1 Justificación económica	10
1.2.2 Justificación Social.....	10
1.2.3 Justificación Tecnológica	10
1.2.4 Justificación ecológica	10
1.3 Ubicación.....	11
1.3.1 Características Geográficas.....	11
1.4 Hipótesis.....	12
1.5 Objetivos.....	12
1.5.1 Objetivo general.....	12
1.5.2 Objetivos específicos	12
1.6 Descripción General	13
1.6.1 Estructura Orgánica	13

CAPITULO 2. MARCO TEÓRICO

2.1. Concepto se Vapor.....	15
2.1.1. Uso del vapor, importancia, efectos económicos y ambientales.....	15
2.1.2. Generación de Vapor	16
2.1.3. Tipos de Vapor.....	17
2.1.3.1. Vapor saturado	17
2.1.3.2. Vapor saturado húmedo (mezcla saturada)	17
2.1.3.3. Vapor saturado seco.....	18
2.1.3.4. Vapor flash	18
2.1.4. Generadores de Vapor de Agua	18
2.1.4.1. Clasificación de los generadores de vapor.	19
2.1.4.2. Suministro de combustible para los generadores.....	20
2.1.4.3. Suministro de agua para los generadores.....	22
2.1.4.3.1. Tratamiento del Agua de alimentación	24
2.1.5. Sistemas de Distribución de vapor y retorno de condensado.	25

2.1.5.1. Distribuidores de Vapor.....	25
2.1.5.2. Tuberías de Transporte de Vapor.	26
2.1.5.2.1. Piernas colectoras.....	27
2.1.5.2.2. Accesorios en las líneas de vapor	28
2.1.5.3. Tuberías de conducción de condensados y su formación.	29
2.1.5.3.1. Trampas de vapor	31
2.1.5.4. Almacenamiento de Condensados.	39
2.1.5.4.1. Tanque receptor de vapor flash.....	39
2.1.5.4.2. Tanque receptor de condensados.	40
2.2. Naturaleza de la energía solar.....	41
2.2.1. Naturaleza de la radiación solar	41
2.2.2. Radiación solar sobre la superficie de la tierra	42
2.2.3. Constante solar	43
2.2.4. Efecto Invernadero.....	67
2.2.4.1. Funcionamiento de los colectores de placa plana.....	69
2.2.4.2. Cubiertas transparentes.....	71
2.2.4.3. Absolvedor por fluido caloportador líquido	75
2.2.4.4. Aislamiento posterior	80
2.2.4.5. Carcasa	81
2.2.4.6. Estudio energético del colector de placa plana	82
2.3. Gas Licuado de Petróleo	101
2.3.1. Definición	101
2.3.2. Usos.....	103
2.3.3. Seguridad y medio ambiente en el GLP	103
 CAPITULO 3. EVALUACION DE LA DEMANDA	
3.1. Equipo que utilizan vapor en el Servicio de Lavandería.....	108
3.2. Equipos que utilizan vapor en el Servicio de Cocina	109
3.3. Equipo que utilizan vapor en el Servicio de Esterilización.....	109
3.4. Equipo calentadores de agua	110
3.5. Consumo de vapor por la demanda de los Servicios de Hospitalización.....	110

5.4 Flujo de caja proyectado e indicaciones de evaluación	219
5.5 Conclusiones de la evaluación económica.....	219
5.6 Evaluación social	221
5.6.1 Impacto en la inversión	223
5.6.2 Impacto en el empleo.....	224
5.6.3 Impacto en el ingreso.....	225
5.6.4 Impacto en el consumo	226
5.6.5 Impacto en el ahorro	227

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

BIBLIOGRAFIA

ANEXOS



CAPITULO 1

INTRODUCCION

1.1 ANTECEDENTES

Hasta hace algunas décadas atrás, las energías renovables se veían como productos muy costosos y poco eficientes.

Pero la tecnología avanza rápidamente y hoy existen gran cantidad de productos y servicios basados en las energías renovables.

Las energías renovables serán uno de los pilares del desarrollo económico y social en todos los países en el futuro cercano ya que los combustibles fósiles se están agotando.

Es recomendable que de a poco todos vayamos incorporando en nuestra vida diaria a las energías renovables, como también a nivel corporativo ya que será más fácil el cambio de tecnología si se realiza en forma gradual y usar combustibles de menor contaminación.

El GLP cumple con las más rigurosas normas ambientales requeridas por los gobiernos y entidades reguladoras y normativas, siendo el combustible de uso masivo que provoca el menor índice de contaminación.

Las consecuencias atmosféricas del uso del GLP son menores que las de otros combustibles por las siguientes razones:

La menor cantidad de residuos producidos en la combustión permite su uso como fuente de energía directa en los procesos productivos o en el sector terciario

La misma pureza del combustible lo hace apropiado para su empleo con las tecnologías más eficientes: Generación de electricidad mediante ciclos combinados, la producción simultánea de calor y electricidad mediante sistemas de cogeneración, climatización mediante dispositivos de compresión y absorción.

1.2 JUSTIFICACIÓN

1.2.1 JUSTIFICACIÓN ECONÓMICA

Se busca aumentar un mayor tiempo de vida para los calderos que se utilizan en el Hospital Regional Honorio Delgado, para evitar compras innecesarias de los mismos.

Consideramos que la temperatura del agua de alimentación a la caldera es uno de los factores que afectan no solo su rendimiento, sino también su estructura mecánica.

A menor uso de combustible, menor gasto en la producción de vapor

A mayor temperatura del agua, menor es el consumo de combustible de la caldera, porque gran parte del calor necesario para elevar su temperatura. Ya lo tiene el agua y no es necesario que lo aporte el combustible en la combustión.

Por otro lado, un agua a mayor temperatura produce menores tensiones térmicas entre las zonas de inyección del agua y las adyacentes, lo cual redundaría en la vida de la máquina.

1.2.2 JUSTIFICACIÓN SOCIAL

Energía solar: Es una forma activa de colaborar en disminuir la contaminación y de combatir el cambio climático en el planeta.

El Gas Licuado de Petróleo: La característica principal del GLP es que sus componentes, normalmente gaseosos a condiciones ambientales, se pueden almacenar y manipular como líquidos mediante la aplicación de una presión moderada a temperatura ambiente. Esto permite su envasado y comercialización en balones de 10 kg en todo el territorio nacional.

1.2.3 JUSTIFICACIÓN TECNOLÓGICA

Los gases de combustión no son corrosivos, por lo que no forma sedimentos.

1.2.4 JUSTIFICACIÓN ECOLÓGICA

Las tecnologías verdes permiten ahorrar recursos naturales, generar menos gases de efecto invernadero y residuos por lo que se cuida el medio ambiente. Es una forma de producir y desarrollar las actividades humanas de forma menos nociva para el planeta y de esta manera no seguir profundizando los problemas ambientales existentes.

1.3 UBICACIÓN

AREQUIPA

Arequipa es la capital y mayor ciudad de la provincia de Arequipa, es la sede del Tribunal Constitucional, la «Capital Jurídica del Perú». Wikipedia Población: año 2013 los 852 807 habitantes según proyecciones del INEI

Superficie: 9.862 km²

Tiempo: 19°C, viento del O a 21 km/h, humedad del 35%

Lugares de interés: Basílica Catedral de Arequipa



1.3.1 CARACTERÍSTICAS GEOGRÁFICAS

La región Arequipa se encuentra ubicada al Suroeste del Perú, con una extensión de 63,345.39 Km², que representa el 4.9% del total de la extensión del País, tiene una altitud de 2,335 m.s.n.m. y limita por el Este con los departamentos de Puno y Moquegua, por el Norte con los departamentos de Ica, Ayacucho, Apurímac y Cusco, Por el Sur y Oeste con el Océano Pacífico. Sus puntos extremos se encuentran entre las coordenadas geográficas 14°36'006" y 17°16'54" Latitud Sur, y 70°50'24" y 75°05'52" Latitud Oeste.

1.4 HIPÓTESIS

De las técnicas para ahorrar energía en calderas de vapor.

Aumento de la temperatura del agua de alimentación.

A mayor temperatura del agua, menor es el consumo de combustible de la caldera, porque gran parte del calor necesario para elevar su temperatura ya lo tiene el agua y no es necesario que lo aporte el combustible en la combustión.

Por otro lado un agua a mayor temperatura produce menores tensiones térmicas entre las zonas de inyección del agua y las adyacentes, lo cual redonda en la vida de la máquina.

El agua de alimentación va a ser calentada de la siguiente forma:

- Utilizando la energía renovable solar que es bastante en la zona para calentar el agua de alimentación en 10°C.

1.5 OBJETIVOS

1.5.1 OBJETIVO GENERAL

Lograr un diseño óptimo en la generación de vapor con calderas utilizando la energía solar y gas licuado de petróleo como combustible de menor impacto ambiental

1.5.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- ✓ Diseñar una línea de vapor para un hospital de 800 camas
- ✓ Diseñar un circuito para la captación de rayos solares mediante colectores solares
- ✓ Combinar los dos diseños anteriores para lograr un óptimo proyecto
- ✓ Uso de gas licuado de petróleo como combustible para un menor impacto ambiental y económico
- ✓ Disminución de combustible para la generación de vapor.

1.6 DESCRIPCIÓN GENERAL

1.6.1 ESTRUCTURA ORGÁNICA

El edificio tiene 6 niveles, más un sótano y un subsótano con una altura de entre piso de 4 metros. Cuenta con 800 camas.

Las edificaciones complementarias del hospital son:

- ✓ Casa de fuerza
- ✓ Residencia de médicos
- ✓ Pabellón antirrábico
- ✓ Consultorios de niño sano
- ✓ Casa del jefe de mantenimiento
- ✓ Salón múltiple
- ✓ Área de parqueo

El hospital tiene una zonificación por pabellones y la distribución de la planta física ésta comprendida por varias áreas.





CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1. CONCEPTO DE VAPOR

Como otras sustancias, el agua puede estar en estado sólido, llamado hielo, en estado líquido, que es cuando la llamamos agua, o como gas, llamado vapor. Si se añade calor al agua, su temperatura aumenta hasta que alcanza un valor a partir del cual ya no puede subsistir como líquido. A este valor lo llamamos "punto de saturación". Cualquier nueva adición de energía provoca que parte del agua hierva y se convierta en vapor. Esta evaporación requiere cantidades de energía relativamente importantes y mientras ésta se está añadiendo, el agua y el vapor formado permanecen a la misma temperatura. Igualmente, si conseguimos que el vapor libere la energía que se añadió cuando se formó, condensará y se formará agua a la misma temperatura.

El vapor, se ha convertido en una flexible y versátil herramienta para a industria cuando ésta necesita algún tipo de calefacción. ¿Por qué? Sencillamente, porque el vapor se produce evaporando agua que es relativamente barata y accesible en gran parte del mundo.

Su temperatura se puede ajustar con mucha precisión controlando la presión mediante el uso de válvulas muy simples; transporta cantidades de energía relativamente importantes con poca masa y cuando vuelve a convertirse en agua cede cantidades notables de energía que se transmiten

2.1.1. USO DEL VAPOR, IMPORTANCIA, EFECTOS ECONÓMICOS Y AMBIENTALES.

La generación y uso de vapor como medio de transporte de energía es en la actualidad imprescindible ya que en la industria es usado en diferentes procesos para la obtención de productos o como elemento esencial en la generación de energía. De manera que el uso eficiente del vapor requiere un especial interés, desde el momento mismo de la generación hasta el transporte y consumo de los equipos y dispositivos de procesos específicos en la producción.

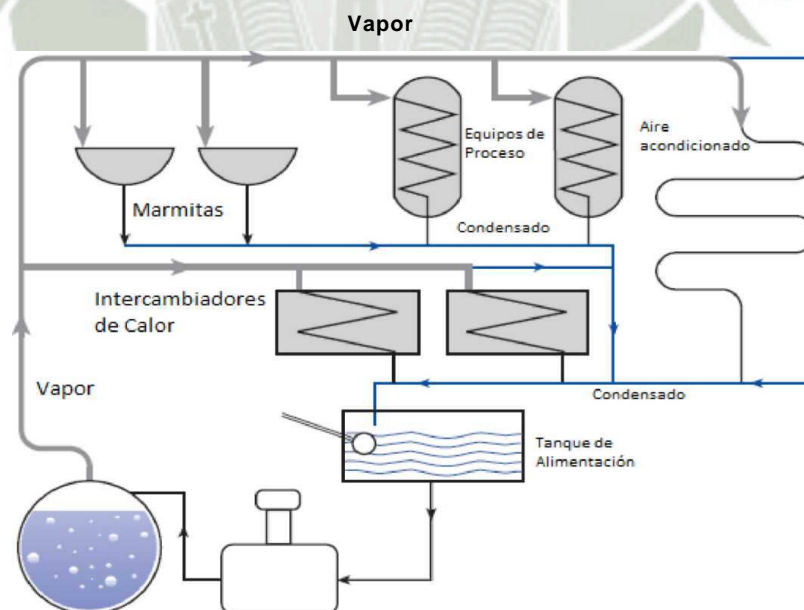
Aquel interés en asegurar una generación eficiente se verá sin duda reflejado en valores económicos que implican el ahorro significativo en el consumo de combustible.

Actualmente el enfoque ambientalista que se da a todo sistema de generación de energía ha hecho que la ciencia y tecnología aporte con equipos más eficientes y limpios, logrados en base a estudios y mejoras de diseño para reducir significativamente el consumo de combustible, pérdidas en la generación, en el transporte del vapor, y la reducción de gases contaminantes arrojados hacia la atmósfera.

2.1.2. GENERACIÓN DE VAPOR

La generación del vapor se inicia en la caldera; en donde se transfiere la energía producida en el proceso de combustión de un combustible sólido, líquido o gaseoso hacia el agua. El calor absorbido denominado calor sensible ó calor de líquido saturado eleva su temperatura hasta el punto de ebullición; una vez que el fluido alcanza esta condición a la misma presión se requiere de calor adicional para llevar al agua de su estado de ebullición a vapor, este calor se denomina calor latente. El vapor se genera a condiciones termodinámicas de presión y temperatura constante donde la entalpía y la energía interna se incrementa producto de la adición de calor, una elevada agitación molecular se presenta lo que permite al vapor de agua transportarse por un sistema de tuberías hacia los diferentes procesos o equipos.

Figura 2.1 se presenta un esquema típico de generación y distribución de vapor.



Fuente: SPIRAX SARCO, 2000, "Diseño de sistemas de vapor", Utilización del vapor, Allentown, pp.14

2.1.3. TIPOS DE VAPOR

De acuerdo a los principios de la termodinámica el estado físico, contenido energético y las propiedades físico-químicas del agua cambian al añadirle calor desde cualquier fuente energética. El agua pasa por diversas etapas respecto a su estado hasta llegar a la condición final de vapor, y a medida que se añade calor llegará a la condición de vapor saturado o vapor saturado seco que se denomina también como vapor sobrecalentado tal como se muestra en la figura 2.2.

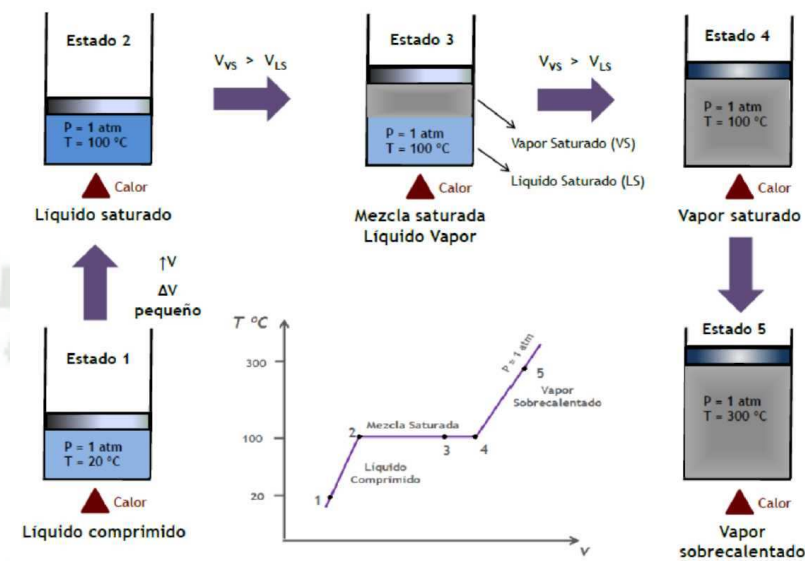


Figura 2.2. Estados físicos del agua

Fuente: SPIRAX SARCO, 2000, "Diseño de sistemas de vapor", Utilización del vapor, Allentown, pp.14

2.1.3.1. VAPOR SATURADO

El vapor saturado es el vapor producido a la temperatura de ebullición correspondiente a la presión absoluta. Ver figura 2.2.

2.1.3.2. VAPOR SATURADO HÚMEDO (MEZCLA SATURADA)

Se considera vapor saturado húmedo al vapor que contiene partículas de agua en fase líquida contenidas en el vapor. Estas pequeñas partículas se forman por condiciones establecidas de presión y temperatura ó por pérdidas energéticas en el transporte.

La calidad del vapor se define como la razón que existe entre la masa del vapor y la masa del líquido que ocupa un espacio determinado. Ver figura 2.2.

2.1.3.3. VAPOR SATURADO SECO

Cuando al vapor saturado se le adiciona calor, pierde aquellas partículas en fase líquida que caracteriza del vapor saturado húmedo para transformarse en vapor saturado seco por medio del incremento de temperatura sobre la temperatura de saturación. Ver figura 2.2.

2.1.3.4. VAPOR FLASH

El vapor flash se produce cuando se tiene líquido presurizado en condiciones de saturación, cuando la presión cae súbitamente, su volumen presenta una mezcla saturada a baja presión por lo que parte de este volumen se evapora y el resto se transforma en condensado.

2.1.4. GENERADORES DE VAPOR DE AGUA

Los generadores de vapor de agua son equipos en los que el principio de funcionamiento es la transferencia del calor producido por la quema de un combustible hacia el agua.

El agua es un fluido muy versátil que presenta un elevado calor específico, elevado calor latente, baja viscosidad, alto coeficiente de transferencia de calor, no es tóxico ni inflamable y se dispone en la naturaleza en grandes cantidades por ser un recurso renovable.

Los generadores de vapor o calderas son construidos bajo consideraciones de diseño y recomendaciones estipuladas en el código ASME sección VII. La eficiencia térmica a la que las calderas pueden trabajar es importante ya que indica que porcentaje del recurso energético que es utilizado, mientras que el resto del porcentaje representa las pérdidas que se manifiestan en el proceso de combustión y por factores propios de la construcción y diseño.

La potencia de una caldera generalmente se expresa en lb/hora de vapor, BTU/h y en BHP (Caballos de potencia de la caldera) que se define como la evaporación en términos de vapor saturado seco de 34.5 lbv/h a una temperatura de 100 °C. De esta forma un HP de caldera o un BHP por este método equivale a una potencia de 33.47 BTU/h y se toma para este cálculo una superficie de calefacción de diez pies cuadrados (0.92 m²). La superficie de calefacción de una caldera es

el área expresada en metros cuadrados que está expuesta al fuego y a los productos de combustión¹.

2.1.4.1. CLASIFICACIÓN DE LOS GENERADORES DE VAPOR.

A. Por la disposición de los fluidos

En general las calderas en su configuración interna presentan tuberías para el transporte de los fluidos y un hogar en donde se produce la combustión o generación de calor.

a. *Pirotubulares*

En este tipo de calderas, el calor es transferido desde el hogar de la caldera y desde los gases de escape que circulan por el interior de los tubos dispuestos en la caldera. La transferencia de calor se da del interior de los tubos hacia el fluido que circunda los tubos y el hogar, este tipo de calderas manejan presiones de 0 a 300 Psig. En la figura 2.3 se observa este tipo de calderas.

b. *Acuatubulares*

En este tipo de calderas, el agua circula por el interior de los tubos y la transferencia de calor se da desde la superficie externa de los tubos hacia el interior de ellos donde se encuentra el agua. Este tipo de calderas manejan presiones de 0 a 2200 Psig. En la figura 2.4 se indica una caldera de este tipo.

Las calderas de tipo pirotubular son de tamaños pequeños respecto a las acuatubulares, por su diseño y el espacio requerido para alojar los tubos que definen el principio de funcionamiento de cada una de ellas.

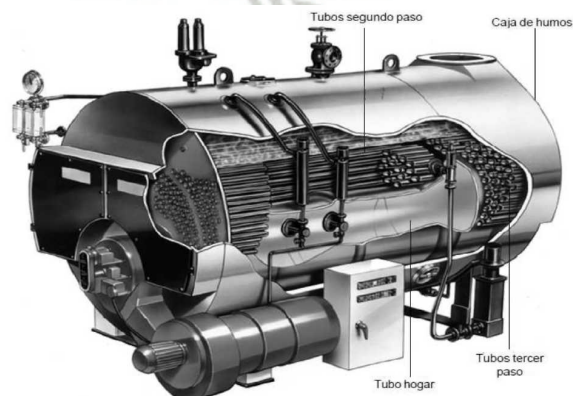


Figura 2.3. Caldera Pirotubular
Fuente: SPIRAX SARCO" Calderas y Accesorios".

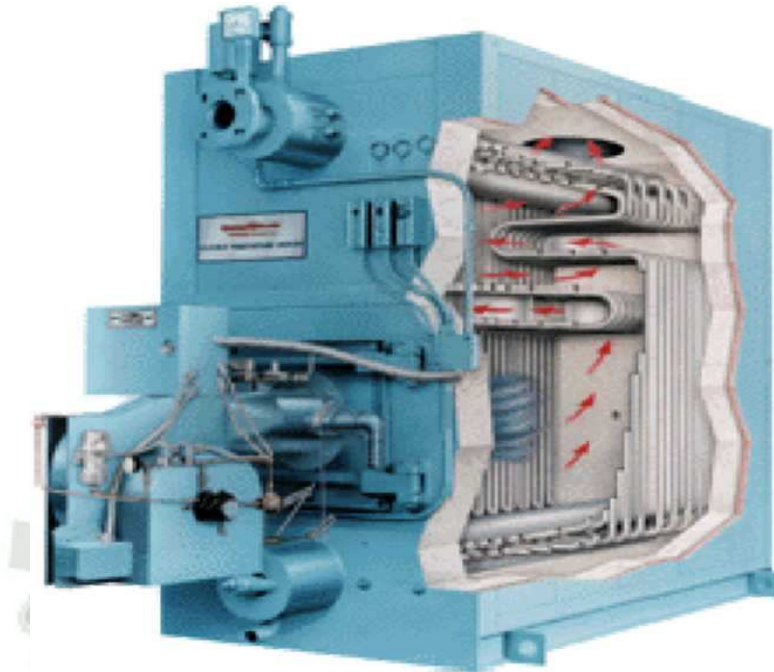


Figura 2.4. Caldera Acuotubular.
Fuente: SPIRAX SARCO "Calderas y Accesorios".

B. Por su configuración

Pueden ser Horizontales o Verticales

C. Por el mecanismo de transmisión de calor dominante

Puede ser por Convección, Radiación, Convección y Radiación

D. Por el tiro

De tiro natural

De hogar presurizado

De hogar equilibrado

2.1.4.2. SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE PARA LOS GENERADORES

Como se ha señalado anteriormente, es en el proceso de combustión en donde se transfiere la energía generada al fluido. La combustión debe asegurarse para que exista una eficiente generación de vapor, de manera que una vez que ha sido tratado por mecanismos de filtrado, calentamiento o separación, el combustible ingresa al quemador de la caldera. La energía liberada por el combustible durante la reacción de combustión se denomina Valor Calórico.

El valor calórico inferior es el más empleado para determinar la eficiencia térmica del generador o caldera.

En la figura.2.5 se muestra un esquema de suministro de combustible para una caldera que emplea fuel-oil#2 para su encendido y fuel-oil #6 como combustible principal.

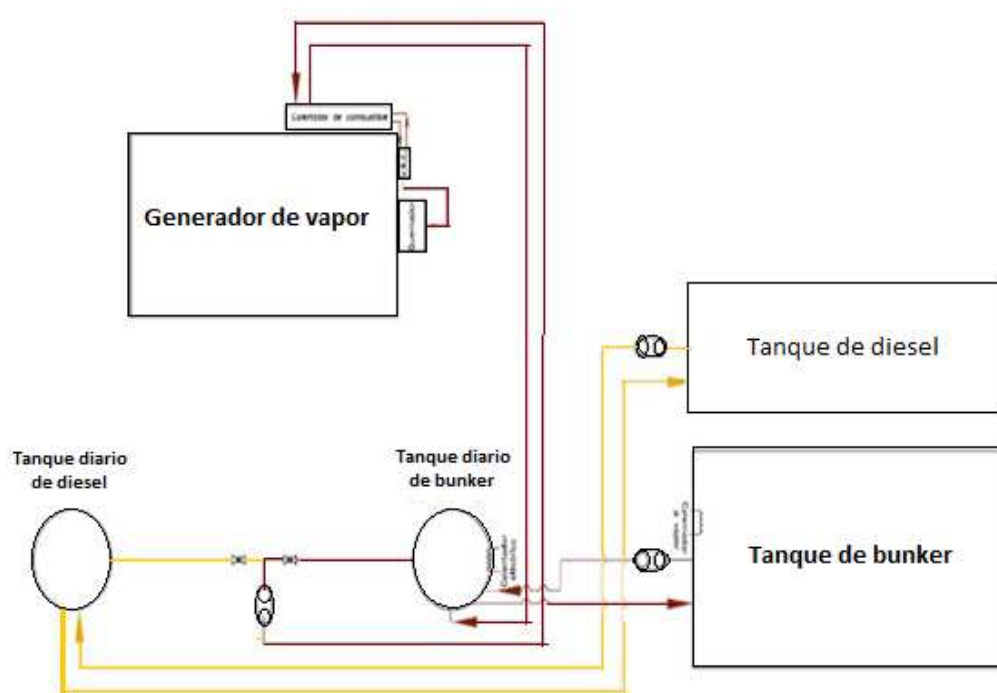


Figura 2.5.Esquema de suministro de combustible.

Fuente: PALACIOS, JL; Técnicas de Gestión Energética en Sistemas de Vapor;

Cuando se utiliza este tipo de combustibles es de vital importancia tener en cuenta la variación de volumen del combustible con la temperatura, por lo que es necesario calcular el volumen de combustible a temperatura normal es decir a 60°F ó 15 °C, ya que si un tanque diario de almacenamiento y un tanque de almacenamiento de gran capacidad están a diversas temperaturas, se incurre en un error grave al estimar el volumen real de los dos tanques por el fenómeno mencionado y por tanto el consumo del generador. Por esta razón se requiere que estos volúmenes sean corregidos a condiciones normales.

2.1.4.3. SUMINISTRO DE AGUA PARA LOS GENERADORES

El agua es el fluido de mayor importancia en un sistema de generación de vapor, por lo que requiere un especial cuidado para su utilización, el agua debe ser pre-tratada y tratada antes de su ingreso al generador.

La corrosión en las tuberías que forman parte del generador y la formación de precipitados son aspectos importantes a tomar en cuenta ya que los precipitados se forman a partir del calcio y el magnesio.

El tratamiento de agua deberá tener en cuenta la cantidad de sólidos disueltos en el agua (TDS), que pueden ser medidos de forma indirecta mediante la conductividad del agua, para posteriormente con el uso de tablas lo convierten a valores de concentración en partes por millón. En función de la presión de trabajo del generador la Asociación Americana de Constructores de Calderas ABMA, recomienda mantener ciertos niveles de sólidos disueltos, los mismos que se indican en la tabla 2.1.

Tabla2.1. Valores recomendados de TDS.

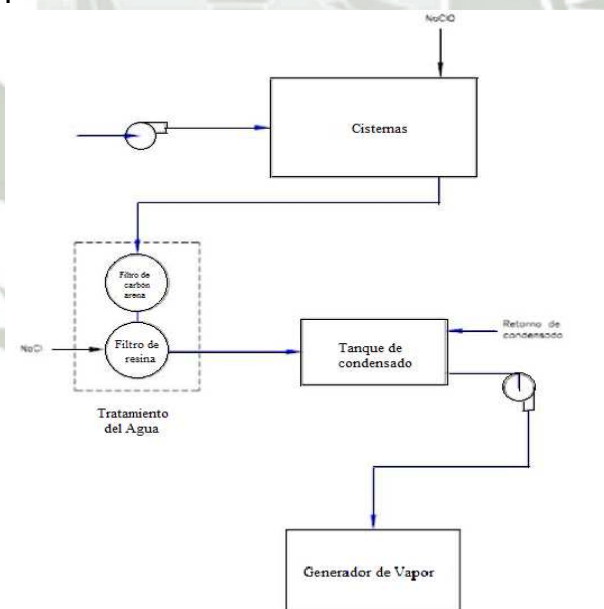
Presión de Trabajo de la Caldera (psig)	Sólidos Totales Disueltos (ppm)
0-50	2500
51-300	3500
301-450	300
451-600	2500
601-750	1000
751-900	750
901-1000	625

Fuente: ABMA, Boiler Blowdown, Fact Data Sheet

Equipos comunes de pre-tratamiento de agua son los ablandadores, estos dispositivos cumplen la función de cambiar los iones de magnesio y calcio que producen precipitados por iones de sodio en el agua puesto que este último no forma precipitados. Los iones de sodio provienen del cloruro de sodio al que se le hace formar una solución con agua para formar salmuera.

Otro mecanismo de pre-tratamiento de agua es el uso de tanques con calentadores y desaeradores que cumplen la función de calentar, almacenar y remover el oxígeno del agua que será proporcionada al generador. Para remover el oxígeno se requiere calentar al agua, ya que mientras el agua se aproxima a su punto de ebullición, la cantidad de oxígeno que puede almacenar disminuye considerablemente, al calentar el agua a 1800°F ó 700°C se reduce la absorción máxima de oxígeno a menos de 2ppm². En la figura 2.6 se muestra un esquema de suministro de agua de un generador.

La calidad del agua y el tratamiento que reciba antes del ser parte del sistema de generación de vapor es de vital importancia ya que el agua nunca se encuentra pura y los elementos que contiene pueden reducir la eficiencia de la caldera de un 10 a 12% por problemas de incrustaciones en la superficie de calefacción³. Es necesario controlar la creación de incrustaciones en los tubos de la caldera con la finalidad de incrementar la eficiencia y para obtener una vida útil de los equipos más larga, a continuación se muestra en la figura 2.7 un esquema de cómo las incrustaciones y hollín se forman en los tubos de fuego de una caldera pirotubular.¹



2

Figura 2.6.Esquema de suministro de agua a la caldera.

Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos72/calderos-laboratorio-operaciones/calderos-laboratorio-operaciones3.shtml>

¹PALACIOS J., " Técnicas de gestión energética en sistemas de vapor", pp. 8

²CONCEJO DE PROPIETARIOS DE CALDERAS INDUSTRIALES (CIBO), "Compendio de eficiencia energética", pp. 3

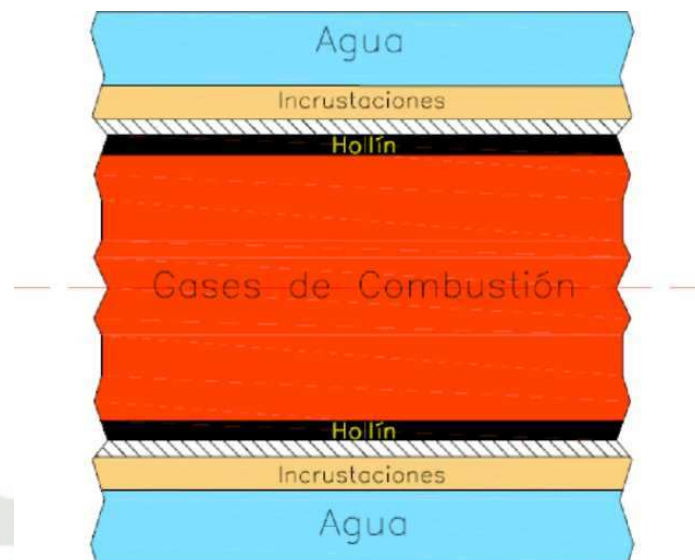


Figura 2.7. Presencia de incrustaciones y hollín en un tubo de fuego.

Fuente: <http://www.incrustaciones/hollin/tubio/de/fuego.imagen>

De acuerdo con la figura 2.7 las incrustaciones se dan en la superficie del tubo en contacto con el agua, mientras que el hollín se presenta en la parte interna del tubo, por donde se transporta los gases de combustión, de manera análoga se tiene el mismo fenómeno en los tubos de una caldera acuotubular. Un indicador confiable de la existencia de una excesiva formación de hollín es el incremento de la temperatura de los gases de escape, ya que las incrustaciones y el hollín formados actúan como una capa aislante impidiendo una adecuada transferencia de calor hacia el fluido, si la temperatura en los gases de escape excede la temperatura de ebullición del agua a más de 150°F, el generador no se encuentra trabajando de manera eficiente⁴. Por lo que el mantenimiento es de extrema importancia para un óptimo desempeño de los equipos y la generación de vapor.³

2.1.4.3.1. Tratamiento del Agua de alimentación

Si el número de iones de hidrógeno aumenta en el agua de la caldera, el potencial de hidrógeno PH disminuye, lo que genera un ataque de estos

³CAPEHART, B., "Guide to Energy Management" , The Fairmont Press, USA, pp. 326-327

iones al metal del generador produciendo un cambio de lugar de las moléculas de hierro y un posterior efecto corrosivo del metal.

Para mantener un nivel de PH entre 10 a 12 se agrega una solución de hidróxido de sodio o soda caustica, que permite adicionar iones hidroxilo al agua provocando la pasivación del metal con la formación de magnetita (Fe_3O_4) en ausencia de oxígeno y evitando en gran parte el efecto corrosivo hacia el metal.

El proceso de purgado en la caldera permite limitar y eliminar la concentración de impurezas del agua; las purgas pueden ser localizadas en distintos puntos, debajo del nivel de agua en el tanque de vapor (o domo del vapor), desde el domo de lodos o cabezal inferior, o también desde el fondo de la caldera, las purgas pueden ser continuas o intermitentes. La ubicación de las purgas y la frecuencia con la que se realiza depende del tipo de caldera, en definitiva el tratamiento de agua como método de control del PH y la reducción del oxígeno en el agua incrementando la temperatura permiten evitar un proceso corrosivo severo en los equipos y sistemas de generación de vapor.

2.1.5. SISTEMAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR Y RETORNO DE CONDENSADO.

Los sistemas de distribución de vapor están conformados por tres componentes principales que son los cabezales o distribuidores, tuberías principales y los ramales los mismos que están encargados de transportar el vapor desde los generadores a diversos equipos de consumo. El sistema debe garantizar de manera eficiente la entrega y la calidad del vapor requerido, tomando en cuenta parámetros importantes como demanda, presión y temperatura que son controlados por los diversos accesorios instalados en el sistema.

2.1.5.1. DISTRIBUIDORES DE VAPOR

El distribuidor de vapor es una tubería particular horizontal con un diámetro especificado de acuerdo a factores propios del sistema. Este dispositivo es el encargado de recibir el vapor de uno o varios generadores al mismo tiempo y su

función es repartir el vapor hacia los diversos puntos de consumo. Cabe señalar que los ramales que salen del distribuidor deben estar ubicados en la parte superior del distribuidor con la finalidad de dirigir el vapor saturado libre de condensado que pudiese dañar equipos o reducir en gran parte la eficiencia de varios procesos.

El vapor en un distribuidor ingresa por los extremos y por la parte intermedia se ubican las tuberías de consumo o ramales. Un distribuidor debe disponer en su estructura dos piernas colectoras ubicadas en los extremos con la finalidad de recolectar el condensado y garantizar con ello la calidad del vapor. En la figura 2.8 se muestra la configuración típica de un distribuidor y sus componentes.

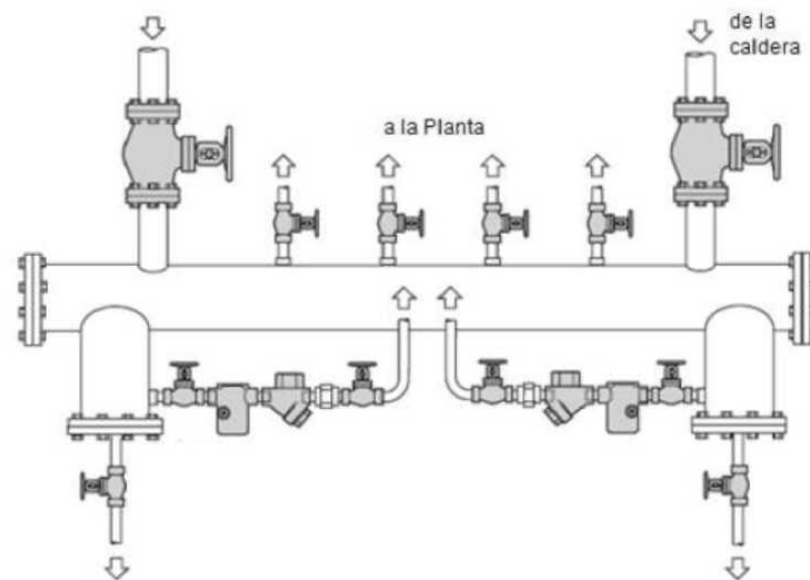


Figura 2.8.Distribuidor de vapor.

Fuente: SPIRAX SARCO, 2000, "Diseño de sistemas de vapor", Diagramas de aplicación, Sección 2, Allentown, pp.84

2.1.5.2. TUBERÍAS DE TRANSPORTE DE VAPOR.

Las tuberías tienen como función primordial brindar una direccionalidad al vapor hacia los diversos puntos de consumo, el vapor tiene la facultad de autotransportarse, es decir, este ocupa su propio potencial energético para trasladarse de un punto a otro, proceso en el cual genera una pérdida en su nivel energético formándose condensado, formación inevitable en los sistemas reales. Cuando una válvula se abre el vapor inmediatamente se transporta y se produce un intercambio de energía de este a la tubería que se encuentra a temperatura

ambiente "fría", el condensado se forma inmediatamente a lo que se conoce como régimen de condensado de "carga inicial". Una vez que la tubería se calienta, la creación de condensado disminuye drásticamente aun cuando se siga transfiriendo calor hacia los alrededores de la tubería, a este régimen se lo conoce como "carga en régimen".

Como el condensado se encuentra en las tuberías compartiendo el espacio junto al vapor, los ramales que salgan de las tuberías estarán ubicados en la parte superior de la tubería manteniendo una configuración particular llamada "cuello de ganso" este configuración permite extraer el vapor sin carga de condensado y se muestra en la figura 2.9.

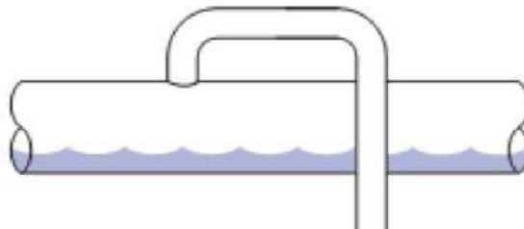


Figura 2.9. Conexión de vapor tipo cuello de ganso.

Fuente: SPIRAX SARCO, 2000, "Diseño de sistemas de vapor", Utilización del vapor, Allentown, pp.15

Debido a la presencia de condensados en la tubería de transporte, es necesario drenarlo por lo que se utiliza dispositivos detallados a continuación.

2.1.5.2.1. Piernas colectoras

La función de las piernas colectoras es remover el condensado de las tuberías de transporte de vapor son llamadas también como patas de goteo y se ilustra en la figura 2.10.

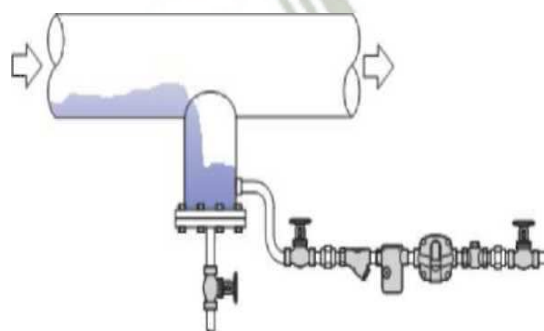


Figura 2.10. Piernacolectora.

Fuente: SPIRAX SARCO, 2000, "Diseño de sistemas de vapor", Utilización del vapor, Allentown, pp.15

Los puntos de drenaje se presentarán a intervalos de 30 a 50 metros, y mantener una pendiente de 1/100 en dirección del flujo⁵, como se muestra en la figura 2.11.

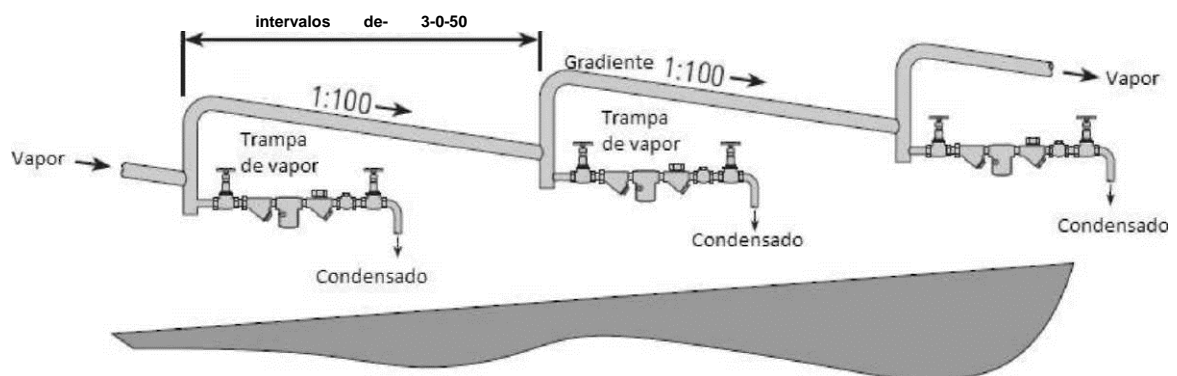


Figura 2.11. Instalación típica de puntos de drenaje.

Fuente: SPIRAX SARCO, 2000, "Diseño de sistemas de vapor", Utilización del vapor, Allentown, pp.17

2.1.5.2.2. Accesorios en las líneas de vapor

El uso de dispositivos en los sistemas de generación y distribución de vapor es de vital importancia, ya que permiten un funcionamiento adecuado del sistema respecto al uso del vapor. Entre los dispositivos más importantes se tienen los siguientes.

A. Separadores de vapor

Los separadores de vapor se usan con frecuencia en equipos que requieran que el vapor presente una cantidad mínima de humedad. Por lo general este dispositivo se emplea en esterilización de instrumentales quirúrgicos, cocción controlada de alimentos, etc. Las autoclaves son equipos que requieren de estos dispositivos que se muestran en la figura 2.12.

El vapor al ingresar al separador se encuentra con unas placas que cumplen la función de separar la parte del vapor con alto nivel energético de la parte que ha perdido energía en el trayecto, disminuyendo la velocidad de las gotas de condensado el mismo que será purgado por la parte inferior del separador y

dirigido a una pierna colectora para posteriormente ser parte del retorno de fluido a los equipos de generación.⁴

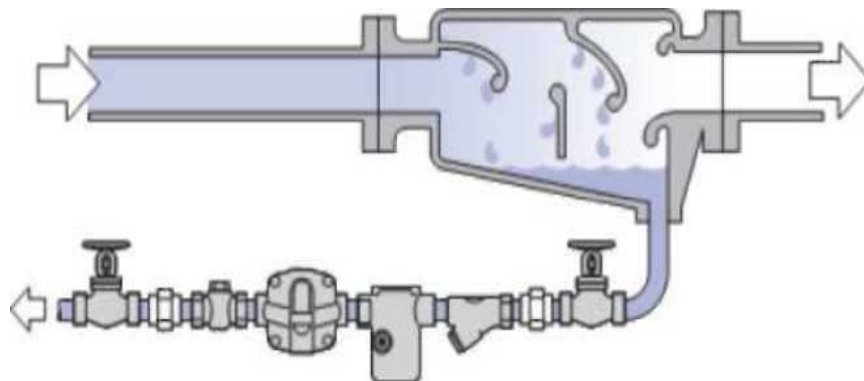


Figura 2.12. Instalación típica de puntos de drenaje

Fuente: SPIRAX SARCO, 2000, "Diseño de Sistemas de Vapor", Utilización del vapor, Allentown pp.15.

B. Válvulas reguladoras de Presión

Debido a que ciertos equipos requieren presiones determinadas de trabajo de acuerdo al diseño de los mismos, se debe reducir la presión del vapor antes que ingrese al equipo, para lo cual se utiliza válvulas reguladoras de presión que pueden ser de acción directa externa o internamente. Estos dispositivos presentan una exactitud de ± 5 Psig a ± 10 Psig con una reducción de presión de $\pm 1\%$. Cuando se presenta una reducción de vapor, su volumen aumenta por lo tanto su volumen específico, lo que hace imprescindible el aumento de diámetro a la salida de la válvula como se muestra en la figura 2.13.

2.1.5.3. TUBERÍAS DE CONDUCCIÓN DE CONDENSADOS Y SU FORMACIÓN.

Como anteriormente se ha mencionado, cuando se produce el intercambio energético entre el vapor y los diversos procesos que utiliza vapor como agente energético, el vapor pierde una considerable porción de su potencial energético bajando su temperatura y volviendo a un estado líquido llamado "Condensado". El líquido aún contiene un importante nivel energético por lo que se debe utilizarlo en el siguiente ciclo de generación.

⁴ SPIRAX SARCO; "Líneas de vapor y drenaje", Spirax Sarco Limitada 2005, pp. 10.3.2

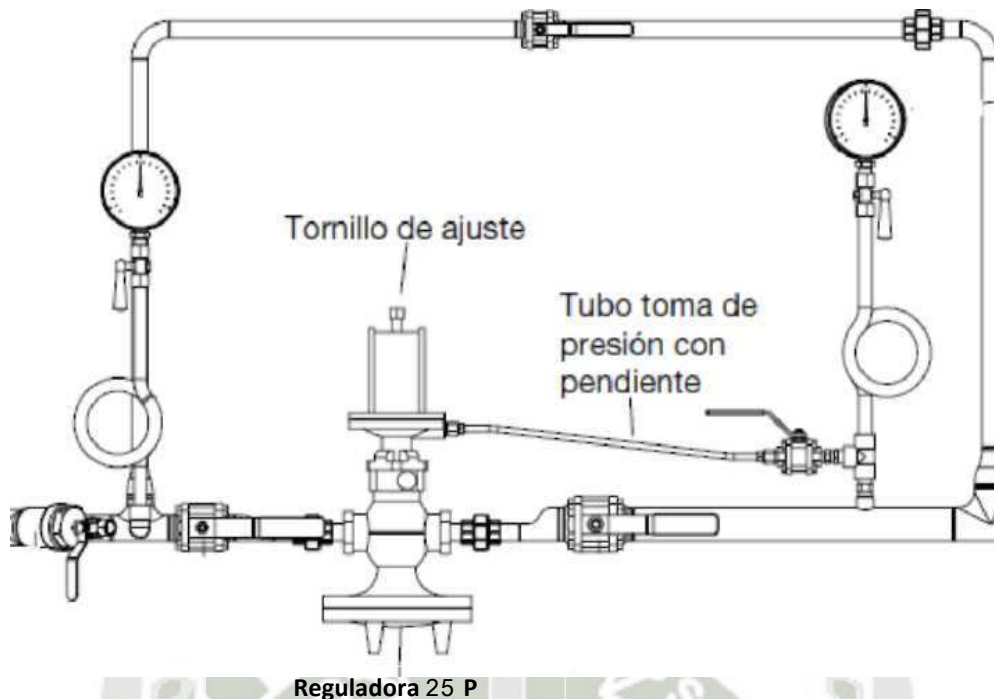


Figura 2.13. Válvula reductora de presión.

Fuente: SPIRAX SARCO,2000,"Diseño de Sistemas de Vapor", Allentown pp.15.

El revaporizado o vapor flash es vapor con un considerable valor energético que se lo usa para procesos de baja presión, como por ejemplo el calentamiento de agua para alimentación de la caldera. Si esta es la función que va a desempeñar el vapor flash se debe tener un especial cuidado ya que el agua incrementa su temperatura y se podrían presentar fenómenos de cavitación en las bombas de suministro de agua a la caldera. Si se presenta este inconveniente es recomendable incrementar la altura de succión de la bomba, dependiendo de la disposición de los sistemas.

El fluido, una vez que ha entregado su energía, fluye por las líneas o tuberías de retorno de condensados hasta los generadores en estado líquido y como vapor, además de aire y gases no condensables. Por lo tanto es necesario separarlos de una manera adecuada con el fin de incrementar la eficiencia del sistema y recuperar un porcentaje de la energía empleada para la generación de vapor utilizando un tanque de recolección de condensados. En las tuberías de retorno de condensados se encuentran accesorios utilizados para el buen desempeño del sistema de generación de vapor detallados a continuación.

2.1.5.3.1. Trampas de vapor

Las trampas de vapor limitan el paso entre el vapor y el condensado, cuando un sistema de generación deja de operar, debido a que el espacio que debería ocupar el vapor, lo hacen el condensado residual y el aire, por lo que las funciones principales que desempeña una trampa de vapor son las siguientes:

1. *Evitar la fuga de vapor.*
2. *Descargar el condensado.*
3. *Desalojar el aire y gases no condensables como el CO₂ y O₂.* Además las trampas de vapor deben cumplir con los siguientes requisitos⁶.
 - a) *Pérdida Mínima de Vapor.*
 - b) *Larga Vida y Servicio Seguro.*- El desgaste rápido de sus partes resulta de un aumento en las reparaciones, mantenimiento no programado y para limpieza.
 - c) *Resistencia a la Corrosión.*- Al trabajar con aire, oxígeno y dióxido de carbono, sus partes internas deben ser resistentes a estos agentes.
 - d) *Venteo de Aire.*- El aire se puede mezclar con el vapor en el arranque del proceso, limitando la transferencia de calor y bloqueándolo.
 - e) *Venteo de CO₂.*- Mediante el venteo del CO₂, se evita la formación de ácido carbónico, este se disuelve en el condensado por lo que se requiere que la trampa de vapor trabaje a una temperatura aproximada a la del vapor.
 - f) *Funcionamiento con Contrapresión.*- La presurización de las líneas de retorno se puede producir por diseño o mal funcionamiento, una trampa de vapor debe ser capaz de trabajar con contrapresión en la tubería de retorno al sistema.
 - g) *Libre de Problemas de Suciedad.*- El condensado recoge las impurezas de las tuberías, y equipos de proceso, así como partículas sólidas acarreadas desde la caldera. Aún con la instalación de filtros en la entrada de las líneas de ingreso, pequeñas partículas pasa a las trampas, y deben ser capaces de trabajar con presencia de ellas.

Una trampa que ofrezca estas características, permitirá una mayor eficiencia en el sistema y posterior decremento en costos de generación. Existen diferentes tipos de trampas de vapor, cada tipo diseñado para diversas funciones y se clasifican de la siguiente manera:

- a) Mecánicas
- b) Termostáticas
- c) Termodinámicas

En resumen las trampas de vapor de acuerdo a la anterior clasificación pueden ser:

1. *Trampas de Vapor Mecánicas*
 - Balde invertido.
 - Flotador Libre.
 - Flotador y Termostato.
2. *Trampas de Vapor Termostáticas*
 - Expansión Líquida.
 - Presión Equilibrada.
 - Bimetálica.
3. *Trampas de Vapor Termodinámicas*
 - Disco.
 - Impulso.
 - Laberinto.

A continuación se describe el funcionamiento de las trampas más importantes, sus ventajas y limitaciones.

A. Trampa Mecánica de Balde in vertido

En este tipo de trampa el principio de funcionamiento se basa en la diferencia de densidades que existe entre el condensado y el vapor. Al inicio de la operación, el balde se encuentra en la posición más baja con líquido en la mayor parte del cuerpo, cuando la primera carga de condensado llega la trampa se llena y sumerge el balde completamente lo cual produce la apertura de la válvula y descarga del condensado a la tubería de retorno figura 2.14 a.

Cuando el vapor de agua ingresa a la trampa, fluye por debajo del balde, levantándolo y cerrando la válvula de descarga, lo que impide la fuga del vapor. En la parte superior del balde existe un pequeño orificio de venteo por donde escapan los gases no condensables acumulándose sobre este para posteriormente ser desalojados como se muestra en la figura 2.14 b

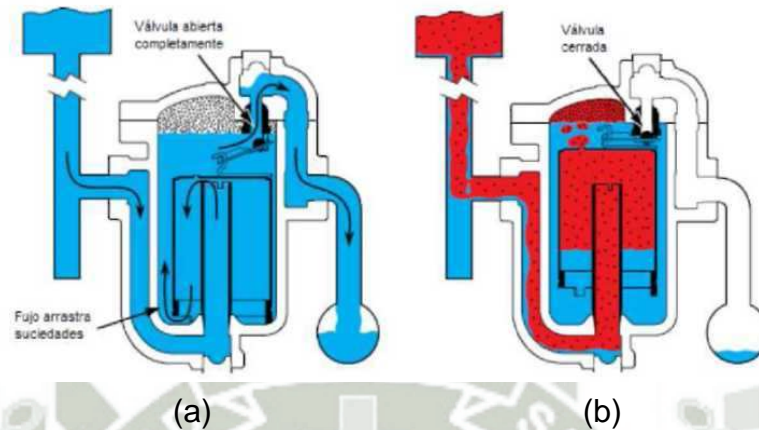


Figura 2.14. Trampa de balde invertido. (a) Descarga, (b) Carga.

Fuente: SPIRAX SARCO, 2000, "Diseño de sistemas de vapor", trampa mecánica, Allentown, pp.16

Debido a la formación continua de condensado por transferencia de calor en la trampa, éste empieza a acumularse en mayor cantidad haciendo que el balde retorne a su posición inicial descargando nuevamente el condensado, aire y gases no condensables a la tubería de retorno, dando inicio así a un nuevo ciclo de funcionamiento, figura 2.15.

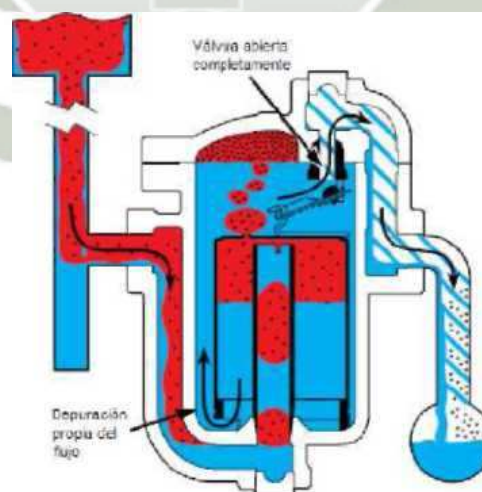


Figura 2.15. Evacuación de condensado, aire y gases no condensables.

Fuente: SPIRAX SARCO, 2000, "Diseño de sistemas de vapor", Allentown, pp.16

Ventajas:

1. Resistente al golpe de ariete.
2. Resisten presiones de trabajo elevadas.
3. Por su diseño no sufren obstrucción de partículas presentes en el condensado.
4. Si la presión de salida o contrapresión es igual a la de ingreso la descarga es continua.

Limitaciones:

1. Presenta una baja eficiencia térmica al trabajar con cargas y presiones variables.
2. Deben ser protegida contra congelación.
3. El orificio de purga del balde tiene una capacidad de purga de aire muy limitada.

B. Trampa Mecánica de Flotador y termostato

Funciona bajo conceptos de densidad y temperatura, está provista en su parte interna de un flotador capaz de obturar una válvula que permite el desalojo de condensado. Una vez que el condensado llega a la trampa el flotador se levanta para permitir la descarga de condensado a la línea de retorno. Si existe la presencia de vapor, este flotador baja y cierra la válvula de descarga para evitar así la fuga y pérdida de vapor. Como en la parte superior se aloja aire y gases no condensables, éstos causan un gradiente de temperatura lo que provoca la descarga por un venteador termostático que se activa a una temperatura menor a la de saturación. Este tipo de trampa se muestra en la figura 2.16.



Figura 2.16. Trampa de flotador y termostato

Fuente: SPIRAX SARCO, 2000, "Diseño de sistemas de vapor", Allentown, pp.16

Ventajas:

1. Funcionamiento confiable a presión variable.
2. Manejo de cargas variables de condensado y gran capacidad de venteo de aire y gases no condensables.
3. Respuesta inmediata para descargar condensado.
4. Resistente al golpe de ariete.

Limitaciones:

1. No pueden ser utilizados para el uso de vapor sobrecalentado.

C. Trampa Termostática de presión Equilibrada:

Posee un termostato cuyo interior está lleno de una mezcla de alcohol, que es sensible a la temperatura del condensado y el vapor. Cuando el cuerpo de la trampa está lleno de condensado, la mezcla está a una temperatura baja, en comparación con el vapor, debido a esto el alcohol no ejerce presión dentro del tubo corrugado en el que se encuentra y deja salir el condensado a través del canal de salida. Una vez que el vapor entra al cuerpo de la trampa es tal la temperatura de éste, que la mezcla de alcohol comienza a hervir, causando un aumento en la presión del interior del elemento, esta presión es superior a la que se encuentra en el cuerpo de la trampa con lo que se tiene una expansión del elemento termostático, causando el cierre de la válvula. Este tipo de trampa de vapor se encuentra en la figura 2.17

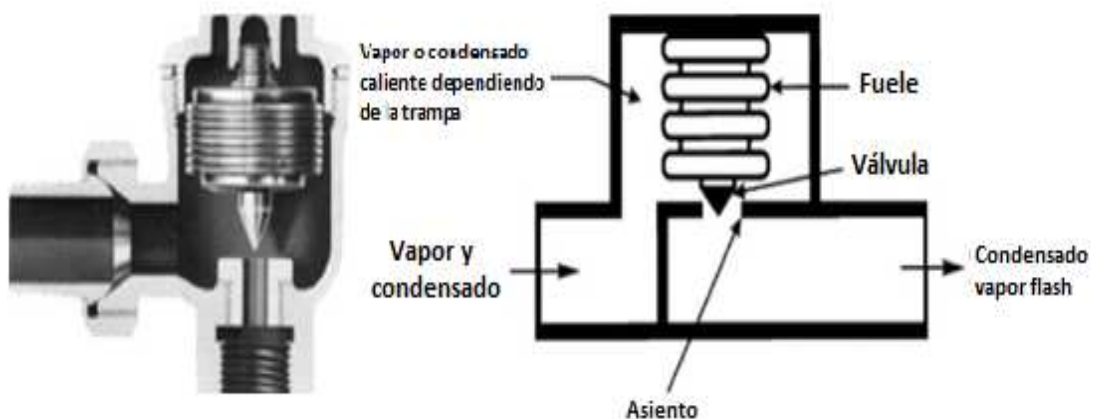


Figura 2.17. Trampa termostática de presión equilibrada

Fuente: SPIRAX SARCO, 2000, "Diseño de sistemas de vapor", Allentown, pp.16

Una vez que la válvula se encuentra cerrada, el vapor no puede escapar. Entonces éste vapor nuevamente se condensará y también se enfriará, con lo que también enfriará la mezcla de alcohol en el elemento, con esto la presión del elemento disminuirá causando que la válvula se abra y descargue el condensado, como se ha visto, cuando mayor es la presión ejercida por el vapor, mayor será la presión en el elemento termostático que cause el cierre.

Las trampas termostáticas de presión equilibrada son de pequeño tamaño, con una gran capacidad de descarga. Además, para variaciones de presión se ajusta automáticamente dentro del rango de trabajo para el que se halla elegido.

Ventajas:

1. Gran capacidad de purga de aire
2. A pequeñas dimensiones corresponden grandes capacidades de descarga
3. Auto regulables, funcionan sin ajustes con todas las presiones dentro de su gama.
4. No se congelan si se las deja descargar libremente.
5. Utilizan las mismas dimensiones de válvula para todas las presiones dentro de su gama de operaciones.
6. Se componen de un pequeño número de piezas.

Limitaciones:

1. No son apropiadas para vapor sobrecalentado
2. Resistencia limitada a golpes de ariete
3. No son apropiadas para usos en los cuales el condensado debe ser descargado a medida que se va formando. El condensado debe enfriarse antes que se pueda descargar.

D. Trampa Termostática Bimetálica

Esta trampa se muestra en la figura 2.18. El bimetálico es la unión de dos láminas delgadas de metales distintos, los que al haber una variación de temperatura se dilatan cantidades distintas.

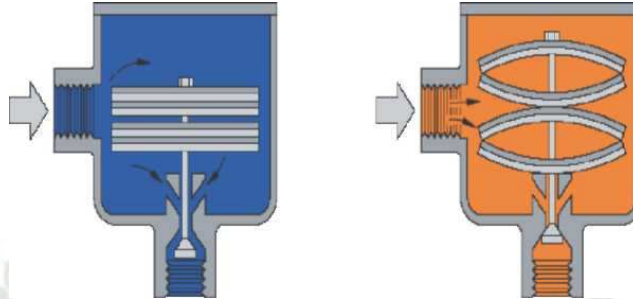


Figura 2.18. Trampa termostática bimetálica

Fuente: SPIRAX SARCO, 2000, "Diseño de sistemas de vapor", Allentown, pp.18

El funcionamiento de las trampas bimetálicas es el siguiente: la trampa está abierta en su totalidad en el arranque, donde descargará el aire y el condensado que se encuentre al interior del cuerpo ya que la temperatura de éste es menor que la del condensado. Una vez que comience a fluir vapor, la placa bimetálica, donde uno de sus extremos permanece fija y al otro se le une una válvula, reaccionará al cambio de temperatura, dilatándose, para así cerrar el orificio de salida por medio de la válvula. Es importante señalar que este tipo de trampa sólo se curva a una temperatura ya designada por la elección de las placas que forman el bimetálico, independientemente de las presiones del vapor y por lo tanto, de su temperatura.

Por otro lado, la presión de vapor dentro de la trampa actúa para mantener cerrada la válvula, por lo que para que el bimetálico regrese a su posición de descarga es necesario que el condensado se enfríe considerablemente, lo que a fin de cuentas es una reacción lenta frente a los cambios de temperatura.

Ventajas:

1. Son ligeras, es decir, de pequeños tamaños.
2. Gran capacidad de descarga.
3. Son resistentes a fluidos corrosivos, presiones de vapor elevadas y vapor sobrecalentado.

4. Rendimiento térmico muy alto cuando se regulan para descargar a bajas temperaturas.

Limitaciones:

- 1) Limitadas a aplicaciones en las cuales el condensado puede ser retenido y enfriado antes de ser descargado.
- 2) Las características del bi-metal pueden cambiar con el uso.
- 3) No son auto regulables.

E. Trampas de Vapor Termodinámicas

Este tipo de trampas se muestran en las figura 2.19. Operan en base a la diferencia de presiones entre el vapor y el condensado, las mismas que definen su diseño respecto a la velocidad del flujo local y la presión.

Al entrar el vapor éste viene con una velocidad mayor y el disco que se usa como válvula se cierra debido a la disminución de presión por las altas velocidades. El disco se abre al presentarse la reducción del volumen específico y presión, por lo tanto la baja velocidad del condensado y transporte del vapor flash.

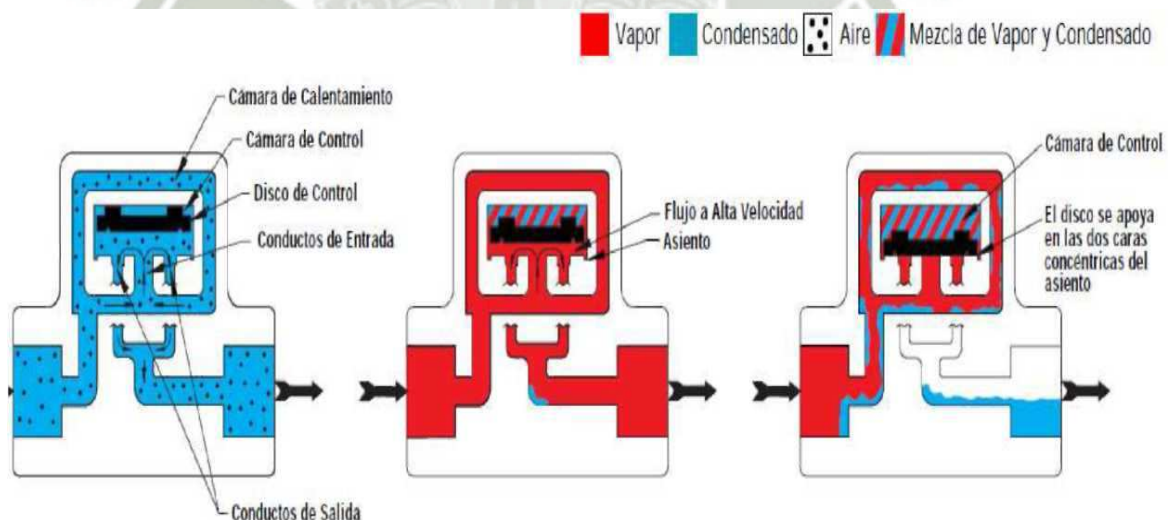


Figura 2.19. Trampa termodinámica

Fuente: ARMSTRONG; "Guía para la Conservación de Vapor en el Drenado de Condensados."
Armstrong CO

Ventajas:

1. Trabajan en un rango amplio de presiones, baja a alta.
2. Su empleo es idóneo para vapor sobrecalentado.
3. Es compacta y liviana.
4. Elevada resistencia a golpes de ariete.
5. Manejan gran cantidad de condensado respecto a su tamaño.
6. Buena resistencia a la corrosión.
7. Operan eficientemente con diferentes cargas y presiones.
8. Responden rápidamente a cargas y presiones variables.

Limitaciones:

1. Presentan bajo rendimiento al trabajar en exteriores.
2. Tienen dificultad en la descarga si la contrapresión es un 50% más que la presión de entrada.
3. Son requeridas en equipos de baja carga.

2.1.5.4. ALMACENAMIENTO DE CONDENSADOS.**2.1.5.4.1. Tanque receptor de vapor flash**

El uso de vapor de baja presión no debe ser venteadado, más bien es una alternativa para reducir costos en la industria. Utilizar el vapor flash o de baja presión tiene un incentivo en la reducción del consumo de combustible.

Es necesario tener un suficiente suministro de condensado a una presión razonable, para asegurar que el vapor flash descargado sea económicamente viable. Es factible recuperar el vapor flash generado en el purgado, sin embargo hay que tener en cuenta varias consideraciones de viabilidad técnica y económica:

- Las trampas de vapor instaladas en los equipos donde se piensa recuperar el vapor flash deben ser capaces de descargar satisfactoriamente a la presión generada por el sistema del tanque flash. Hay que tener especial cuidado con sistemas que están controlados por válvulas moduladoras de temperatura.
- Dar un uso apropiado al vapor Flash recuperado. Hay que tener en cuenta que el vapor flash generado no es un suministro constante de vapor, varía en presión y caudal, para evitar este problema la deficiencia se puede solucionar

con una válvula reguladora de presión conectada a una línea de vapor suministrado por la caldera. Si el caso es un exceso de suministro se debe colocar una válvula de alivio. El sistema sugerido se muestra en la figura 2.20. Es preferible seleccionar una aplicación cercana para su uso. La tubería para vapor de presiones bajas tienen diámetros mayores, debido al volumen específico del condensado y del vapor de baja presión. Involucra un costo alto de instalación y mayores pérdidas por convección y radiación, es necesario tenerlo en cuenta para determinar un verdadero tiempo de retorno de inversión.

2.1.5.4.2. Tanque receptor de condensados.

El condensado es agua caliente con valor energético y debe regresar a las calderas para ser convertido nuevamente en vapor. Para que esto ocurra es necesario acoger al condensado en un tanque.

El tanque de condensados debe tener un sistema de venteo de gases no condensables para que estos no ingresen al sistema de distribución de vapor, ingreso de agua de reposición por posibles fugas de vapor, tubería para realizar purgas por la acumulación de sólidos disueltos, lector de nivel del agua y la salida a la caldera que previamente ingresará a la bomba de alimentación.

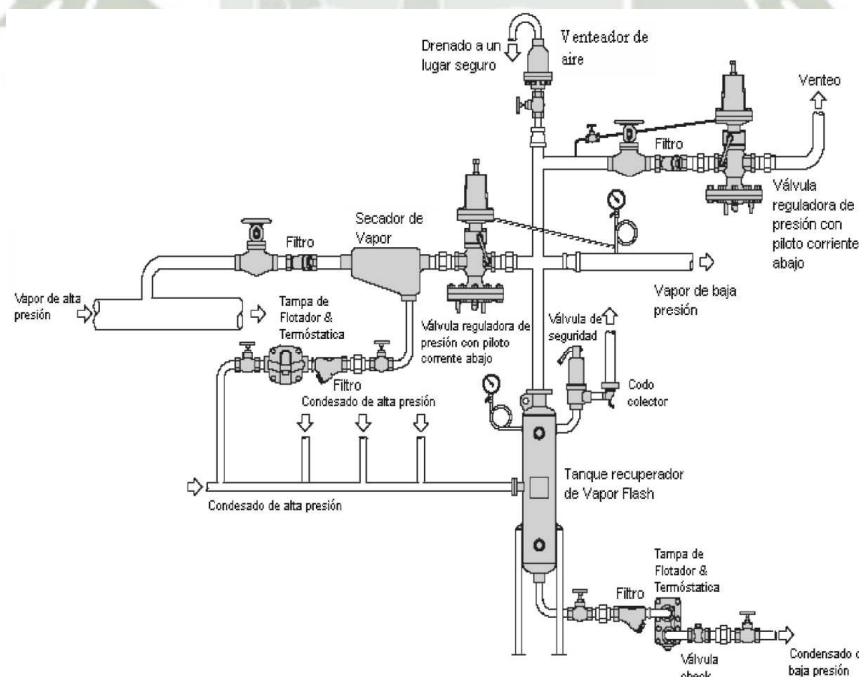


Figura 2.20. Sistema de recuperación de vapor flash con válvulas reguladoras de presión.

Fuente: mx.magnetrol.com/applications.aspx?application=172&button=32

2.2. NATURALEZA DE LA ENERGÍA SOLAR

2.2.1. Naturaleza de la radiación solar

Con el objeto de poder aprovechar la energía solar incidente sobre la superficie de la tierra, es conveniente examinar de manera sucinta la naturaleza de la radiación que emana del Sol, así como las características de esta energía al incidir sobre la superficie de la Tierra.

El Sol es un estrella que tiene aproximadamente una masa 334 000 veces mayor que la Tierra. Para un observador en ésta, el Sol manifiesta un giro de materia gaseosa inmensamente caliente, tiene un diámetro de 1.39 millones de kilómetros y en promedio, se encuentra a una distancia media de 150 millones de kilómetros de la Tierra. La distancia mínima (en el perihelio) se alcanza alrededor del 15 de enero, mientras que la máxima (en el afelio) se tiene a fines de junio. La discrepancia entre las distancias mínimas y máximas es 1/60 del valor medio. Es decir, la órbita elíptica que describe la Tierra alrededor del Sol es prácticamente circular. A una distancia media, el Sol es visto desde la Tierra según un ángulo de 31'.

La estructura solar es enormemente compleja. Se estima que la temperatura en el núcleo central varía entre 8 y 40 millones de Kelvins, tiene una densidad entre 80 y 100 veces la del agua, y se genera ahí cerca del 90% de la energía total. En esta región central, comprendida entre 0 y 23R, está contenido el 40% de la masa total del Sol. A una distancia radial, a partir del centro, igual a 0.7R la temperatura disminuye sensiblemente hasta unos 130 000 K, en donde la densidad es del orden de 0.07g/cm³. Por encima de la región comprendida entre 0.7R y 0.1R conocida como zona convectiva, la temperatura desciende hasta 5000 K, y la densidad hasta 10⁻⁸ g/cm³, aproximadamente. Esta capa bien definida de aproximadamente 300 Km de espesor y que envuelve a la zona convectiva, se conoce como fotosfera, y es la región en donde se origina la mayor parte de la radiación solar que recibimos. La presión en la fotosfera es aproximadamente de 1/100 bar. (Hermosillo J. 2009, pp. 9-11)

Más allá de la fotosfera se encuentra una atmósfera solar más o menos transparente que puede observarse durante los eclipses de Sol. En esta región existe una capa de gases más fríos que constituye la capa inversora o de

inversión, y luego la cromósfera, de aproximadamente 10 000Km de espesor. Aquí los gases se encuentran a una temperatura mayor y tienen una densidad menor que los de la fotosfera. En volviendo a todos está corona, de bajísima densidad y alta temperatura. Su espesor es del orden de un millón de kilómetros.

A pesar de esta estructura tan compleja, será suficiente para aplicaciones en ingeniería considerar que el Sol se comporta como un cuerpo negro a una temperatura efectiva de 5 762K en capa exterior.

2.2.2. Radiación solar sobre la superficie de la tierra

No toda radiación solar extraterrestre que intercepta la Tierra llega a la superficie de la misma, aun en condiciones de cielo despejado.

La atmósfera terrestre está constituida por una masa gaseosa estratificada, en altura es indeterminada, y se supone algo menor de la millonésima parte de la masa del planeta, cuyo diámetro es de 12 700 Km. La variación vertical de la temperatura permite distinguir regiones: la troposfera hasta una altura de 10 a 15 Km: en ella la temperatura disminuye con la altura hasta alcanzar de -50°C a -90°C; al estratosfera se encuentra situada encima de la tropósfera, contiene una capa de ozono entre los 20 y 40 km de altura, tiene muy baja humedad relativa y la temperatura permanece estable; la ionósfera de altura superior a los 100 km tiene capas de temperatura indeterminadas. Finalmente, la exósfera es la última capa atmosférica. Hasta los 80 km de altura la composición es constante: 78% N₂, 21% O₂, 0.9% Ar, 0.03 % Ar, 0.03% CO₂, y restos de otros gases, así como ozono y vapor de agua en la vecindad del suelo.

Cabe apuntar que todo el vapor de agua se encuentra concentrado en la proximidad de la superficie, encontrándose 95% del total entre 0 y 5000 metros de altura. Así en los primero 2000 m se encuentra el 50% del total.

El ozono proviene de las reacciones $O_2 \rightarrow O + O$ y $O + O_2 \rightarrow O_3$ que se producen por la acción de los rayos ultravioletas en el espectro lejano y medio ($\lambda < 0.29 \mu m$) de descarga eléctrica y de radiactividad. Una propiedad importante del ozono es que absorbe casi totalmente las radiaciones ultravioletas de longitud de onda inferior a 0.35 μm ; por lo tanto, la existencia del gas en la estratósfera impide al llegada

2.2.3. Constante solar

La constante solar ICS se define como la cantidad de energía por unidad de tiempo que recibe del Sol una superficie de área unitaria perpendicular a la radiación, en el espacio, y a la distancia media del Sol a la Tierra. Se han realizado numerosas mediciones directas e indirectas de la constante solar. El valor normal o estándar propuesto por Thekaekara y Drummond es de 1353 W/m².

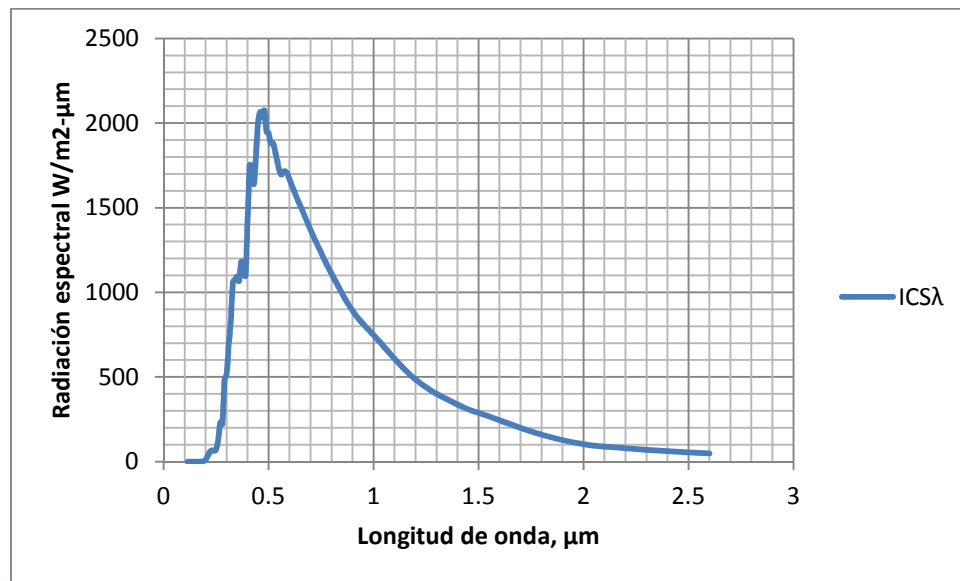
Esta energía de la constante solar ICS se encuentra distribuida según distintas longitudes de ondas. Sin embargo, la radiación solar extraterrestre adquiere solamente valores significativos entre 0.2 y 4.0 μm . La figura 2.11 muestra la distribución espectral de la radiación solar. Similarmente la tabla 2.2 presenta valores monocromáticos de la radiación solar extraterrestre ICS_{λ} a distintas longitudes de onda. La columna f_{λ} corresponde a la fracción de la constante solar que se encuentra por debajo de una longitud de onda λ dada.

Tabla N° 2.2. Valores monocromáticos solar extraterrestre

λ	ICS_{λ}	f_{λ}	λ	ICS_{λ}	f_{λ}	λ	ICS_{λ}	f_{λ}
0.115	0.007	0.0001	0.43	1639	12.47	0.9	891	63.37
0.14	0.03	0.0005	0.44	1810	13.73	1	748	69.49
0.16	0.23	0.0006	0.45	2006	15.14	1.2	485	78.4
0.18	1.25	0.00016	0.46	2066	16.65	1.4	337	84.33
0.2	10.7	0.00081	0.47	2033	18.17	1.6	245	88.61
0.22	57.5	0.05	0.48	2074	19.68	1.8	159	91.59
0.23	66.7	0.1	0.49	1950	21.15	2	103	93.49
0.24	63	0.14	0.5	1942	22.6	2.2	79	94.83
0.25	70.9	0.19	0.51	1882	24.01	2.4	62	95.86
0.26	130	0.27	0.52	1883	25.38	2.6	48	96.67
0.27	232	0.41	0.53	1842	26.74	2.8	39	97.31
0.28	222	0.56	0.54	1783	28.08	3	31	97.83
0.29	482	0.81	0.55	1725	29.38	3.2	22.6	98.22
0.3	514	1.21	0.56	1695	30.65	3.4	16.6	98.5
0.31	689	1.66	0.57	1712	31.91	3.6	13.5	98.72
0.32	830	2.22	0.58	1715	33.18	3.8	11.1	98.91
0.33	1059	2.93	0.59	1700	34.44	4	9.5	99.06
0.34	1074	3.72	0.6	1666	35.68	4.5	5.9	99.34
0.35	1093	4.52	0.62	1602	38.1	5	3.8	99.51
0.36	1068	5.32	0.64	1544	40.42	6	1.8	99.72
0.37	1181	6.15	0.66	1486	42.66	7	1	99.82
0.38	1120	7	0.68	1427	44.81	8	0.59	99.88
0.39	1098	7.82	0.7	1369	46.88	10	0.24	99.94
0.4	1429	8.73	0.72	1314	48.86	15	0.0048	99.98
0.41	1751	9.92	0.75	1235	51.69	20	0.0015	99.99
0.42	1747	11.22	0.8	1109	56.02	50	0.0039	100

Fuente: Solar Energy Thermal Processes-Autor: John A. Duffie

**Gráfico 2.21. Distribución espectral de la radiación solar
extraterrestre**



Fuente: Solar Energy Thermal Processes-Autor:John A. Duffie

A. Medición y estimación de la radiación solar

Generalmente no es muy precisa la estimación de la radiación solar a causa de que la información meteorológica no siempre está disponible, en lugar de eso para diseños de sistemas solares se acostumbra tomar los datos históricos disponibles de la localidad o de un estación que este cerca del lugar del proyecto. En el siguiente capítulo se tratará sobre los diversos métodos de medición de la energía solar, la naturaleza de los datos obtenidos y el procesamiento de los datos para que estos nos de la información de la energía solar útil.

a. Medición de la radiación solar

Para mejor entendimiento de la energía solar primero definiremos algunos conceptos sobre la radiación solar, según el esquema N° muestra un esquema de los flujos de radiación sobre la superficie terrestre y sobre el suelo, estos flujos de radiación son importantes para describir los procesos termales, para este propósito se considera dos rangos de longitud de onda:

Onda corta: radiación originada desde el Sol, a una fuente de temperatura de aproximadamente 6000K , y una longitud de onda de 0.3 a $3.0 \mu\text{m}$.

Onda larga: radiación originada de un fuente de temperatura cercana a la temperatura ambiente y sustancialmente tiene una longitud de onda mayor a $3.0 \mu\text{m}$.

Albedo: Cociente entre el valor de la irradiación reflejada por una superficie y la irradiación incidente sobre ella.

Coefficiente de extinción: Medición de la cantidad de energía radiante incidente absorbida por una unidad de longitud o por unidad de masa de un medio absorbente

Duración astronómica del día fotoperiodo (N): Es el periodo de iluminación solar comprendido desde la salida hasta la puesta del Sol. También se conoce como duración del día solar o duración máxima del día.

Heliofanía (n): Es el tiempo, en horas durante el cual el Sol tiene un brillo solar efectivo en el que la energía solar directa alcanza o excede un valor umbral variable entre 120 y 210 W/m^2 , que depende de su localización geográfica, del equipo, del clima y del tipo de banda utilizada para el registro. También se le suele denominar “brillo solar” ó “insolación”.

Irradiancia: Potencia solar incidente en una superficie por unidad de área. (W/m^2)

Irradiación solar circunglobal: Es la irradiación solar directa y difusa más la irradiación reflejada del entorno, interceptada por una superficie esférica. Es aquella que incide sobre un cuerpo libremente expuesto, es decir, está conformada por la radiación incidente procedente del sol y por aquella radiación solar que es reflejada por la superficie terrestre y otros cuerpos aledaños, sin modificar su longitud de onda.

Irradiación solar o irradiación solar global (H): Energía solar incidente en una superficie por unidad de área. Es el resultado de integrar la irradiación en un periodo de tiempo. (J/m^2 ó $\text{KW} \cdot \text{h/m}^2$). Es aquella radiación procedente del Sol que incide sobre la superficie terrestre.

Irradiación solar directa: Es la radiación que llega a la superficie de la tierra en forma de rayos provenientes del Sol sin cambios de dirección.

Irradiación solar difusa: Radiación que proviene de otras direcciones debido de la reflexión y dispersión que producen en la radiación solar, la atmósfera y las nubes. Radiación solar procedente de toda la bóveda celeste, está originada por la dispersión de la radiación en la atmósfera.

Irradiación solar reflejada: fracción de la irradiación solar (directa y difusa) que es reflejada por la superficie terrestre.

Irradiación solar extraterrestre (H_0): Radiación incidente sobre una superficie horizontal en el tope de la atmósfera, que viene a ser el límite superior de la exósfera. La irradiación extraterrestre varía con la latitud y la fecha.

Temperatura extremas: máxima y mínima alcanzados durante el día, medidas entre 1.25 a 2 metros por encima del suelo.

Transmisividad atmosférica ($\tau H/H_0$): También conocida como coeficiente de transmisión de la atmosfera. Es la medida de la tasa de transferencia de la energía solar que no es absorbida después que el haz atraviesa la unidad de espesor del medio atmosférico.

B. Instrumental de medición de la irradiación solar

Las mediciones solarimétricas en la superficie terrestre son de la mayor importancia interés para aplicaciones de energía solar y otros estudios como aquellos relacionados a la variabilidad y cambio climático.

Son dos los propósitos fundamentales en el uso de un instrumento: el primero de ellos es la medición de la cantidad de energía asociada con la irradiación solar sobre un plano de orientación determinada. Mientras que el segundo provee información acerca de la distribución espectral y espacial de esta energía.

La radiación que llega a la superficie comprende el espectro visible con longitudes de onda entre 0.4 y 0.7 μm y también en el infrarrojo entre 0.7 y 5 μm . Esta irradiación solar llega al suelo en dos formas, como irradiación solar directa e irradiación solar difusa, y ambos tipos de irradiación constituyen la irradiación solar global.

Los componentes de la irradiación solar que están sujetos a mediciones para fines meteorológicos y que son de uso más general, son los siguientes:

- Irradiación solar directa medida a incidencia normal.
- Irradiación solar global recibida sobre una superficie horizontal.
- Irradiación solar difusa.

La clasificación de los instrumentos está basada en diferentes criterios, algunos se ciñen a criterios de estandarización, otros lo asocian a su grado de calidad.

a. Pirheliómetros

Son instrumentos que miden la irradiación directa del sol en una superficie perpendicular al rayo. En estos instrumentos, el receptor se encuentra protegido de la irradiación indirecta y está usualmente ubicado en el fondo de un fondo, por ello diferentes formas del receptor y del tubo derivan en diferentes tipos pirheliómetros.



Figura. 2.22. Pirheliómetro de compensación Angstrom

b. Piranómetros

Son instrumentos que miden la irradiación solar global (directa y difusa) en un plano horizontal. El elemento receptor debe estar horizontal y libremente expuesto al hemisferio celeste, pero debe estar protegido de la irradiación que regresa del suelo y sus alrededores. Hay diferentes tipos como por ejemplo: Piranómetro fotovoltaico, Piranómetro termoelectrico, Piranómetro de Bellani



Figura. 2.23. Pirámetro Kipp & Zorion

c. Actinógrafo

Conocido también como piranógrafo bimetalico de Robitzch; fue diseñado originalmente por Robitzch en 1915 y es similar a un termógrafo. El elemento sensible está constituido por un receptor con tres láminas bimetalicas situadas en un mismo plano horizontal y de las mismas dimensiones. La lámina central (ennegrecida) se expande mucho más que las láminas laterales (blancas) al ser calentadas por irradiación incidente, siendo proporcional a la energía recibida. Las láminas exteriores están fijas en un mismo soporte y la lámina central está libre y los movimientos que ella puede efectuar los trasmite por medio de una varilla metálica conectada a un sistema de palancas, capaz de amplificar y graficar en una carta cualquier alteración en longitud del elemento sensible; la banda a su vez, está adosada a un cilindro que gira mediante un mecanismo de relojería. Las bandas pueden ser diarias, semanales y mensuales. El área de la curva de irradiación debe ser cuantificada para evaluar la irradiación total registrada. Este instrumento no es recomendado en lecturas instantáneas ya que tiene un coeficiente de retardo de 10 a 15 minutos para alcanzar una respuesta del orden 98 % en óptimas condiciones de calibración y operación. Las características del instrumento, incluyendo la cuantificación del área de la curva, llevan a errores de 15 a 20%

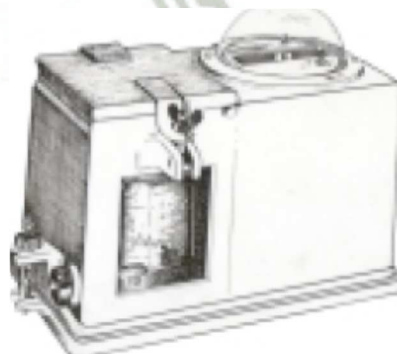


Figura N° 2.24. Actinógrafo o piranómetro bimetalico de Robitzch

d. Heliógrafo

Este instrumento fue inventado en Inglaterra por Campbell en 1853 y fue modificado por Stokes en 1879, es un instrumento que mide la cantidad de horas sol durante el día en un lugar determinado.

Es esencialmente una esfera de vidrio sólido pulido con un eje montado paralelo al de la tierra; es necesario orientar el plano vertical que pasa por el eje, e inclinar un ángulo igual a la latitud del lugar. La esfera actúa como un lente y la imagen focalizada se mueve a lo largo de una banda de papel y la imagen focalizada se mueve a lo largo de una banda de papel especialmente preparada que tiene una escala de tiempo, la quemadura de la banda ocurre cuando la irradiación solar directa supere un límite variable de 120 a 210 W/m², que depende de la ubicación, el clima, el tipo de banda registro utilizada y los métodos de análisis.



Figura N. 2.25. Heliógrafo de Campbell

Los resultados y su presentación

Los puntos de medición (estaciones de medición) de la radiación solar son aun relativamente pocos numerosos. La red de medición de la irradiación solar del SENAMHI está compuesta de estaciones con piranómetros, actinógrafos y con heliógrafos, instrumentos con los que se estima de forma indirecta la irradiación solar a través de las horas de duración del brillo solar. Se cuenta también con estaciones meteorológicas automáticas, las cuales son parte del programa sostenido de mediciones de irradiación solar y cuyos datos han sido utilizados para la validación de los datos históricos existentes, así como para el levantamiento de datos lugares críticos sin información histórica.

Tabla.2.3. Ubicación geográfica, récord histórico y tipo irradiación de medición de irradiación solar en las estaciones base.

Estación meteorológica	Latitud (°S)	Longitud (°W)	Altitud (msnm)	Récord histórico	Instrumento de medición
Miraflores	5.17	80.62	30	1979-1992	Piranómetros
San Ramón SM	5.56	76.05	184	1972-1982	Actinógrafo
El Porvenir	6.35	76.19	230	1964-1971	Actinógrafo
Bambamarca	6.40	78.31	2536	1967-1977	Actinógrafo
Bellavista	7.03	76.33	247	1971-1973	Piranómetro
Weberbauer	7.17	78.50	2536	1980-1985	Piranómetro
Huayao	12.03	75.32	3308	1977-1996	Piranómetro
Von Humbolt	12.08	76.95	238	1968-1999	Piranómetro
Cosmos	12.15	75.57	4575	1986-1988	Piranómetro
Granja Kcayra	13.55	71.87	3219	1980-1988	Piranómetro
San Camilo	14.07	75.72	398	1978-1988	Piranómetro
Chuquibambilla	14.78	70.73	3971	1980-1984	Piranómetro
Puno	15.83	70.02	3820	1977-1993	Piranómetro
Characato – La Pampilla	16.45	71.48	2451	1978-1987	Piranómetro
La Joya	16.58	71.92	1295	1967-1993	Actinógrafo

Fuente: Atlas de Energía Solar del Perú, Autor: SENAMHI, Enero 2003

Tabla 2.4. Valores de las principales variables climáticas de las estaciones base

Estación meteorológica	Energía solar diaria (KW h/m ²)	Heliofanía relativa (%)	Temperatura máxima (°C)	Temperatura mínima (°C)	Precipitación total (mm/año)
Costa					
Miraflores	5.75	56	30.7	19.3	216
Von Humbolt	4.06	40	23.3	15.5	16
San Camilo	5.92	61	28.7	13.4	11
La Joya	7.03	75	27	10.1	77
Sierra					
Bambamarca	4.56	44	19.4	9.5	737
Weberbauer	4.92	49	21.3	7.6	644
Cosmos	4.92	46	9.2	-0.7	1047
Huayao	6.00	56	19.6	4.4	765
Granja kcayra	5.44	53	20.7	3.7	674
Chuquibambilla	6.08	59	16.8	-2.4	715
Puno	6.36	70	14.7	2.0	753
Characato	6.5	73	22.8	6.8	78
Selva					
San Ramón SM	4.67	41	31.3	20.8	2158
El Porvenir	3.87	41	32.5	20.4	1041
Bellavista	4.78	40	32.2	20.9	928

Fuente: Atlas de Energía Solar del Perú, Autor: SENAMHI, Enero 2003

Estimación de la radiación mensual

En ausencia de datos experimentales existen numerosas correlaciones para estimar la radiación mensual promedio sobre una superficie horizontal en un lugar dado. Estas correlaciones hacen uso de información fácilmente obtenible: número de horas de asoleamiento o porcentaje de posibles horas de

asoleamiento, latitud del lugar, precipitación pluvial, etc.

Modelo Angström - Prescott

Una de las expresiones más sencillas es la de Angstrom, la cual correlaciona la radiación total sobre una superficie horizontal y la radiación en condiciones del cielo despejado, con el porcentaje de posibles horas de asoleamiento.

$$H_{av} = H'_o \left(a' + b' \frac{n}{N} \right)$$

Donde:

$H_{av}; H_G$ = radiación promedio sobre una superficie horizontal en un periodo o intervalo de tiempo (Un mes)

H'_o = radiación en el exterior de la atmosfera para la misma localidad, en el periodo o intervalo de tiempo

n = número de horas de asoleamiento diario promedio en el mismo periodo.

N = máximo número diario de horas de asoleamiento en el mismo periodo de tiempo.

a' , b' = constantes

S. Fritz (1951) sugiere los valores de $a'=0.35$ y $b'=0.61$ para utilizarlos en la ecuación anterior, sin embargo el SENAMHI en su publicación del "Atlas de Energía Solar del Perú" determinó los siguientes valores:

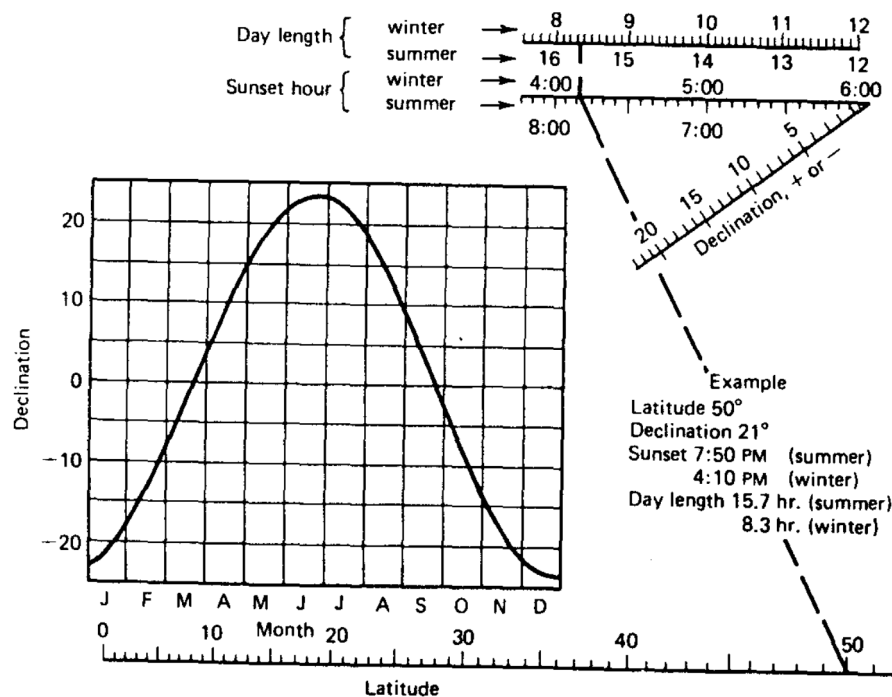
Tabla N°2.5. . Valores de los coeficientes del modelo Angstrom-Prescott por estación, número de datos utilizados y error promedio.

Estación meteorológica	a'	b'	Número de datos	Error (%)
Costa				
Miraflores	0.355	0.392	3681	-2.4
Von Humboldt	0.211	0.467	12186	12.9
San Camilo	0.321	0.468	2241	-0.4
La Joya	0.593	0.181	7534	2.8
Sierra				
Bambamarca	0.322	0.336	2697	6.6
Weberbauer	0.231	0.521	1859	-2.7
Cosmos	0.320	0.384	929	7.4
Huayao	0.397	0.379	6285	2.2
Granja Kcayra	0.376	0.364	2199	3.4
Chuquibambilla	0.395	0.384	1892	-2.1
Puno	0.378	0.438	2805	9.2
Characato -La Pampilla	0.367	0.396	1220	10.7
Selva				
San Ramón SM	0.301	0.377	2742	6.6
El Porvenir	0.278	0.320	1613	7
Bellavista	0.355	0.341	714	5.9

Fuente: Atlas de Energía Solar del Perú, Autor: SENAMHI, Enero 2003

Para horas de asoleamiento reales se pueden sacar del monograma desarrollado por Whillier (1965) que muestra la longitud del día en función de la declinación y latitud del lugar.

Figura N° 2.26. Monograma para determinar las horas de asoleamiento u longitud del día adaptado por Whillier (1955)



Fuente: Solar Energy Thermal Processes - Autor: John A. Duffie

Modelo Bristow – Campbell

De acuerdo de Bristow – Campbell (1984) la diferencia entre las temperaturas máximas y mínima en un día determinado, depende de la relación de Bowen, esto es, la relación entre calor sensible y el calor latente. El calor sensible depende de la irradiación solar y es responsable de las temperaturas máximas. Durante la noche, el calor sensible es perdido hacia el espacio como radiación en onda larga, disminuyendo así la temperatura del aire hasta un valor mínimo, valor que normalmente se alcanza antes del amanecer. Esta explicación física justifica el hecho del uso de modelos para estimar la irradiación solar en función de la temperatura, pero con la ventaja de una gran red de estaciones que realizan este tipo de mediciones.

Dentro de los modelos existentes, Baigorria et al. (2003a) llegaron a la conclusión que el modelo Bristow- Campbell era el que mejor se adecuaba a las condiciones de Perú. Este modelo sugiere la estimación de la diferencia entre temperaturas máxima y mínima (ΔT , °C):

$$\frac{H}{H_o} = a_B [1 - \exp(-b_B \Delta T^{c_B})]$$

Dónde:

$H; H_G$ =radiación promedio sobre una superficie horizontal en un periodo o intervalo de tiempo (Un mes)

H_o =radiación en el exterior de la atmosfera para la misma localidad, en el periodo o intervalo de tiempo

En este caso, los valores empíricos (a_B , b_B y c_B) tienen también un significado físico:

a_B : representa el máximo valor de τ que es característico de cada área de estudio y además depende de la contaminación atmosférica y la altitud.

b_B : ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)

c_B : determina el efecto del incremento de ΔT sobre la máxima τ de la atmósfera.

La tabla 2.6. muestra los valores de los coeficientes del modelo Bristow – Campbell encontrados para cada estación así como su error promedio. Es necesario recalcar que el valor del coeficiente a_B corresponde a la sumatoria de los coeficientes a y b encontrados para el modelo Angstrom- Prescott mostrados en el tabla 2.6. debido a que tienen exactamente el mismo significado físico.

Tabla. 2.6. Valores de los coeficientes del modelo Bristow – Campbell por estación, número de datos y error promedio

Estación meteorológica	a_B	b_B ($^{\circ}\text{C}^{-1}$)	c_B	Número de datos	Error (%)
Costa					
Miraflores	0.75	0.04	1.49	3597	3.8
Von Humboldt	0.68	0.06	1.42	13712	14.1
San Camilo	0.79	0.09	1.05	2244	3.9
Sierra					
Bambamarca	0.66	0.23	0.80	2033	12.6
Weberbauer	0.75	0.04	1.28	1607	3.2
Cosmos	0.70	0.03	1.62	773	8.5
Huayao	0.78	0.11	0.97	5387	4.6
Granja Kcayra	0.74	0.11	0.92	1961	11.6
Chuquibambilla	0.78	0.19	0.76	1476	3.6
Puno	0.82	0.20	0.87	2156	7.2
Characato –La Pampilla	0.76	0.16	0.91	3134	7.5
Selva					
San Ramón SM	0.68	0.02	1.86	2864	7.5
El Porvenir	0.60	0.06	1.21	2346	4.1
Bellavista	0.70	0.06	1.22	1038	2.3

Fuente: Atlas de Energía Solar del Perú, Autor: SENAMHI, Enero 2003

Debido a que los valores absolutos y las diferencias entre las temperaturas máximas y mínimas son fuertemente influenciados por la topografía, latitud y altitud, entre otros factores los coeficientes b_B y c_B propuestos pueden ser aplicados solo en áreas bajo similares condiciones de régimen térmico. Esto hace inadecuada una aplicación directa del modelo en áreas donde no existe este requisito. Es por esto que se desarrollaron algunas ecuaciones empíricas para determinar el valor de estos dos coeficientes:

$$c_B = 2.116 - 0.072\Delta T + 57.574\exp(\phi)$$

$$b_B = 0.107c_B^{-2.6485}$$

Para la estimación de la radiación mensual es necesario primero calcular las relaciones geométricas para la radiación solar que presentamos a continuación

Tabla. 2.7. Día promedio recomendado para cada mes

Mes	Día en el año	Fecha	
Enero	17	Enero	17
Febrero	47	Febrero	16
Marzo	75	Marzo	16
Abril	105	Abril	15
Mayo	135	Mayo	15
Junio	162	Junio	11
Julio	198	Julio	17
Agosto	228	Agosto	16
Septiembre	258	Septiembre	15
Octubre	288	Octubre	15
Noviembre	318	Noviembre	14
Diciembre	344	Diciembre	10

Fuente: Energía Solar (Fundamentos y Aplicaciones Fototérmico). Autor José A. Manrique. Editorial Harla S.A: de CV Mexico, 1984

Con la siguiente ecuación se puede calcular la longitud del día solar:

$$T_d = \frac{2}{15} \cos^{-1}(-\tan\phi * \tan\delta)$$

Donde:

ϕ =Latitud del lugar

δ =Declinación

Declinación (δ)

Define la posición angular del Sol al mediodía solar, es decir, en el momento en que el Sol está más alto en el firmamento con respecto al plano del ecuador, también la declinación se puede definir como un índice del alejamiento que experimenta el Sol hacia el norte o hacia el sur del ecuador, este parámetro, que depende del día del año se puede calcular de las siguientes expresiones:

Ecuación de la declinación según Cooper (1969)

$$\delta = 23.45 * \text{seno} \left(360 * \frac{284 + n}{365} \right)$$

Donde:

n= día del año

Ecuación de la declinación según J. M. Chassériaux (1984)

$$\text{seno}(\delta) = 0.3979 * \text{seno}(JD)$$

Donde:

$$JD = JD_o + \frac{360}{2\pi} \left(0.007133 * \text{seno}(JD_o) + 0.032680 * \cos(JD_o) - 0.000318 * \text{seno}(2 * JD_o) + 0.000145 * \cos(2 * JD_o) \right)$$

$$JD_o = (n - 81) * \frac{360}{365}$$

Ángulo horario (ω)

Obtiene el valor de cero al mediodía solar y adquiere un valor de 15° de longitud por cada hora, siendo positivo en las mañanas y negativo por las tardes.

Ángulo de la altura solar (α ; h)

$$\text{seno}(\alpha) = \cos \Phi * \cos \delta * \cos \omega + \text{seno} \Phi * \text{seno} \delta$$

Donde:

Φ =Latitud del lugar

δ =Declinación

ω = Ángulo horario

Ángulo azimut del Sol (γ)

$$\text{seno}(\gamma) = \frac{\cos\delta * \cos\omega}{\cos\alpha}$$

Donde:

δ =Declinación

ω = Ángulo horario

α =Ángulo de la altura solar

Ángulo de horas de asoleamiento (ω_s)

$$\cos \omega_s = - \frac{\text{seno}(\Phi) * \text{seno}(\delta)}{\cos(\Phi) * \cos(\delta)}$$

$$\cos \omega_s = - \tan(\Phi) * \tan(\delta)$$

Donde:

Φ =Latitud del lugar

δ =Declinación

Radiación en el exterior de la atmosfera para la misma localidad, en el periodo promedio.(H_o)

Ecuación de la radiación exterior de la atmosfera según Jhon A. Duffie(1974)

$$H_o = \frac{24}{\pi} * I_{sc} * \left[\left(1 + 0.033 * \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right) * \left(\cos(\Phi) * \cos(\delta) * \sin(\omega_s) + \frac{2\pi * \omega_s}{360} * \sin \Phi \sin \delta \right) \right]$$

Donde:

I_{sc}, E_o = constante solar (1353 W/m²)

n = día del año

ω_s = Ángulo de horas de asoleamiento; ángulo horario de puesta del sol durante el periodo considerado.

Φ =Latitud del lugar

δ =Declinación

Ecuación de la radiación exterior de la atmosfera según J. M. Chassériaux (1984)

$$H_o = \frac{24}{\pi} * E * (\omega_s * \sin \varphi * \sin \delta + \cos \varphi * \cos \delta * \sin \omega_s)$$

Donde:

ω_s =Ángulo de horas de asoleamiento; ángulo horario de puesta del sol durante el periodo considerado.

Φ =Latitud del lugar

δ =Declinación

$$E = E_o \left[1 + 0.033 * \cos \left(\frac{n * 360}{365} \right) \right]$$

Estimación de las medias mensuales de irradiación (difusa y directa)

Liu y Jordan (1960) han establecido una relación empírica entre la relación de la media mensual de irradiación difusa \hat{H}_d y \hat{H} , y la media mensual es la fracción de irradiación \check{K}_h :

$$\frac{\overline{H_d}}{\overline{H}} = 1.390 - 4.027 * \overline{K}_h + 5.531 * \overline{K}_h^2 - 3.018 * \overline{K}_h^3$$

Este resultado ha sido frecuentemente utilizado pero ha suscitado muchas críticas:

- Ha sido obtenido con un valor erróneo de la constante solar: 1394 W/m².
- En la ecuación de más arriba haría falta entonces reemplazar \check{K}_h por $\check{K}_h 1394/1353$.
- Las mediciones de la radiación difusa que han sido utilizadas han sido efectuadas con un piranómetro de anillos que subestima la radiación difusa.
- Haría falta tener en cuenta un efecto estacional.

En efecto, la intensidad de la radiación difusa depende de la masa atmosférica que, en promedio, es más grande en invierno que en verano en el hemisferio norte.

Teniendo en cuenta estos diversos factores Collares-Pereira y Rabl (1979) han propuesto la siguiente relación:

$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} = 0.775 + 0.347 * \left(\bar{\omega}_s - \frac{\pi}{2} \right) - \left[0.505 + 0.261 * \left(\bar{\omega}_s - \frac{\pi}{2} \right) \right] * \cos(2\bar{K}_h - 1.8)$$

Donde:

ω_s =Ángulo de horas de asoleamiento; ángulo horario de puesta del sol durante el periodo considerado.(radianes)

\hat{H}_d = Irradiación difusa promedio mensual

$\hat{H}; H_G$ = Radiación total promedio mensual

\check{K}_h = Fracción de irradiación promedio mensual

$$\bar{K}_h = \frac{\bar{H}}{\bar{H}_o}$$

Donde:

\hat{H}_o = Radiación promedio mensual fuera de la atmosfera.

Si se conoce \hat{H} , es fácil deducir \check{K}_h y luego \hat{H}_d y \hat{H}_b .

$$\bar{H}_b = \bar{H} - \bar{H}_d$$

Donde:

\hat{H}_b = Irradiación directa promedio mensual

En primera aproximación puede igualmente suponerse que la relación de Collares-Pereira y Rabl es válida no sólo para los promedios mensuales, sino también para los valores diarios H_d , H , ω_s y K_h . correlaciones diarias han sido igualmente observadas directamente para esas magnitudes pero los puntos de medición son evidentemente más dispersos y es difícil poner en evidencia un efecto estacional. El resultado siguiente ha sido obtenido por Collares – Pereira y Rabl (1979)

$$\frac{H_d}{H} = \begin{cases} 0.99 & \rightarrow K_h \leq 0.17 \\ 1.188 - 2.272K_h + K_h^2 - 21.865K_h^3 + 14.648K_h^4 & \rightarrow 0.17 < K_h \leq 0.75 \\ -0.54 + 0.632K_h & \rightarrow 0.75 < K_h \leq 0.80 \\ 0.2 & \rightarrow K_h \geq 0.80 \end{cases}$$

Radiación instantánea sobre superficies horizontales

Para evaluar el comportamiento térmico a lo largo del día de un sistema de conversión de energía solar, se hace necesario conocer también los valores instantáneos de radiación total H_T sobre cualquier superficie. Aun cuando obviamente estos valores pueden determinarse experimentalmente, en muchas circunstancias no se dispone de la instrumentación necesaria; o más comúnmente, se desea que sean valores representativos de un día típico, evitándose así la irregularidad de las condiciones meteorológicas que puedan prevalecer en un día específico.

A la luz de los conceptos enunciados anteriormente defínanse ahora los siguientes factores de conversión:

$$r_d = \frac{I_{d,h}}{\bar{I}_{d,h}}$$

Donde:

$I_{d,h}$ es la componente de la radiación difusa sobre un plano horizontal en cualquier instante

$$r_G = \frac{H_G}{\bar{H}_G}$$

Donde:

H_G es la radiación global en cualquier instante

Los factores r_d y r_G dependen fundamentalmente de dos variables: la hora del día, expresada por medio del ángulo horario ω ; y la hora crepúsculo expresada en términos del ángulo horario ω_s . Liu y Jordan han mostrado que r_d puede evaluarse mediante la relación.

$$r_d = \frac{\pi}{T} \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \omega_s \cos \omega_s}$$

Donde:

T = Longitud del día = 24 horas

ω_s = Ángulo de horas de asoleamiento; ángulo horario de puesta del sol durante el periodo considerado.

ω = Ángulo horario

Similarmente, el factor de conversión r_G puede calcularse mediante la relación:

$$r_G = \frac{\pi}{T} (a + b \cos \omega) \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \omega_s \cos \omega_s}$$

De donde los parámetros a y b están dados por la expresiones

$$a = 0.409 + 0.5016 \sin(\omega_s - 1.047)$$

$$b = 0.6609 + 0.4767 \sin(\omega_s - 1.047)$$

C. Radiación diaria promedio sobre superficies inclinadas

Existen varios modelos para calcular la radiación total diaria promedio sobre una superficie inclinada a partir de datos de radiación diaria promedio sobre un plano horizontal. Uno de ellos es el desarrollado por Liu y Jordan el cual considera que la radiación solar incidente en un plano inclinado, H_T , está formada por tres partes: la radiación directa del Sol, la difusa procedente de la bóveda celeste y la reflejada por el suelo sobre la superficie inclinada, es decir:

$$\bar{H}_T = \bar{H}_b \bar{R}_b + \bar{H}_d \bar{R}_d + (\bar{H}_b + \bar{H}_d) \bar{R}_\rho$$

Donde:

\hat{H}_T ; G_T = Radiación promedio mensual sobre un plano inclinado.

\hat{H}_d ; \bar{I}_{dh} ; D = Irradiación difusa promedio mensual

\hat{H}_b ; \bar{I}_{bh} ; \bar{I}_h = Irradiación directa promedio mensual

\bar{R}_b = Coeficiente de conversión para la componente de radiación directa.

\bar{R}_d = Coeficiente de conversión para la componente de radiación difusa.

\bar{R}_ρ = Coeficiente de conversión para la componente de radiación reflejada.

El factor \bar{R}_b es una función de la transmitancia de la atmosfera y depende de la nubosidad atmosférica, la concentración de vapor de agua y otras partículas. Sin embargo, Liu y Jordan sugieren que \bar{R}_b puede estimarse como el cociente de la radiación extraterrestre sobre una superficie inclinada y la correspondiente a una superficie horizontal para el mes en cuestión, así:

$$\bar{R}_b = \frac{\omega'_s \sin(\delta) \sin(\phi - S) + \cos \delta \cos(\phi - S) \sin(\omega'_s)}{\omega_s \sin(\delta) \sin(\phi) + \cos \delta \cos(\phi) \sin(\omega_s)}$$

Donde:

$$\omega'_s = \text{mínimo} \left\{ \begin{array}{l} \omega_s \\ \cos^{-1}[-\tan(\phi - S) \tan \delta] \end{array} \right.$$

S= ángulo de inclinación de la superficie

ω_s =Ángulo de horas de asoleamiento; ángulo horario de puesta del sol durante el periodo considerado.(radianes)

Φ =Latitud del lugar

δ =Declinación

Ecuación del factor \bar{R}_b según J. M. Chassériaux (1984)

$$\bar{R}_b = \frac{\cos \theta}{\sin \alpha}$$

De donde el ángulo de incidencia θ de la radiación directa queda definido como el ángulo ente la normal a la superficie y el haz de radiación. La relación entre θ y los otros ángulos está dada por la expresión:

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \sin \delta \sin \phi \cos s - \sin \delta \cos \phi \sin s \cos \gamma_s + \cos \delta \cos \phi \cos s \cos \omega \\ & + \cos \delta \sin \phi \sin s \cos \gamma_s \cos \omega + \cos \delta \sin s \sin \gamma_s \sin \omega \end{aligned}$$

Donde:

s = ángulo de inclinación de la superficie

ω_s =Ángulo de horas de asoleamiento; ángulo horario de puesta del sol durante el periodo considerado.

Φ =Latitud del lugar

δ =Declinación

γ_s = azimut de la superficie inclinada que forma un ángulo con respecto a la línea norte-sur

Se puede dar ahora varios casos particulares a la anterior ecuación que son de interés:

a) Superficie horizontal. En este caso $s = 0^\circ$ y $\theta = \theta_z$

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega$$

b) Superficie inclinada hacia el norte

$$\cos \theta = \sin \delta \sin(\phi - s) + \cos \delta \cos(\phi - s) \cos \omega$$

c) Superficie vertical orientada hacia el norte

$$\cos \theta = -\sin \delta \cos \phi + \cos \delta \sin \phi \cos \omega$$

Por otra parte, la radiación difusa no sólo varía en intensidad dependiendo de los contenidos atmosféricos de vapor, polvo, etc., sino que también varía en distribución angular con los cambios en las condiciones atmosféricas, esto es, si se supone que es uniforme en todas las direcciones, entonces puede demostrarse que el cociente de la radiación difusa incidente sobre una superficie inclinada un ángulo s , y la radiación difusa incidente sobre una superficie horizontal es igual a $(1 + \cos s)/2$. Dado que este cociente es independiente de la posición del Sol en el firmamento.

$$\bar{R}_d = \frac{1 + \cos(s)}{2}$$

Donde:

s : ángulo de la superficie inclinada.

Similarmente, dado que la mayoría de los materiales que constituyen el suelo (césped o pasto, arena, tierra, etc.) reflejan la radiación solar de una manera más o menos difusa, aquí se supondrá que la reflexión es perfectamente difusa. En consecuencia considérese que el suelo localizado frente a la superficie inclinada es muy grande y tiene una reflectancia hemisférica uniforme (albedo) ρ ante la radiación solar. Si la radiación global diaria promedio en el mes de \hat{H}_T , la radiación reflejada por el suelo es $\rho \hat{H}_T$, y la fracción de ésta que intercepta la superficie inclinada es:

$$\bar{R}_\rho = \frac{1 + \cos s}{2} \rho$$

Dónde:

ρ : albedo

La tabla 2.8 muestra algunos valores de albedo para distintas superficies. En la práctica se emplea un valor de 0.20 para suelos comunes y de 0.70 cuando se encuentran cubiertos de nieve.

Tabla 2.8. Albedo de distintas superficies

Superficie	Albedo
Desierto	0.24 – 0.28
Campos, varios tipos	0.03 – 0.25
Bosques, verde	0.03 – 0.10
Pasto, varias condiciones	0.14 – 0.37
Suelo, común	0.07 – 0.20
Moho, negro	0.08 – 0.14
Arena seca	0.18 – 0.40
Arena húmeda	0.09 – 0.18
Hielo o nieve	0.46 – 0.86
Agua ($\alpha = 47^\circ$)	0.02
Agua ($\alpha = 5.5^\circ$)	0.71

Fuente: J.R: Vaillant Utilisations et Promesses de t' Energie Solarie Edición Eyrolles 1978 – B. Y. H. Iliu, Jordan “Dailiy Insolation on Surfaces Tilted tpar the Equator” ASHRAE

1. Aspectos de la transferencia de calor

1.1. Principios de conducción y convección

Conducción: Es la más sencilla de entender, consiste en la transferencia de calor entre dos puntos de un cuerpo que se encuentran a diferente temperatura sin que se produzca transferencia de materia entre ellos.

Ejemplo:

Tengo una barra metálica con un extremo a 80°C y otro a temperatura ambiente, si no tengo ninguna otra influencia externa y el extremo caliente se mantiene a 80°C , habrá una transferencia de calor por conducción desde el extremo caliente hacia el frío incrementando la temperatura de este último

Convección: En este sistema de transferencia de calor interviene un fluido (gas o líquido) en movimiento que transporta la energía térmica entre dos zonas.

La transmisión de calor por convección puede ser:

- **Forzada:** a través de un ventilador (aire) o bomba (agua) se mueve el fluido a través de una zona caliente y éste transporta el calor hacía la zona fría.
- **Natural:** el propio fluido extrae calor de la zona caliente y cambia su densidad haciendo que se desplace hacía la zona más fría donde cede su calor.

Ejemplo:

Si enciendo un radiador y espero a que alcance una temperatura bastante alta, no tengo más que poner una mano encima (a una distancia prudencial) para ver que existe un flujo de aire por convección natural. El aire alrededor del radiador se calienta disminuyendo su densidad, por lo tanto, al pesar menos que el aire ambiente, fluye hacia arriba dando paso a un “aire de renovación” alrededor del radiador, reiniciando el proceso de forma cíclica

Radiación: Es el calor emitido por un cuerpo debido a su temperatura, en este caso no existe contacto entre los cuerpos, ni fluidos intermedios que transporten el calor. Simplemente por existir un cuerpo A (sólido o líquido) a una temperatura mayor que un cuerpo B existirá una transferencia de calor por radiación de A a B.

Para que este fenómeno se perciba es necesario **un cuerpo a una temperatura bastante elevada** ya que la transferencia térmica en este caso depende de la diferencia de temperaturas a la cuarta potencia: $T_a^4 - T_b^4$.

El cuerpo negro: Un cuerpo negro es un objeto teórico o ideal que absorbe toda la luz y toda la energía radiante que incide sobre él. Nada de la radiación incidente se refleja o pasa a través del cuerpo negro. A pesar de su nombre, el cuerpo negro emite luz y constituye un sistema físico idealizado para el estudio de la emisión de radiación electromagnética. El nombre cuerpo negro fue introducido por Gustav Kirchhoff en 1862. La luz emitida por un cuerpo negro se denomina radiación de cuerpo negro.

Todo cuerpo emite energía en forma de ondas electromagnéticas, siendo esta radiación, que se emite incluso en el vacío, tanto más intensa cuando más elevada es la temperatura del emisor. La energía radiante emitida por un cuerpo a temperatura ambiente es escasa y corresponde a longitudes de onda superiores a las de la luz visible (es decir, de menor frecuencia). Al elevar la temperatura no sólo aumenta la energía emitida sino que lo hace a longitudes de onda más cortas; a esto se debe el cambio de color de un cuerpo cuando se calienta. Los cuerpos no emiten con igual intensidad a todas las frecuencias o longitudes de onda, sino que siguen la ley de Planck.

A igualdad de temperatura, la energía emitida depende también de la naturaleza de la superficie; así, una superficie mate o negra tiene un poder emisivo mayor que una superficie brillante. Así, la energía emitida por un filamento de carbón

incandescente es mayor que la de un filamento de platino a la misma temperatura. Ley de Kirchhoff establece que un cuerpo que es buen emisor de energía es también buen absorbente de dicha energía. Así, los cuerpos de color negro son buenos absorbentes.

Propiedades de las superficies opacas

Las superficies opacas pueden absorber o reflejar la radiación incidente. Generalmente, las superficies mates y rugosas absorben más calor que las superficies brillantes y pulidas, y las superficies brillantes reflejan más energía radiante que las superficies mates. Además, las sustancias que absorben mucha radiación también son buenos emisores; las que reflejan mucha radiación y absorben poco son malos emisores. Por eso, los utensilios de cocina suelen tener fondos mates para una buena absorción y paredes pulidas para una emisión mínima, con lo que maximizan la transferencia total de calor al contenido de la cazuela.

Algunas sustancias, entre ellas muchos gases y el vidrio, son capaces de transmitir grandes cantidades de radiación. Se observa experimentalmente que las propiedades de absorción, reflexión y transmisión de una sustancia dependen de la longitud de onda de la radiación incidente. El vidrio, por ejemplo, transmite grandes cantidades de radiación ultravioleta, de baja longitud de onda, pero es un mal transmisor de los rayos infrarrojos, de alta longitud de onda. Una consecuencia de la distribución de Planck es que la longitud de onda a la que un cuerpo emite la cantidad máxima de energía radiante disminuye con la temperatura. La ley de desplazamiento de Wien, llamada así en honor al físico alemán Wilhelm Wien, es una expresión matemática de esta observación, y afirma que la longitud de onda que corresponde a la máxima energía, multiplicada por la temperatura absoluta del cuerpo, es igual a una constante, 2.878 micrómetros-Kelvin. Este hecho, junto con las propiedades de transmisión del vidrio antes mencionadas, explica el calentamiento de los invernaderos. La energía radiante del Sol, máxima en las longitudes de onda visibles, se transmite a través del vidrio y entra en el invernadero. En cambio, la energía emitida por los cuerpos del interior del invernadero, predominantemente de longitudes de ondas mayores, correspondientes al infrarrojo, no se transmiten al exterior a través del vidrio. Así, aunque la temperatura del aire en el exterior del invernadero sea baja, la temperatura que hay dentro es mucho más alta porque se produce una considerable transferencia de calor neta hacia su interior.

2. El colector solar

2.1. Generalidades y clasificación

Tipos de colectores solares

Los colectores solares térmicos son dispositivos capaces de captar la radiación solar y transmitírsela a un fluido, para su posterior aprovechamiento.

Los colectores solares se dividen en dos grandes grupos:

1. Los Colectores Solares sin concentración: Los cuales no superan los 70° C aproximadamente, por lo que son usados en las aplicaciones de la energía solar térmica de baja temperatura. Un ejemplo de aplicación sería la producción de agua caliente sanitaria.

Estos colectores se caracterizan por no poseer métodos de concentración, por lo que la relación entre la superficie del colector y la superficie de absorción es prácticamente la unidad.

- **Colector solar de Placa Plana:** En general un colector de placa plana actúa como un receptor que recoge la energía procedente del Sol y calienta una placa. La energía almacenada en la placa es transferida al fluido. Usualmente, estos colectores poseen una cubierta transparente de vidrio o plástico que aprovecha el efecto invernadero, formado por una serie de tubos de cobre, los cuales expuestos al sol absorben la radiación solar y se la transmiten al fluido que atraviesa su interior. Su aplicación es la producción de agua caliente sanitaria, climatización de piscinas y calefacción.

- **Colectores de Aire:** Son colectores de tipo plano cuya principal característica es tener como fluido caloportador el aire. No tienen una temperatura máxima límite (los procesos convectivos tienen una menor influencia en el aire) y trabajan mejor en condiciones de circulación normal, pero en contraposición poseen una baja capacidad calorífica y el proceso de transferencia de calor entre placa y fluido es malo. Su aplicación principal es la calefacción.

- **Colectores de Vacío:** Van dotados de una doble cubierta envolvente, herméticamente cerrada, aislada del interior y del exterior, y en la cual se ha hecho el vacío. Su finalidad es la de reducir las pérdidas por convección. Son más caros, además de perder el efecto del vacío con el paso del tiempo. Su

aplicación principal es la producción de agua caliente sanitaria y climatización de piscinas.

- **Tubos de Calor:** Poseen una simetría cilíndrica, formados por dos tubos concéntricos; uno exterior de vidrio y uno interior pintado de negro o con pintura selectiva. El fluido circula por el tubo del interno. Su aplicación principal es la calefacción.

- **Colectores Cónicos o esféricos:** Su principal característica es que constituyen simultáneamente la unidad de captación y de almacenamiento. Su superficie de captación es cónica o esférica con una cubierta de vidrio de la misma geometría. Con estas geometrías se consigue que la superficie iluminada a lo largo del día, en ausencia de sombra, sea constante. Su instalación es sencilla, pero presentan problemas de estratificación del agua y la superficie útil de captación es pequeña. Su aplicación principal es la producción de agua caliente sanitaria.

2. **Los Colectores Solares de Concentración:** Los cuales, haciendo uso de los métodos de concentración de la óptica, son capaces de elevar la temperatura de fluido a más de 70° C. Estos se aplican en la energía solar térmica de media y alta temperatura. Podemos encontrar ejemplos de estos en la central solar térmica de Almería (España), en Grenoble (Francia) y en California.

Usan sistemas especiales con el fin de aumentar la intensidad de la radiación sobre la superficie absorbente y de este modo conseguir altas temperaturas en el fluido caloportador. La principal complicación que presentan es la necesidad de un sistema de seguimiento para conseguir que el colector esté permanentemente orientado en dirección al Sol.

- **Concentradores cilíndricos:** Su superficie reflectora es la mitad de un cilindro. Su aplicación principal es la producción de vapor en una central térmica
- **Concentradores paraboloideos:** Su superficie reflectora presenta una geometría de paraboloides de revolución. Su aplicación principal es la producción de vapor en una central térmica.

2.2.4. Efecto Invernadero

La radiación electromagnética, al incidir sobre un cuerpo, puede ser total o parcialmente absorbida. Otra parte puede reflejarse y una tercera, atravesar el

cuerpo en cuestión. La proporción relativa en que se producen tres efectos anteriores depende de la naturaleza del cuerpo, del estado de la superficie, del espesor atravesado, de la longitud de onda de la radiación y del ángulo de incidencia del rayo con respecto a la superficie del cuerpo.

La energía contenida en la parte de la radiación que es absorbida hace que el cuerpo se caliente y emita a su vez radiación, cuya longitud de onda predominante dependerá de la temperatura de éste. Llamamos cuerpo transparente al que deja pasar a su través de la radiación electromagnética.

Algunos cuerpos son transparentes sólo para ciertas zonas del espectro electromagnético, pero resultan opacos para otras. El vidrio, por ejemplo, es transparente entre $0.3 \mu\text{m}$ y $3 \mu\text{m}$, apareciendo opaco para una mayor longitud de onda.

La mayor parte del espectro de la radiación solar está comprendido entre $0.3 \mu\text{m}$ y $2.4 \mu\text{m}$, por lo que la luz solar atraviesa el vidrio sin mayor problema (una pequeña parte es reflejada en su superficie y otra absorbida en su interior en mayor o menor grado, según el espesor).

En un típico colector de placa plana cuya cubierta sea de vidrio el absorbedor, que es la parte del colector, generalmente metálica, en donde se efectúa la conversión de energía electromagnética en térmica, está situado bajo la cubierta y a unos pocos centímetros de distancia de ésta.

Después de atravesar el vidrio, la radiación llega a la superficie del absorbedor, el cual se calienta y emite a su vez radiación con una longitud de onda más o menos comprendida entre $4.5 \mu\text{m}$ y $7.2 \mu\text{m}$, para la cual el vidrio es opaco.

Así, la radiación emitida por el absorbedor y devuelta hacia el vidrio de la cubierta es reflejada en un pequeño porcentaje por la superficie interior de dicho vidrio, pero el resto es absorbida, no consiguiendo escapar al exterior. Ahora es el propio vidrio quien se calienta y comienza también a emitir radiación. Aproximadamente la mitad de esta radiación se difunde hacia el exterior, perdiéndose, pero la otra mitad vuelve hacia el interior y contribuye así a calentar aún más la superficie del absorbedor. Es este último fenómeno lo que se conoce como efecto invernadero.

Ciertos plásticos tienen propiedades análogas a las del vidrio, y se pueden

igualmente ser utilizados como cubiertas de los colectores. Aparte de producir el efecto invernadero, la cubierta transparente modifica las transferencias térmicas por convección ente el absorbedor y el ambiente exterior, reduciéndolas considerablemente, lo que es muy positivo.

2.2.4.1. Funcionamiento de los colectores de placa plana

Consideremos un colector expuesto al sol sin ninguna circulación de fluido en su interior. La temperatura del absorbedor se elevará progresivamente y también las pérdidas por conducción, convección y radiación, pues crecen con la temperatura.

Llega un momento en que dichas pérdidas son iguales a la energía que el absorbedor recibe del Sol y su temperatura se estabiliza: se alcanza la temperatura de equilibrio estática.

Dicha temperatura depende de las condiciones exteriores: cuando más frío sea el ambiente, más baja será. Por eso, lo que en la práctica importa no es la temperatura de equilibrio del absorbedor, sino la diferencia entre ésta y la temperatura exterior, t_a , en los alrededores del colector.

Asimismo, la velocidad del viento es otro factor que influye notablemente, ya que cuanto mayor sea, mayores serán las pérdidas de calor por convección, con la consiguiente disminución de la temperatura del absorbedor.

Si ahora permitimos circular el fluido caloportador por el interior del colector, entrando por un orificio y saliendo por otro, dicho fluido, al pasar en contacto con la parte interior del absorbedor, va tomando calor del mismo y aumentará de temperatura a expensas de la del absorbedor, la cual irá disminuyendo.

Si mantenemos la circulación del fluido bajo condiciones estacionarias o constantes, llegará un momento en que se volverá a alcanzar una nueva temperatura de equilibrio dinámica, t° , que se mantendrá mientras no varíen las condiciones de radiación y demás factores influyentes.

La temperatura t° que puede alcanzar el fluido es siempre menor que la del absorbedor, debido a las características físicas propias del fenómeno de la conducción del calor, que es la forma en que éste se transmite entre ambos.

Aunque, en rigor, la temperaturas t° no es la misma en todos los puntos del

fluido que circula bajo el absorbedor, siempre se usa una temperatura media, la cual se comprueba experimentalmente que puede identificarse con la semisuma de las temperaturas del fluido caloportador a la entrada, t°_e y a la salida t°_s del colector.

$$t^{\circ}_m = (t^{\circ}_e + t^{\circ}_s)/2$$

Por lo tanto, la diferencia Δt° entre la temperatura media del fluido y la del ambiente será:

$$\Delta t^{\circ} = \left[(t^{\circ}_e + t^{\circ}_s)/2 \right] - t^{\circ}_a$$

Cuando el colector está funcionando normalmente, siempre ha de cumplirse que t°_s es mayor que t°_e ya que el fluido se va calentando al pasar a través del absorbedor. Esta afirmación es válida siempre y cuando la radiación solar en ese momento sea suficiente para producir en el absorbedor una temperatura superior a la del fluido entrante, pero no lo sería si se hiciese circular el fluido por la noche o en momentos de nubosidad, pues pudiera ser que al absorbedor perdiese calor hacia el exterior, robándose al fluido que circula a su través, cosa que normalmente no es deseable.

La máxima temperatura que un colector instalado puede alcanzar será igual a la temperatura de equilibrio estática, la cual conviene conocer por dos razones:

- Cuando la instalación solar esté parada, por avería, corte del fluido eléctrico, desconexión por ausencias prolongadas u otras causas, será alcanzada la temperatura de equilibrio estática.
- La temperatura máxima teórica de utilización de la instalación y, por tanto, la máxima que podemos obtener con la misma, es siempre inferior a la temperatura de equilibrio estática.

Para poder hacer una buena elección del colector, es preciso conocer las características de los diferentes elementos que lo constituyen. Dicha información es útil para así evaluar las calidades de los colectores a instalar y elegir el más adecuado a las condiciones climáticas locales, a las características de la propia instalación a que va destinado y, desde luego al presupuesto a que ha de sujetarse.

El colector de palca plana está constituido por cuatro elementos principales, que son: el absorbedor, la carcasa, el aislamiento y la cubierta transparente.

2.2.4.2. Cubiertas transparentes

Cualidades fundamentales que deben cumplir:

- Provocar el efecto invernadero y reducir al mismo tiempo las pérdidas por convección, mejorando así el rendimiento del colector.
- Asegurar la estanquidad del colector al agua y al aire, en unión con la carcasa y las juntas.

El efecto invernadero, que ha sido anteriormente descrito, nos define las cualidades físicas que debe tener una buena cubierta:

- Poseer un alto coeficiente de transmisión de la radiación solar en la banda de $0.3 \mu\text{m}$ a $3 \mu\text{m}$. Dicho coeficiente debe conservarse con el paso de los años.
- Tener, por el contrario, un coeficiente de transmisión para las ondas largas superiores a $3 \mu\text{m}$ lo más bajo posible.
- Tener un coeficiente de conductividad térmica bajo, que dificulte el paso de calor desde la superficie interior hasta el exterior, para minimizar las pérdidas y mejorar así el rendimiento del colector.

La característica precedente obliga a su vez a tener un coeficiente de dilatación pequeño, ya que la cara interior de la cubierta se mantendrá siempre más caliente que la exterior y, por tanto, se dilatará más y habrá riesgo de rotura o deformación.

La cara interior debe tener un alto coeficiente de reflexión para la longitud de onda larga de la radiación emitida por el absorbedor, a fin de que la misma rebote en dicha cara y rebote de nuevo a ésta. No ha de mantener la suciedad adherida a la superficie exterior, para que la lluvia resbale fácilmente, asegurando un lavado eficaz.

Materiales utilizables

Los principales materiales utilizables, para las cubiertas sin el vidrio y el plástico transparentes.

Vidrio: Existen numerosas calidades de vidrio, que distinguen por su

composición química, sus características mecánicas, sus características ópticas, etc.

Propiedades ópticas de los vidrios

Se deben elegir los vidrios recocidos o templados, ya que sus propiedades ópticas no se deterioran en dichos procesos y, en cambio, sus propiedades mecánicas mejoran notablemente. La transmisión energética es función del espesor, del ángulo de incidencia y del tipo de vidrio. Sabemos que el coeficiente de transmisión energética o transmitancia del vidrio, τ , es el cociente entre la energía que lo atraviesa y la que incide sobre él.

$$\tau = \frac{\text{Energía que atraviesa el vidrio}}{\text{Energía incidente sobre el vidrio}}$$

Lógicamente, la transmitancia de un vidrio será siempre menor que la unidad. Para una determinada calidad de vidrio, se han obtenido los resultados recogidos en la Tabla 2.9.

Tabla 2.9. Coeficiente de transmisión energética (%) en función del ángulo de incidencia del haz de rayos con la normal a la superficie del vidrio

Espesor (mm)	Transmitancia					
	0°	15°	30°	45°	60°	75°
3	86	86	86	84	77	54
4	85	84.5	84	82	75	54
5	83	83	82.5	80	73.5	51
6	81.5	81	81	78.5	72	50

Fuente: Instalaciones de energía solar-Editorial Progensa

La transmisión energética depende también de la estructura de la superficie. Por ejemplo, para un vidrio de 4 mm de espesor, podemos observar en la tabla 2.9 la diferencia según el tipo de superficie que se trate.

Tabla 2.10.

Aspecto de la superficie	Transmitancia (%) en función del ángulo de incidencia con la normal				
	0°	15°	30°	45°	60°
Vidrio claro amartillado	85	84.5	84	82	75
	84	84	83	81	72

Fuente: Instalaciones de energía solar-Editorial Progensa

La composición química del vidrio tiene influencia sobre el factor de transmisión energética solar. Dicha influencia puede hacer recomendable una determinada composición química, en especial un porcentaje bajo en sale de hierro.

Propiedades mecánicas de los vidrios

Las cubiertas de los colectores deben resistir la presión del viento, el peso del hielo y la nieve, los choques del granizo, etc. Otro aspecto menos tenido en cuenta, pero importante, es el riesgo de rotura espontánea del vidrio, bajo el efecto de las contracciones internas debidas a las diferentes temperaturas de los distintos puntos de la cubierta. Esto ocurre, por ejemplo, cuando la cubierta está parcialmente tapada por la nieve, ya que la parte libre se calienta, mientras que la que está bajo la nieve permanece en torno de 0°C, debido al contacto con ésta.

La resistencia de un volumen de vidrio sometido a todas esas contracciones térmicas depende del estado de sus bordes. Estos deberán ser lo más perfectos posibles y no presentar defectos importantes que provoquen el principio de la rotura.

Para evitar este riesgo existen dos soluciones: mejorar la resistencia de los bordes o aumentar la resistencia del volumen mediante un tratamiento apropiado.

Para aumentar la resistencia de los bordes es suficiente proceder a efectuar un corte lo más perfecto posible y para aumentar la resistencia del volumen se le somete a la operación de templado térmico lo que da las siguientes

ventajas: mayor resistencia a la rotura, mayor resistencia a la flexión, gran resistencia a las contracciones de origen térmico y fragmentación segura.

Una fórmula sencilla para calcular el espesor mínimo e , en milímetros, que debe tener el vidrio de la cubierta de un colector para asegurar su resistencia mecánica frente a la acción del viento, es la siguiente:

$$e = k(Sp)^{0.5}$$

Dónde:

$k=0.09$; si se trata de un vidrio templado

$k=0.12$; si no es un vidrio templado

S ; es la superficie del vidrio

P ; presión normal máxima del viento (1500 pascales)

Materias plásticas

Ciertos materiales plásticos tienen propiedades ópticas análogas a las del vidrio, es decir, son transparentes a las radiaciones de onda de $3 \mu\text{m}$, aproximadamente, y opacos a las radiaciones de onda larga superiores, pudiendo servir, pues, para la construcción de cubiertas transparentes de los colectores, a fin de obtener el efecto invernadero.

El conjunto de plásticos presenta, no obstante, algunas características generales:

- Poco peso, facilitando el mantenimiento en caso de sustitución.
- Poca fragilidad, por lo que disminuyen los riesgos durante el transporte, colocación y operaciones de mantenimiento.
- Mala conductividad térmica, lo que permite una temperatura de la cara externa menor, con la consiguiente reducción de las pérdidas por radiación y convección.
- Coeficiente de dilatación lineal importante. Esta característica provoca el abombamiento de las placas gruesas, pues las caras posteriores estarán más calientes que las anteriores.
- Mala resistencia a las temperaturas elevadas.
- Dureza poco elevada, rayándose con facilidad.
- Numerosos plásticos sufren inestabilidad química y deterioros físicos bajo la acción de los agentes exteriores.

Se han efectuado progresos considerables en la resistencia de los plásticos a estas acciones destructivas, con incorporaciones de inhibidores, construcción de cubiertas de varias capas, o incluyendo debajo de la cubierta una película que detiene los rayos ultravioletas.

2.2.4.3. Absorbedor por fluido caloportador líquido

El absorbedor tiene por misión recibir la radiación solar, transformarla en calor y transmitirla al fluido caloportador.

Constitución del absorbedor. Formas y materiales

Existen diferentes modelos de absorbedores, los más usuales son los siguientes:

- Dos placas metálicas, separadas algunos milímetros, entre las cuales circula el fluido caloportador.
- Una placa metálica, que es el absorbedor propiamente dicho, sobre la cual están soldados o embutidos los tubos por los que circula el fluido caloportador.
- Tipo denominado comercialmente "Roll-Bond", de cobre o aluminio.
- Absorbedores en plástico, usados casi exclusivamente en temperado de piscinas.

Revestimiento del absorbedor

Es conveniente que la cara del absorbedor expuesta al sol esté recubierta de un revestimiento especialmente elegido para absorber bien los rayos solares.

Se utilizan dos procedimientos: pinturas y superficies selectivas. Conviene recordar los conceptos de emisividad ϵ y absorptividad α pues son los parámetros que tipifican a las pinturas y recubrimientos de los absorbedores solares.

Las pinturas, de color negro u oscuro, absorben muy bien la radiación solar, pero tiene un coeficiente de emisión sensiblemente igual al de absorción. Dicho de otra forma, las pérdidas por emisión de radiación son bastante elevadas y crecen rápidamente con la temperatura, por lo que estos revestimientos no son indicados para usar a temperaturas muy elevadas.

Para paliar los anteriores inconvenientes, se han buscado otros revestimientos que tengan también un buen coeficiente de absorción de la radiación solar pero con un coeficiente de emisión más bajo.

Por esta diferencia de valor entre el coeficiente de absorción (0.8 ó 0.9) y el de emisión (0.06 a 0.15), se les llama a dichos revestimientos “superficies selectivas”.

No existen materiales simples que tengan esta propiedad. Las diferencias entre los dos coeficientes se obtienen por superposición de varias capas o tratamientos especiales de las superficies.

Características que debe cumplir el absorbedor

Teniendo en cuenta la importancia primordial del absorbedor en la eficacia del colector, es preciso prestar una gran atención a sus características y a la calidad de los materiales que los componen.

Tratamiento de las superficies

Las pinturas son más económicas que las superficies selectivas. Tienen, en general, un mejor comportamiento térmico global a la radiación solar para temperaturas cercanas a las del ambiente. El peor inconveniente es que la mayor parte de las pinturas se estropean por la acción continuada de la radiación ultravioleta y a causa de las variaciones de temperatura entre el día y la noche. Muchas forman ampollas, se descaman y pierden una gran parte de sus cualidades térmicas, por lo que es preciso renovarlas periódicamente.

Las superficies selectivas tienen en general un mejor comportamiento. Después de los ensayos acelerados que se han practicado, se estima que puedan durar más de 10 años. La mayor parte de fabricantes proporcionan una garantía de 10 años, pero algunas pierden con el tiempo una parte de sus propiedades de absorción o de selectividad, por lo que deben inspeccionarse periódicamente, o usar tratamientos selectivos que hayan sido ensayados y homologados por organismos competentes.

El principal inconveniente de los tratamientos selectivos es su precio, que suele ser muy elevado.

También existen recubrimientos selectivos que se pueden aplicar

directamente, mediante spray sobre la superficie de los absorbedores, después de una adecuada preparación de ésta.

Pérdida de carga

Otro punto a tener en cuenta es la pérdida de carga en el circuito del absorbedor del fluido caloportador.

Si la instalación debe funcionar por termosifón, es preciso que la pérdida de carga del colector no supere los 3 mm de columna de agua por cada m² del colector, para que la circulación entre la entrada y la salida sea buena, ya que en caso contrario el movimiento será lento y se producirá una diferencia de temperatura elevada, con lo que la eficacia global del equipo se verá afectada negativamente.

En caso de circulación forzada, la pérdida de carga del circuito del absorbedor no suele ser un factor crítico.

Corrosión interna

El tercer punto es la resistencia a la corrosión interna del circuito del fluido caloportador. En las instalaciones clásicas sanitarias, el cobre se pone siempre después del tubo de acero, es decir, el sentido de la circulación del fluido es tal que primero pasa por los elementos de acero y luego por los de cobre. En un circuito de instalación solar no hay antes ni después, puesto que se trata de un circuito cerrado, por lo que no se debe mezclar el cobre y el hierro. Los circuitos mixtos cobre – hierro están totalmente desaconsejados, a fin de evitar la corrosión de este último. Asimismo, el aluminio o sus aleaciones no deberán usarse en circuitos abiertos.

Hay que considerar también que el fluido caloportador, aunque originalmente no sea corrosivo, puede sufrir degradaciones químicas debidas a la temperatura que lo hagan corrosivo para el circuito. Tengamos en cuenta que en una instalación puesta fuera de servicio en el verano la temperatura del absorbedor puede llegar a más de 150°C, según la calidad del equipo.

Capacidad del absorbedor

La inercia térmica del absorbedor indica la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura del mismo y del fluido caloportador que contiene, en un

tiempo determinado. Está, pues, ligada a la capacidad del absorbedor, por lo que interesa reducir ésta al mínimo, en especial en zonas en las que haya frecuente alternancia entre radiación directa y la presencia de nubes. En tales condiciones climáticas, una fuerte inercia térmica no permite nunca al fluido caloportador alcanzar la temperatura que se logra en los períodos de radiación continuada, mientras que, si aquella es baja, se alcanza rápidamente la temperatura adecuada, el equipo se pone en funcionamiento y la regulación se encarga de que el mismo se detenga en cuanto cesa la radiación.

Homogeneidad de la circulación del fluido caloportador en el absorbedor

Si por ciertas partes del absorbedor no hay una correcta circulación del fluido caloportador, el calor aportado a estas zonas por la energía solar estará mal utilizado, la temperatura se elevará anormalmente y las pérdidas térmicas serán mayores.

Los absorbedores de doble lámina, es decir, aquellos en que el fluido caloportador circula entre dos placas metálicas, pueden presentar el inconveniente anterior si no se toman las debidas precauciones. El diseño del circuito del fluido caloportador, y particularmente las entradas y salidas, permiten prever cual será la situación que se va a presentar. Para una comprobación rigurosa será preciso controlar la temperatura en los diferentes puntos del absorbedor, con termómetros o mediante una termografía. La irregularidad de circulación del fluido influye mucho en el rendimiento del absorbedor, por lo que será preciso prestar atención a este punto.

Transmisión del calor de la placa absorbente al fluido caloportador

En los absorbedores de doble lámina, el contacto entre éstas y el fluido es excelente. No es tan bueno en los absorbedores de reja de tubería. La transmisión correcta del calor al líquido depende mucho en este caso de la conductividad y del espesor del metal de que está constituida la placa absorbente, de la separación entre los tubos y de sus diámetros, de las propiedades térmicas del líquido, del régimen laminar o turbulento de éste en los tubos y de la buena ejecución de las soldaduras o de los acoplamientos a presión.

Es conveniente asegurar de que todos los acoplamientos permanecen intactos, ya que la separación entre placa absorbidora y tubo ocasiona grandes pérdidas de rendimiento, así como la rotura de las soldaduras, por la alternancia de las dilataciones y retracciones bajo el efecto de las variaciones térmicas. Otro punto a tener en cuenta es el peligro en incrustación en el circuito cerrado o abierto. Estas incrustaciones, aunque no lleguen a impedir la circulación en el interior del absorbedor, dificultarán el correcto contacto térmico entre el metal y el fluido, con la consiguiente pérdida del rendimiento.

Entradas y salidas de fluido en el absorbedor

Hay que cuidar que las pérdidas de carga provocadas por los orificios de entrada y salida no sean altas, así como no forzar las soldaduras en esos puntos en el momento de conectar diversos colectores entre sí o con la tubería exterior, para no provocar fugas por rotura de las soldaduras.

Puentes térmicos

Es preciso asegurarse de que no existen puentes térmicos entre el absorbedor y los elementos no aislados del colector susceptibles de acarrear, en tiempo frío, pérdidas importantes, especialmente en los puntos de fijación de la carcasa. Las entradas y salidas del absorbedor deberán estar cuidadosamente aislada térmicamente.

Resistencia a la presión

Si el colector está conectado directamente a la red, debe ser capaz de soportar la presión de dicha red. Se puede pensar que esta resistencia no es precisa cuando el absorbedor está integrado en un circuito primario, en el que la circulación se hace a una presión bastante pequeña, pero incluso en este caso hay que prever las subidas accidentales de presión que pueden ocurrir por varias causas, entre las que merecen citarse:

La espontánea conexión directa del absorbedor con la red. Esto suele ocurrir cuando, por una avería, se ha perdido fluido del circuito primario y se rellena con agua de la red.

La obstrucción accidental del circuito primario, en el cual la circulación del fluido se debe a un electrocircular. Esa obstrucción puede producirse por

incrustación o por formación de tapones de hielo en las canalizaciones exteriores, en las cercanías de los colectores.

Será, por tanto, importante dotar a la instalación de los elementos de seguridad que eviten puedan producirse esas sobrepresiones que perjudiquen a los absorbedores, que suelen ser los elementos menos resistentes a la presión t también los más costosos de la instalación.

2.2.4.4. Aislamiento posterior

El absorbedor está protegido en su parte posterior contra las pérdidas térmicas por un aislamiento que debe ser muy eficaz

Tabla 2.11. Características de algunos de los aislantes más frecuentemente usados

Material	Conductividad térmica a 50°C (W/m ² K)	Temperatura máxima de utilización (°C)	Observaciones
Lana de vidrio	0.050	150	Sensibilidad a la humedad
Lana de roca	0.050	150	Sensibilidad a la humedad
Espuma de vidrio	0.057	150	
Corcho expandido	0.052	110	
Poliestireno	0.042	85	Moldeado
Poliuretano	0.027	110	Espuma

Fuente: Instalaciones de energía solar-Editorial Progensa

Se engloban de manera general bajo el término de pérdidas posteriores, todas las que no tienen lugar a través de la cara delantera, es decir, aquellas que se producen también por los lados y que incluyen las ocasionadas por puentes térmicos. Bajo esta denominación general, las pérdidas posteriores toman una importancia mucho mayor. Por ejemplo, si en un colector las calculadas a partir de las características del aislante posterior son de 0.4 W/m² °C, en la práctica llegan a tomar un valor de 1.6 W/m² °C.

Los aislantes para un colector deben algunas características especiales:

- Comportamiento con la temperatura

La temperatura en verano, con la instalación parada, puede llegar a 150°C. es preciso, por tanto, que el aislamiento posterior resista esas

temperaturas sin deteriorarse.

Algunos fabricantes, para evitar el calentamiento del aislante posterior, interponen entre el absorbedor y el aislante una lámina metálica reflectante que impide a este último recibir la radiación directa de aquel.

Esta lámina reflectante no tiene realmente un gran efecto protector del aislante posterior y se calienta por convección, alcanzando finalmente una temperatura muy semejante a la del absorbedor. Puede, no obstante, producir un efecto de reflexión sobre tubos de circulación del fluido.

- Desprendimiento de vapores

Bajo la acción del calor puede que el aislante desprenda vapores, con el riesgo de condensarse sobre la cubierta transparente. Los dos puntos a examinar son:

- Saber si el aislante al descomponerse por el calor desprende vapores.
- Saber si los vapores desprendidos pueden depositarse sobre la cubierta transparente.

- Envejecimiento

Conviene igualmente verificar que el aislamiento posterior no se degrada por envejecimiento, u otro fenómeno, a la temperatura habitual de trabajo.

- Humedad

Los aislantes pueden humedecerse por la condensación que se produce en el interior del colector, o por rotura de la cubierta, o degradación de las juntas de estanquidad de la misma, y penetración de la lluvia o de la nieve.

La lana de vidrio, por ejemplo, pierde una gran parte de sus cualidades aislantes mientras está impregnada de humedad. Tales aislantes deben ser protegidos cuidadosamente contra la penetración accidental de agua y contra las condensaciones que puedan humedecerlos.

2.2.4.5. Carcasa

La misión de la carcasa es doble: proteger y soportar los diversos elementos que constituyen el colector y actuar de enlace con el conjunto del edificio

sobre el cual se sitúa el colector, a través de los bastidores y elementos de anclaje necesarios.

Además, la carcasa debe ser capaz de cumplir estas dos funciones durante muchos años. No es aceptable reemplazar un colector, o su carcasa, antes de la vida normal de éste, que debe ser al menos de 15 años, ya que el gasto acarreado sería incompatible con una amortización normal de la instalación.

La garantía de duración de la carcasa se basa en los siguientes parámetros:

- Rigidez
- Resistencia de los elementos de fijación
- Resistencia a las variaciones de temperatura
- Resistencia a la corrosión ya la inestabilidad química
- Aireación del interior de los colectores
- Retención de agua, hielo y nieve en el exterior del colector
- Desmontaje de la cubierta transparente o de la parte superior de la carcasa, para poder acceder al absorbedor.

2.2.4.6. Estudio energético del colector de placa plana

A. Fundamentos

El colector solar es un equipo térmico sometido a condiciones de trabajo muy diversas, ya que los parámetros de los que depende varían mucho, y ni siquiera de forma sistemática ni predecible con exactitud, pues la radiación solar oscila a lo largo del día, y de un día a otro, en función de la nubosidad y la época del año.

Para poder efectuar un estudio simple del comportamiento del colector es necesario suponer unas condiciones estacionarias, esto es, unos valores medios constantes para todos los parámetros que intervienen.

Consideremos un colector inmóvil, recibiendo la radiación solar uniformemente repartida y de forma constante, por cuyo interior circula el fluido caloportador con un caudal determinado, penetrando por un orificio a una temperatura y saliendo por otro a otra temperatura superior a la de

entrada, como consecuencia de haber absorbido algo de calor a su paso por los conductos en o bajo el absorbedor.

B. Balance energético

El rendimiento de energía del colector solar es descrito por un balance de energía el cual indica la distribución de energía solar incidente es igual a la energía útil del colector más la perdidas de calor en el colector solar. El balance de energía en el colector puede ser escrito:

$$A_c H_T (\tau\alpha) = q_{util} + q_{perd} + \frac{du}{dt}$$

Dónde:

- A_c : área del colector solar (m²)
- q_{util} : calor útil que es transportado hacia el fluido de trabajo
- q_{perd} : pérdidas de calor que experimenta el colector solar
- du/dt : cambio en la energía interna almacenada en el colector.

Como se apuntó anteriormente, este último término es por lo general despreciable.

Por otra parte, se define aquí la eficiencia del colector como la fracción de la radiación solar incidente sobre su superficie que puede ser aprovechada como calor útil. Esto es

$$\eta_c = \frac{\int_0^t q_{util} dt}{\int_0^t H_T A_c dt}$$

Analizando las ecuaciones anteriores se observa que para determinar analíticamente el calor útil y/o la eficiencia de un colector solar se hace necesario calcular de antemano las pérdidas.

C. Pérdidas de calor

Las pérdidas térmicas en un colector solar pueden expresarse por una relación de la forma:

$$q_{perd} = U_L A_c (T_p - T_a)$$

Dónde:

- A_c : área del colector solar (m²)
- U_L : coeficiente total de pérdidas de calor

T_p : temperatura promedio de placa de absorción
 T_a : temperatura ambiente

Aun cuando el aspecto de la ecuación es muy simple, la evaluación numérica del coeficiente total de transferencia de calor requiere de un análisis detallado de todas las distintas pérdidas de calor. En el modelo que se presenta a continuación se harán los siguientes supuestos:

El colector solar opera en estado estable.

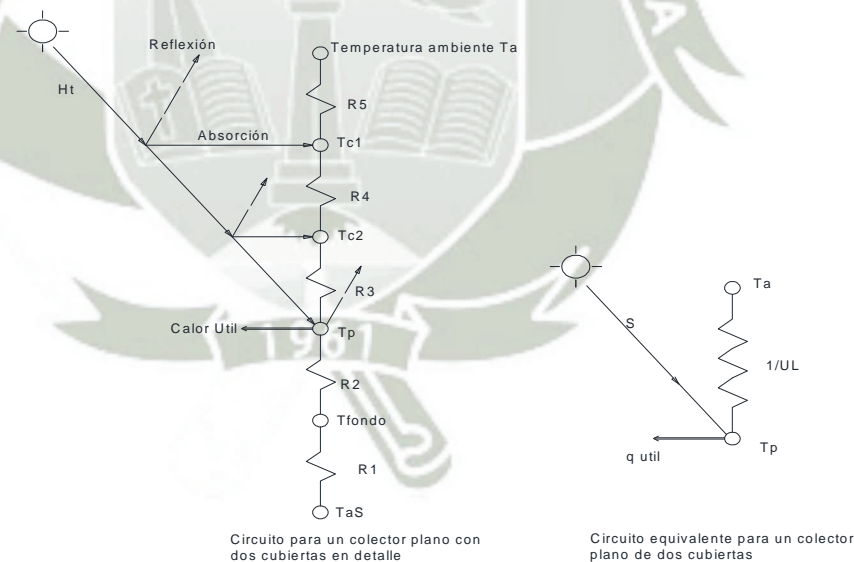
La diferencia de temperatura entre la parte superior y la inferior de la placa de absorción es despreciable.

El flujo de calor a través de las cubiertas y el fondo del colector es unidimensional.

La irradiación sobre la superficie del colector es uniforme.

El firmamento se comporta para los efectos de radiación infrarroja como un cuerpo negro a una temperatura equivalente.

Figura N° 2.27. Circuito térmico para un colector plano de dos cubiertas



La figura 2.27 muestra el circuito térmico de un colector solar con dos cubiertas y su equivalente. En este diagrama se supone que las temperaturas de la placa de absorción y de las cubiertas son uniformes. Con referencia al fondo del colector, R1 y R2 en la red constituyen, respectivamente, las resistencias a la conducción a través del aislante, y a la convección hacia el ambiente, cabe apuntar que esta última resistencia

es usualmente muy pequeña con respecto a la conducción en un colector bien asilado. En consecuencia, la conductancia térmica para el fondo del colector es:

$$U_{fondo} = \frac{1}{R_1} = \frac{k_a}{l}$$

Dónde:

K_a : conductividad térmica del aislante (W/m²K)
 l : espesor del aislante (m)

La conductancia para la parte superior del colector puede evaluarse determinando las resistencias térmicas R_3 , R_4 y R_5 . El calor se transfiere entre la placa y la cubierta inferior, así como entre las dos cubiertas por convección y radiación en forma paralela. Los mismos mecanismos de transferencia son igualmente importantes en la disipación de calor por parte de la cubierta exterior hacia el aire ambiente y el firmamento. A la luz de los conceptos anteriores y recurriendo a la ecuación puede determinarse el calor transferido entre la placa de absorción y la cubierta interior. Esto es:

Para resistencia R_3

$$q''_{sup} = \bar{h}_{c2}(T_p - T_{c2}) + \frac{\sigma(T_p^4 - T_{c2}^4)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_{c2}} - 1}$$

Dónde:

h_{c2} : coeficiente de transferencia de calor entre la placa y la segunda cubierta (W/m²K)
 ϵ_p : emitancia infrarroja de la placa
 ϵ_{c2} : emitancia infrarroja de la cubierta interior
 T_p : temperatura promedio de placa de absorción
 T_{c2} : temperatura cubierta interior

Alternativamente:

$$q''_{sup} = (\bar{h}_{c2} + h_{r2})(T_p - T_{c2}) = \frac{T_p - T_{c2}}{R_3}$$

Dónde:

H_{r2} : coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa y la segunda cubierta (W/m²K)

$$h_{r2} = \frac{\sigma(T_p + T_{c2})(T_p^2 + T_{c2}^2)}{\frac{1}{\epsilon_p} + \frac{1}{\epsilon_{c2}} - 1}$$

h_{c2} : coeficiente de transferencia de calor entre la placa y la segunda cubierta
(W/m^2K)

$$h_{c2} = \frac{Nu * k_f}{L}$$

Dónde:

k_f : conductividad térmica del fluido (W/mK)
 L : distancia entre placas (m)
 Nu : número de Nusselt

Y el número de Nusselt por convección natural entre dos planos paralelos a temperaturas diferentes y con una inclinación menor a 75° se encuentra con:

$$Nu = 1 + 1.44 \left(1 - \frac{1708}{Ra * \cos s}\right)^0 \left[1 - \frac{(\sin 1.8 * s)^{1.6} * 1708}{Ra * \cos s}\right] + \left[\left(\frac{Ra * \cos s}{5830}\right)^{1/3} - 1\right]$$

Dónde:

0 : significa que le término entre paréntesis debe ser tomado igual a cero si es negativo.
 S : ángulo de inclinación de las placas
 Ra : Numero Rayleigh

$$Ra = Gr * Pr$$

Dónde:

Gr : número de Grashof

$$Gr = \frac{\rho^2 g \beta (T_p - T_{c2}) L^3}{\mu^2}$$

Pr : número de Prandtl

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k_f}$$

Dónde:

ρ : densidad del fluido (kg/m^3)
 g : aceleración de la gravedad (m/s^2)
 β : coeficiente de dilatación volumétrica del fluido ($1/T$)
 μ : viscosidad dinámica ($kg/m s$)
 L : distancia entre placas (m)
 C_p : Calor específico del fluido ($KJ/Kg K$)
 k_f : conductividad térmica del fluido (W/mK)

En forma similar, considerando las dos cubiertas se puede determinar R_4 de la siguiente manera:

$$q''_{sup} = (\bar{h}_{c1} + h_{r1})(T_{c2} - T_{c1}) = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{R_4}$$

Dónde:

h_{r1} : coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la primera y la segunda cubierta (W/m²K)

$$h_{r1} = \frac{\sigma(T_{c1} + T_{c2})(T_{c1}^2 + T_{c2}^2)}{\frac{1}{\epsilon_{c1}} + \frac{1}{\epsilon_{c2}} - 1}$$

h_{c1} : coeficiente de transferencia de calor entre la primera y la segunda cubierta (W/m²K)

Este coeficiente se calcula de igual manera que el h_{c2} .

T_{c1} : temperatura cubierta exterior

T_{c2} : temperatura cubierta interior

ϵ_{c2} : emitancia infrarroja de la cubierta interior

ϵ_{c1} : emitancia infrarroja de la cubierta exterior

Finalmente para evaluar la resistencia R_5 puede recurrirse a la siguiente ecuación:

$$q''_{sup} = h_{c\infty}(T_{c1} - T_a) + \sigma\epsilon_{c1}(T_{c1}^4 - T_{fir}^4) = (\bar{h}_{c\infty} + h_{r.fir})(T_{c1} - T_a) = \frac{T_{c1} - T_a}{R_5}$$

Dónde:

h_{fir} : coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta y el ambiente (W/m²K)

$$h_{r.fir} = \sigma\epsilon_{c1}(T_{c1} - T_{fir})(T_{c1}^2 + T_{fir}^2) \frac{T_{c1} - T_{fir}}{T_{c1} - T_a}$$

$h_{c\infty}$: coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta y el aire de ambiente (W/m²K)

$$h_{c\infty} = 5.7 + 3.8V$$

T_{c1} : temperatura cubierta exterior

T_a : temperatura del medio ambiente

T_{fir} : temperatura efectiva del firmamento

V : velocidad del viento (m/s)

ϵ_{c1} : emitancia infrarroja de la cubierta exterior

Existen varios modelos para evaluar la temperatura equivalente del firmamento como cuerpo negro. Así, Swinbank correlaciona la temperatura del firmamento con la del ambiente mediante la expresión

$$T_{fir} = 0.0552T_a^{1.5}$$

De modo similar, Willier propone la siguiente relación:

$$T_{fir} = T_a - 6$$

Afortunadamente el coeficiente total de transferencia de calor por la parte superior del colector no es afectado significativamente por la ambigüedad de los resultados que aportan las ecuaciones anteriores por lo que la aproximación $T_a = T_{fir}$ es aceptable en todos los cálculos.

Combinando las expresiones anteriores puede ahora calcularse el coeficiente total de transferencia de calor para la parte superior del colector. Esto es:

$$U_{sup} = \frac{1}{R_3 + R_4 + R_5}$$

Las pérdidas de calor a través de los lados del colector pueden evaluarse de manera similar. Si el perímetro es P, la altura de este es M y el espesor del aislante por los lados de la placa de absorción es l'.

$$U_l = \frac{k_a MP}{l' A_c}$$

Dónde:

K_a :	conductividad térmica del aislante	(W/m ² K)
l' :	espesor del aislante	(m)
A_c :	Área del colector	(m ²)
M :	Altura del colector	(m)
P :	Perímetro del colector	(m)

En consecuencia, para todo el colector:

$$U_L = U_{fondo} + U_{sup} + U_l$$

Para simplificar el procedimiento de cálculo, Hottel y Woertz, así como Klein, surgieron la siguiente expresión para determinar el coeficiente total de transferencia de calor por la parte superior de un colector cuando el ángulo de inclinación es igual a 45°

$$U_{sup} = \left(\frac{N}{\left(\frac{344}{T_p} \right) \left(\frac{T_p - T_a}{(N+f)^{0.31}} \right)} + \frac{1}{h_{c\infty}} \right)^{-1} + \frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{[\epsilon_p + 0.0425N(1 - \epsilon_p)]^{-1} + \frac{2N+f-1}{\epsilon_c} - N}$$

Dónde:

- N: número de cubiertas
 T_a : temperatura del medio ambiente (K)
 T_p : temperatura promedio de placa de absorción (K)
 $h_{c\infty}$: coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta y el aire de ambiente (W/m^2K)
 ϵ_p : emitancia infrarroja de la placa
 ϵ_c : emitancia infrarroja de la cubierta
 s : ángulo de inclinación del colector

$$f = (1 - 0.04h_{c\infty} + 0.0005h_{c\infty}^2)(1 + 0.058N)$$

En forma general, para otros ángulos inclinados s diferentes a 45°

$$\frac{U_{sup}}{U_{sup45^\circ}} = 1 - (s - 45)(0.00259 - 0.00144 \epsilon_p)$$

Otra manera de calcularlo es propuesta por Duffie y Beckman (1980) daa una relación empírica debida a Klein, que permite calcular U_{sup} para las temperaturas del absorbedor comprendidas entre 0 y $200^\circ C$ con un error inferior o igual $\pm 0.3W/m^2C$:

$$U_{sup} = \left(\frac{N}{\left(\frac{c}{T_p} \right) \left(\frac{T_p - T_a}{N + f} \right)^e + \frac{1}{h_{c\infty}}} \right)^{-1} + \frac{\sigma(T_p + T_a)(T_p^2 + T_a^2)}{[\epsilon_p + 0.00591N * h_{c\infty}]^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0.1333\epsilon_c}{\epsilon_p} - N}$$

Dónde:

- N: número de cubiertas
 T_a : temperatura del medio ambiente (K)
 T_p : temperatura promedio de placa de absorción (K)
 $h_{c\infty}$: coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta y el aire de ambiente (W/m^2K)
 ϵ_p : emitancia infrarroja de la placa
 ϵ_c : emitancia infrarroja de la cubierta
 s : ángulo de inclinación del colector

$$f = (1 - 0.0089h_{c\infty} + 0.1166h_{c\infty}\epsilon_c)(1 + 0.07866N)$$

$$c = \begin{cases} 520(1 - 0.000051s^2) & \text{para } 0^\circ < s < 70^\circ \\ c(70) & \text{para } s \geq 70^\circ \end{cases}$$

$$e = 0.43 \left(1 - \frac{100}{T_p} \right)$$

D. Calor útil de colector solar

La distribución de la temperatura en los dos tubos puede ser derivada si se asume temporalmente que el gradiente de temperatura en dirección del flujo es despreciable. Considerando la configuración tubo-placa mostrada en la figura 2.29. La distancia entre tubos es W , el diámetro de tubo es D , y el espesor de la placa es δ . A causa de que el material de la placa es un buen conductor de calor, el gradiente de temperatura a través de la placa es despreciable. Nosotros asumiremos que en la soldadura con la placa la temperatura es igual a la temperatura de la placa, T_b . La región entre la línea centro que separa los dos tubos u la base del tubo puede considerarse como un problema clásico de aleta.

Figura N°2.29a Dimensiones de placa y tubo

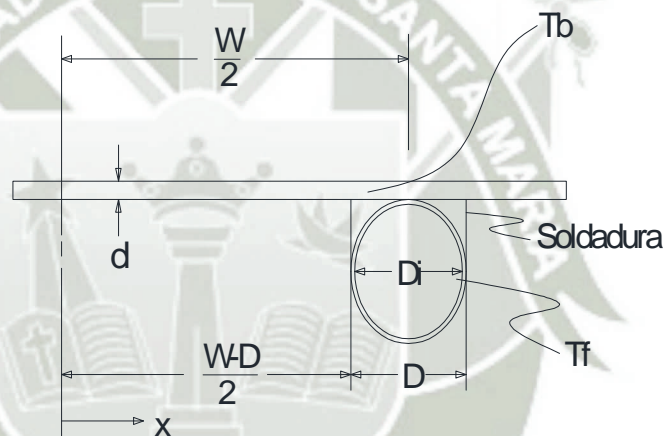
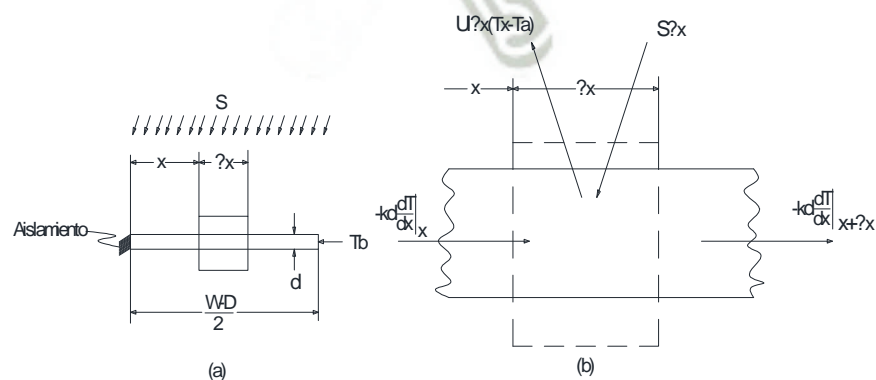


Figura N°2.29b Balance de energía en la aleta



La aleta, que se muestra en la figura 2.29a es de longitud $(W-D)/2$.

Una región elemental de ancho Δx y de longitud unitaria en dirección del flujo de calor que se muestra en la figura 2.29b. Entonces el balance de energía en este campo elemental sería:

$$S\Delta x + U_L\Delta x(T_a - T) + -k\delta \left. \frac{dT}{dx} \right|_x - -k\delta \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x+\Delta x} = 0$$

De donde $S = HT(\tau\alpha)$ y δ es el espesor de la placa absorbadora.

Dividiendo todo por Δx y buscando el limite Δx cuando este tiende a cero

$$\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{U_L}{k\delta} \left(T - T_a - \frac{S}{U_L} \right)$$

Las dos condiciones de frontera necesarias para esta ecuación diferencial de segundo orden son simétricas al centro de línea y la raíz de la temperatura es conocida:

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = 0, T|_{x=(W-D)/2} = T_b$$

Y si definimos que $m^2 = U_L/k\delta$ y $\varphi = T - T_a - S/U_L$ la ecuación anterior se convierte en:

$$\frac{d^2\varphi}{dx^2} - m^2\varphi = 0$$

El cual tiene las siguientes condiciones de frontera:

$$\left. \frac{d\varphi}{dx} \right|_{x=0} = 0, \varphi|_{x=(W-D)/2} = T_b - T_a - \frac{S}{U_L}$$

Entonces la solución general sería:

$$\varphi = C_1 \sinh mx + C_2 \cosh mx$$

Las constantes C_1 y C_2 pueden ser encontradas de la sustitución de las condiciones de frontera de la ecuación general en la solución general lo que nos da el resultado de:

$$\frac{T - T_a - S/U_L}{T_b - T_a - S/U_L} = \frac{\cosh mx}{\cosh m \frac{W-D}{2}}$$

La energía conducida de la región del tubo por unidad de longitud en dirección de flujo puede ser encontrada evaluándolo con la Ley de Fourier como la base de una aleta:

$$q'_{base-aleta} = -k\delta \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=\frac{W-D}{2}} = \frac{k\delta m}{U_L} [S - U_L(T_b - T_a)] \tanh m \frac{W-D}{2}$$

Pero $k\delta m/U_L$ es igual a $1/m$, la anterior ecuación solo contabiliza la recolección de energía de un solo lado del tubo; por lo tanto; para ambos lados, ganancia de energía sería:

$$q'_{base-aleta} = (W - D)[S - U_L(T_b - T_a)] \frac{\tanh m(W - D)/2}{m(W - D)/2}$$

Para esto es conveniente usar el concepto de eficiencia de la aleta para reescribir la ecuación en:

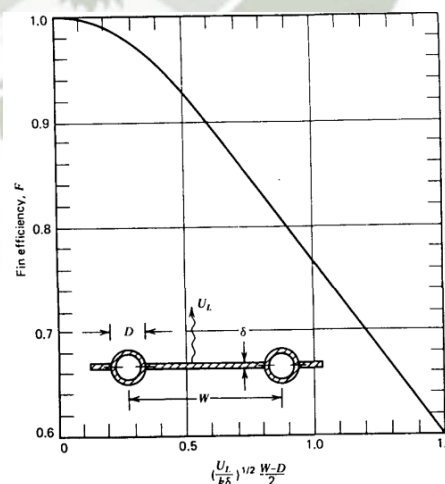
$$q'_{base-aleta} = (W - D)F[S - U_L(T_b - T_a)]$$

Donde:

$$F = \frac{\tanh m(W - D)/2}{m(W - D)/2}$$

La función F es la eficiencia estándar de la aleta para aletas rectas con una sección rectangular y de esquema como se muestra en la figura:

Figura N° 2.30. Eficiencia de la aleta por tubo y placa solar



La energía útil del colector solar también incluye la energía colectado por encima del tubo. La ganancia de energía para esa región sería:

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

Y la energía útil del colector por unidad de longitud en dirección del flujo vendría a ser:

$$q'_u = [(W - D)F + D][S - U_L(T_b - T_a)]$$

Terminando, la energía útil de la ecuación anterior debe transferirse al fluido. La resistencia de calor hacia el fluido resulta de la soldadura y la resistencia fluido –tubo. La energía útil puede ser expresada en términos de dos resistencias como:

$$q'_u = \pi * D_i * h_f * (T_b - T_a)$$

Dónde:

D_i: Diámetro interno del tubo (m)
h_{f,i}: Coeficiente de transferencia de calor por convección en la interface tubo-fluido (W/m²K)

Nosotros ahora deseamos eliminar T_b de las expresiones obtenidas anteriormente para tener la ganancia de energía útil en términos conocidos, parámetros físicos y en la temperatura local del fluido. Despejando T_b de la ecuación $q'_u = \frac{T_b - T_f}{\frac{1}{(h_{f,i} \pi D_i)^{+1}/c_b}}$ y sustituyéndola en $q'_u = [(W - D)F + D][S - U_L(T_b - T_a)]$ obtenemos la siguiente ecuación:

$$q'_u = WF'[S - U_L(T_f - T_a)]$$

Donde:

F': Factor de Eficiencia del colector solar

$$F' = \frac{1/U_L}{W \left[\frac{1}{U_L(D+(W-D)F)} + \frac{1}{\pi D_i h_{f,i}} \right]}$$

Para este y la mayoría, pero no todas las geometrías, la interpretación física del parámetro F' es clara cuando se reconoce el denominador de la ecuación anterior que es la transferencia de calor desde el fluido hasta el aire. Esta resistencia está dada por el símbolo 1/U_o. El numerador es la resistencia a la transferencia de calor desde el absorbedor hasta el medio ambiente. Por lo tanto F' es la fracción entre estos dos coeficientes:

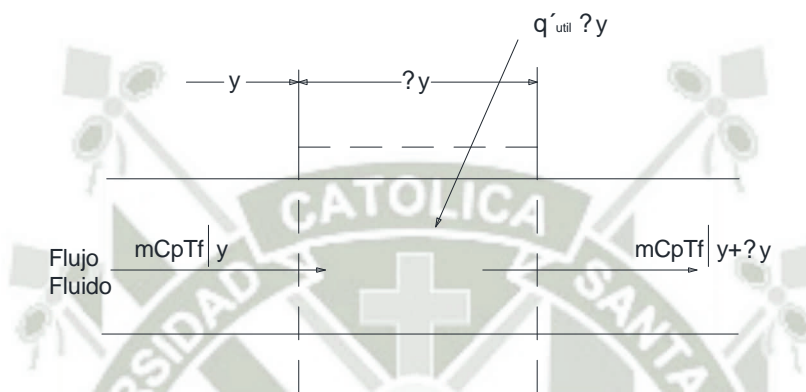
$$F' = \frac{U_o}{U_L}$$

Otra interpretación del factor F' es que representa la razón de la energía útil ganada por la superficie entre la energía ganada por el fluido.

La eficiencia del colector es un factor esencialmente constante para cualquier diseño colector y razón de flujo

E. Distribución de la temperatura en dirección del flujo

Figura N°2.31. Balance de energía en un flujo elemental



La energía ganada por unidad de longitud es calculada de la ecuación $q'_u = WF'[S - U_L(T_f - T_a)]$ es la última para la transferencia de calor hacia el fluido. El fluido entra al colector en una temperatura de $T_{f,i}$ y incrementa a una temperatura de $T_{f,o}$. Refiriéndose a la figura 2.31, nosotros podemos expresar el balance de energía en el flujo de fluido a través de la sección del tubo de longitud Δy como se muestra:

$$\dot{m}C_p T_f|_y - \dot{m}C_p T_f|_{y+\Delta y} + \Delta y q'_u = 0$$

Dividiendo cada elemento entre Δy , buscando el límite de Δy aproximado a cero, y sustituyendo en la ecuación $q'_u = WF'[S - U_L(T_f - T_a)]$ obtenemos:

$$\dot{m}C_p \frac{dT_f}{dy} - WF'[S - U_L(T_f - T_a)] = 0$$

Y si asumimos que F' y U_L son independientes de la posición, entonces la solución para la temperatura en cualquier posición y (sujeto para la condición de que la temperatura en el fluido internos es $T_{f,i}$) es:

$$\frac{T_f - T_a - S/U_L}{T_{f,i} - T_a - S/U_L} = e^{-[U_L W F' y / m C_p]}$$

Si el colector tiene una longitud de L en dirección del flujo, entonces la temperatura de salida es $T_{f,o}$, y es encontrada sustituyendo L por y en la ecuación anterior.

F. Factor de remoción de calor en el colector y factor de flujo

Es conveniente definir un factor que relaciona la ganancia de energía útil del colector y la ganancia de energía en la superficie del colector donde hay una temperatura de inicio del fluido.

Matemáticamente, el factor de remoción de calor F_R y este es:

$$F_R = \frac{G C_p (T_{f,o} - T_{f,i})}{[S - U_L (T_{f,i} - T_a)]}$$

Donde:

G: Tasa de flujo por unidad de área de colector

El factor de remoción de calor puede ser expresada como:

$$F_R = \frac{G C_p \left[\frac{T_{f,o} - T_{f,i}}{S/U_L - (T_{f,i} - T_a)} \right]}{= \frac{G C_p \left[(T_{f,o} - T_a - S/U_L) - (T_{f,i} - T_a - S/U_L) \right]}{S/U_L - (T_{f,i} - T_a)}}$$

O

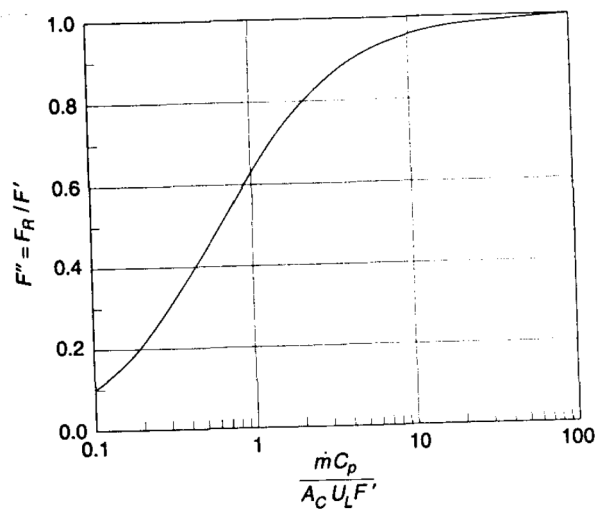
$$F_R = \frac{G C_p \left[1 - \frac{S/U_L - (T_{f,o} - T_a)}{S/U_L - (T_{f,i} - T_a)} \right]}$$

En el cual de la ecuación $\frac{T_f - T_a - S/U_L}{T_{f,i} - T_a - S/U_L} = e^{-[U_L W F' y / m C_p]}$ con $y = L$, puede expresarse como:

$$F_R = \frac{G C_p \left(1 - e^{-[U_L F' / G C_p]} \right)}$$

Para representar la ecuación anterior gráficamente, es conveniente definir una nueva variable F'' , la cual es igual a F_R/F' . Este factor del colector es función de la simple variable $m C_p / A_c U_L F'$ y se muestra en la figura N° 2.32.

Figura N°2.32. Factor F'' versus $mC_p / A_c U_L F'$



Para un pleno conocimiento de la importancia del grafico anterior, conveniente examinar la ecuación $F_R = \frac{GC_p(T_{f,o}-T_{f,i})}{[S-U_L(T_{f,i}-T_a)]}$ pero de una manera más simplificada:

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L(T_{f,i} - T_a)]$$

Donde:

Q_u : Energía útil ganada por el colector

Con la ecuación de la energía útil es calculada en función de la temperatura de ingreso del fluido. Esto es conveniente representarlo cuando se analiza sistemas de energía solar desde el la temperatura de ingreso que normalmente es conocida. Sin embargo, debemos recordar que las pérdidas están basadas en la temperatura de ingreso del fluido que son también pequeñas desde las pérdidas que ocurren a todo el largo del colector y al fluido que incrementa su temperatura en dirección del flujo.

Calculo de la ecuación de flujo \dot{m}

Asumiendo un incremento de temperatura en el colector T_2-T_1 de 10 °C u otro valor apropiado se calcula el flujo \dot{m} que producirá ΔT_f con el calor útil que se tenga en ese momento.

$$Q_u = A_c F_R [S - U_L(T_{f,i} - T_a)] \dots \dots \dots (1)$$

Donde también el calor útil se puede demostrar de la siguiente manera:

$$Q_u = \dot{m} * c_p * (T_{f,i} - T_{f,o}) = \dot{m} * c_p * \Delta T_f \dots\dots (2)$$

Igualando (1) (2) y despejando \dot{m}

$$\dot{m} = F_R A_c \frac{(S - U_L(T_{fi} - T_a))}{c_p * \Delta T_f}$$

Reemplazando F_R obtenemos:

$$\dot{m} = \frac{-F' * A_c * U_L}{c_p * \ln\left(1 - \frac{U_L * \Delta T_f * F'}{S - U_L(T_{fi} - T_a)}\right)}$$

G. Rendimiento óptico

Los coeficientes de transmisión y de reflexión ρ y τ de la radiación directa a través de un vidrio están dados por las fórmulas del capítulo II punto 3 y demuestra que se obtiene una buena aproximación de ρ_d y τ_d para radiación difusa isotrópica tomando los valores de $\bar{\rho}''$ y $\bar{\tau}''$ para una incidencia de 60°

$$\rho_d \approx \bar{\rho}''(60^\circ)$$

$$\tau_d \approx \bar{\tau}''(60^\circ)$$

Con la notación utilizada en el Punto 3 se tiene que:

$$\bar{\rho}'' = \frac{1}{2}(\rho''_{||} + \rho''_{\perp})$$

$$\bar{\tau}'' = \frac{1}{2}(\tau''_{||} + \tau''_{\perp})$$

$$\tau''_j = \frac{\tau'(1 - \rho_j)^2}{1 - (\rho_j \tau')^2}$$

$$\rho''_j = \rho_j(1 + \tau' \tau''_j)$$

Donde el índice j designa indiferentemente // o \perp . Por otra parte τ' , $\rho_{||}$ y τ se expresan en función del ángulo de incidencia θ_i y el ángulo de refracción θ_r por medio de las formulas:

$$\tau' = \exp(-\bar{K}L \cos \theta_r)$$

$$\rho_{||} = \frac{tg^2(\theta_i - \theta_r)}{tg^2(\theta_i + \theta_r)}$$

$$\rho_{\downarrow} = \frac{\text{sen}^2(\theta_i - \theta_r)}{\text{sen}^2(\theta_i + \theta_r)}$$

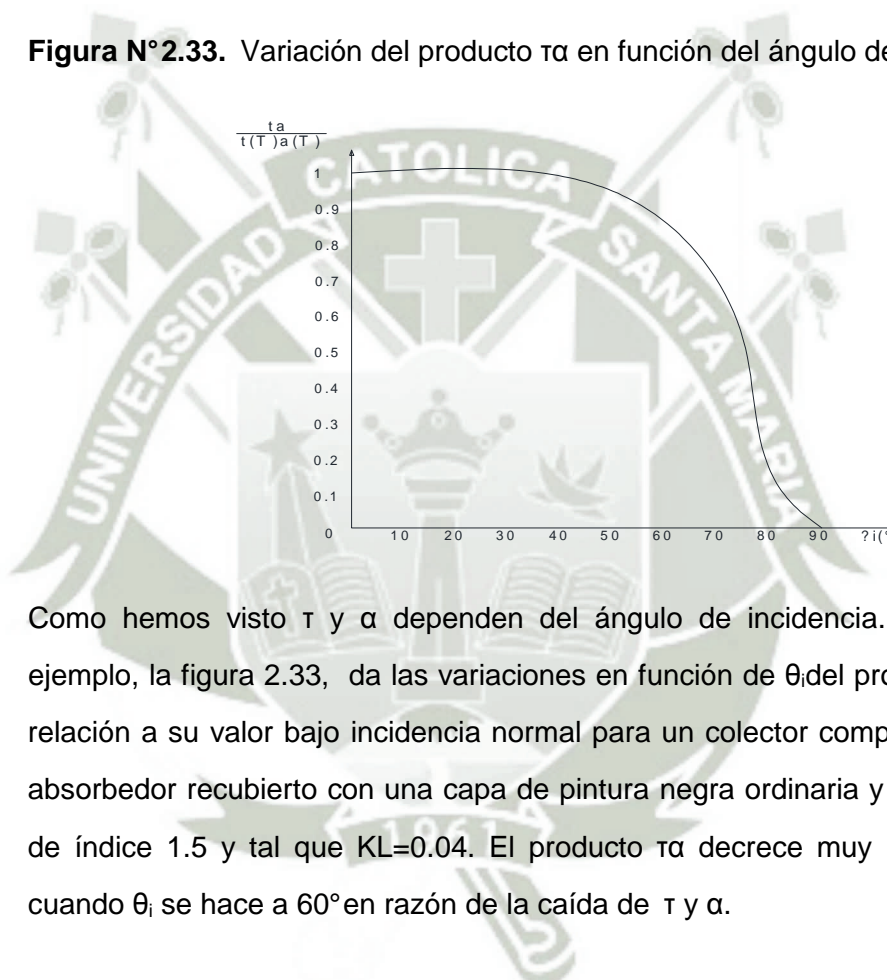
$$\sin \theta_i = n \sin \theta_r$$

En la primera aproximación, la potencia absorbida por el absorbedor es, para la radiación directa:

$$q_{absd} = H_T A_C \tau \alpha \cos \theta_i$$

Donde θ_i es el ángulo de incidencia y α el coeficiente de absorción del absorbedor.

Figura N° 2.33. Variación del producto $\tau\alpha$ en función del ángulo de incidencia



Como hemos visto τ y α dependen del ángulo de incidencia. A título de ejemplo, la figura 2.33, da las variaciones en función de θ_i del producto $\tau\alpha$ en relación a su valor bajo incidencia normal para un colector compuesto de un absorbedor recubierto con una capa de pintura negra ordinaria y de un vidrio de índice 1.5 y tal que $KL=0.04$. El producto $\tau\alpha$ decrece muy rápidamente cuando θ_i se hace a 60° en razón de la caída de τ y α .

La expresión precedente desprecia sin embargo un fenómeno: la parte de la radiación que no ha sido absorbida por el absorbedor es reflejada de manera difusa hacia el vidrio que a su vez reenvía una parte del absorbedor. Existen así múltiples reflexiones y absorciones entre el absorbedor y el vidrio. Considerando la figura 2.33, es fácil demostrar que para tener en cuenta ese efecto resulta suficiente reemplazar el producto $\tau\alpha$ por $(\tau\alpha)_b$ dado por:

$$(\tau\alpha)_b = \frac{\tau\alpha(\theta_i)}{1 - \rho_d(1 - \alpha_d)} \left\{ 1 - \rho_d \left[1 - \frac{\alpha_d}{\alpha(\theta_i)} \right] \right\}$$

Cuando la radiación incidente es difusa, se aplica el mismo razonamiento. El producto $\tau\alpha$ debe entonces ser reemplazado por:

$$(\tau\alpha)_d = \frac{\tau_d\alpha_d}{1 - \rho_d(1 - \alpha_d)}$$

De manera general, para una radiación incidente H_T dada por la expresión:

$$\bar{H}_T = \bar{H}_b\bar{R}_b + \bar{H}_d\bar{R}_d + (\bar{H}_b + \bar{H}_d)\bar{R}_\rho$$

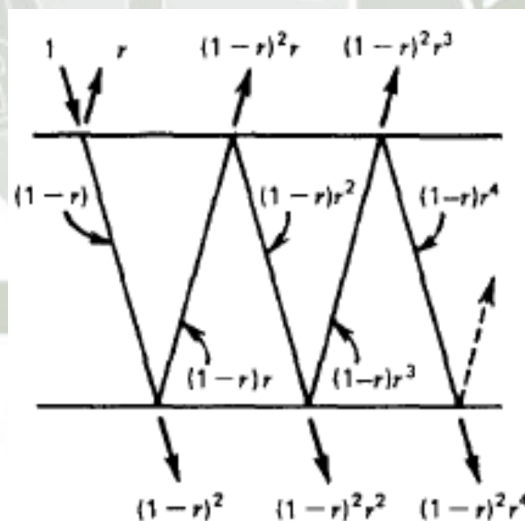
La potencia absorbida será:

$$q_{abs} = A_C [R_b(\tau\alpha)_b H_b + R_d(\tau\alpha)_d H_d + R_\rho(\tau\alpha)_d (\bar{H}_b + \bar{H}_d)]$$

Y el rendimiento óptico será:

$$n_o = \left[R_b(\tau\alpha)_b \frac{H_b}{H_T} + R_d(\tau\alpha)_d \frac{H_d}{H_T} + R_\rho(\tau\alpha)_d \frac{(\bar{H}_b + \bar{H}_d)}{H_T} \right]$$

Figura N° 2.34. Absorción de la radiación solar por el absorbedor de un colector plano



Curva característica de un colector de placa plana

Los colectores se ensayan generalmente siguiendo un procedimiento que consiste en hacerlos funcionar en un banco de pruebas bajo unas condiciones estables de radiación solar, velocidad del viento, temperatura del fluido a la entrada y temperatura ambiente.

Los resultados obtenidos en los ensayos se ofrecen como índice de la eficacia del colector, η , definida por la relación entre la energía captada y la recibida en un instante dado:

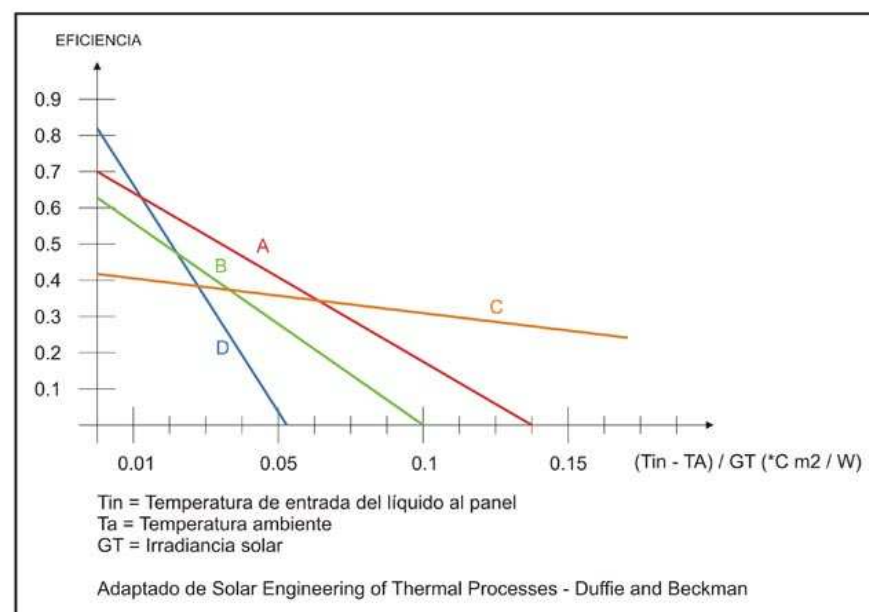
$$\eta = \frac{Q_u}{A_c H_T}$$

Sustituyendo Q_u por su valor, según la ecuación de Bliss, resulta:

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c H_T} = F_R(\tau\alpha) - F_R U_L \frac{T_{f,e} - T_a}{H_T}$$

Para un caudal determinado, suponiendo $(\tau\alpha)$ y U_L son constantes, la ecuación de esta curva características del colector puede asimilarse con bastante exactitud a la de una recta en la que la variable en el eje de abscisas es $(T_{f,e} - T_a)/H_T$ y cuya pendiente es U_L . La ordenada en el origen, esto es el punto en el eje de ordenadas donde la recta corta dicho eje, vale $F_R(\tau\alpha)$.

Figura N° 2.35. Curva de rendimiento de diferentes tipos colectores



Leyenda

- A) Curva de rendimiento de un colector placa plana con una cobertura y la placa con superficie selectiva.
- B) Curva de rendimiento de un colector placa plana con una cobertura y la placa con pintura negra mate.
- C) Colector de tubos al vacío.
- D) Colector solar sin cubierta.

2.3. GAS LICUADO DE PETROLEO

2.3.1. Definición

Reciben el nombre de Gases Licuados del Petróleo (GLP), las mezclas comerciales de hidrocarburos en los que el butano o el propano son dominantes.

En su estado natural son gaseosos, pero en recipientes cerrados y temperatura ambiente, una gran parte de los mismos están en fase líquida, ocupando un volumen 250 veces inferior al que ocuparían en estado vapor.

Los GLP, una vez extraídos como gases de refinería o instalaciones de gas natural asociados, son comprimidos hasta licuarlos y mantenidos en ese estado en grandes almacenamientos, normalmente anexos a las instalaciones de refinerías o portuarias, llamados terminales.

Los depósitos de almacenamiento son de varios tipos:

- Depósitos a presión
- Depósitos refrigerados, o de presión atmosférica
- Depósitos semirrefrigerados
- Depósitos subterráneos: en cavidad salina o galerías mineras convencionales.

Desde los terminales el GLP se transporta por barcos, cisternas tanto por ferrocarril como por carretera, o gasoductos hasta las plantas de llenado para su distribución comercial en botellas o a depósitos de granel.

El alto poder calorífico de los GLPs en relación con el resto de los gases comerciales, presenta la ventaja de que para obtener una misma cantidad de energía total, se requieren menores diámetros de las conducciones utilizadas para la distribución del gas en fase gaseosa, si bien las presiones no pueden sobrepasar un determinado valor porque se producirían condensaciones en las canalizaciones.

Sus características de alta pureza, y la homogeneidad de sus componentes, hace que sea muy fácil ajustar el aire necesario para que la combustión de estos productos, sea la estequiométrica.

Además, y esta es una de sus principales características, están prácticamente exentos de azufre y otras sustancias como metales. Su campo de aplicación, es en general el calentamiento directo, y aquellas instalaciones en las que la accesibilidad del gas propano en depósito, la ausencia de azufre y todas las ventajas que conlleva el ser un combustible gaseoso, le proporcionan un valor añadido frente a otros combustibles.

Su comercialización está claramente diferenciada en función de la forma de almacenamiento y distribución, en:

- GLP envasado, que se utiliza casi exclusivamente como combustible doméstico para la cocina, el agua caliente y la calefacción.
- GLP almacenado en depósito fijo, que se utiliza principalmente en los sectores domésticos, residencial, comercial, en la agricultura, y en determinadas industrias
- GLP automoción, para su uso como carburante.

COMPOSICIÓN	Unidades	Mínimo	Máximo	Medio
Hidrocarburos C2	% Vol.		2,5	0,6 (*)
Hidrocarburos C3	% Vol.	80,0		87,3 (*)
Hidrocarburos C4	% Vol.		20,0	11,9 (*)
Hidrocarburos C5	% Vol.		1,5	
Olefinas totales	% Vol.		35,0	
Diolefinas + Acetilenos	ppm.		<1.000	
Azufre total	mg/kg		50	

(*) Fuente: LOS GLP

PROPANO COMERCIAL	Unidades	Mínimo	Máximo	Medio
Densidad a 15°C (líquido)	Kg/l	0,502	0,535	0,518 (*)
Presión Vapor a 37,8 °C	Kg/cm ²	10	16	
Poder calorífico inferior	Kcal/kg	10.800		11.082 (*)
Poder calorífico superior	Kcal/kg	11.900		12.052 (*)

(*) Fuente: LOS GLP

En algunas ocasiones, cuando la temperatura ambiental disminuye, la capacidad de vaporización del depósito no es suficiente para el caudal de gas propano demandado, y es preciso el empleo de vaporizadores, en este caso se debe considerar el calor latente de vaporización del propano, que es de 90 kcal/kg.

2.3.2. Usos de GLP

Repsol comercializa Gases Licuados del Petróleo (GLP) en 10 países a través de varias marcas, siendo líder indiscutible en varios de estos mercados (España, Perú, Ecuador, Chile).

La evolución del mercado energético y las cada vez mayores exigencias de nuestros Clientes, que demandan un suministro de energía limpia, cómoda y económica para cubrir sus necesidades, hacen que Repsol deba diseñar sus productos pensando en una oferta flexible, adaptada a cada Cliente, cuidando la calidad de servicio y garantía de suministro.

Para cada caso concreto, Repsol estudia con el Cliente sus necesidades y lo asesora sobre la instalación de GLP más adecuada y el tipo de contrato que más se adapta a sus requisitos.

2.3.3. Seguridad y medio ambiente en GLP

Visión global de la seguridad y medio ambiente en GLP mundial

GLP Mundial desarrolla sus actividades considerando como valores esenciales **la seguridad, la salud de las personas y la protección del medioambiente**. Asume los principios de Liderazgo y gestión integrada, de incorporación de criterios de seguridad, salud y medio ambiente en todo el ciclo de sus actividades, de cumplimiento de las normas, de mejora continua y de comunicación y relaciones con la sociedad que manifiesta Repsol en la Política de seguridad, salud y medio ambiente.

Los Sistemas de Gestión tienen en la prevención, en la formación, en la concienciación, en la competencia profesional y en la revisión de sus procedimientos los pilares básicos para su mejora continua. Es en los **Planes Estratégicos de Medio Ambiente y Seguridad (PEMAS)**, integrados en la compañía, donde se establecen las líneas de actuación futuras de GLP Mundial

para la protección ambiental y de seguridad.

Los **Planes de Auditorías de Medio Ambiente y Seguridad** verifican la implantación del Sistema, su efectividad y conformidad. Detectan incumplimientos al objeto de establecer las acciones correctoras o líneas de mejora para eliminarlos. Contemplan la realización de auditorías internas por personal cualificado junto con la realización de auditorías externas, asociadas a procesos de certificación o de exigencia legal.

GLP Mundial establece, documenta y mantiene al día un **Sistema de Gestión de Seguridad** integrado por los Sistemas de Gestión de cada uno de los países que lo constituye. Abarca todos los aspectos de la organización que tengan repercusión en la protección de las personas, bienes y entorno frente a los riesgos para la seguridad que presenten las actividades propias o relacionadas directamente con las Unidades de Negocio y cuyo fin es:

- Facilitar y promover la prevención de las lesiones y enfermedades laborales.
- Promover la eliminación o el control de los riesgos presentes en el medio laboral.
- Mejorar la prevención o minimización de la posibilidad de daños materiales o a la producción.
- Cumplir con la legislación aplicable, la normativa industrial específica o la normativa interna sobre seguridad.

Especial relevancia y piezas clave del Sistema son la seguridad de los **clientes** y la seguridad de las **instalaciones exteriores**. GLP Mundial ofrece entre sus servicios el diseño, construcción y mantenimiento de instalaciones, así como recomendaciones para una utilización segura de las mismas. Utiliza criterios de Seguridad en la selección y valoración de sus **contratistas y proveedores**, exigiéndoles un comportamiento acorde con el establecido internamente.

El Sistema de Gestión de Seguridad sigue y cumple con los requisitos de la norma internacional OHSAS 18.001.

GLP Mundial establece **indicadores** como elementos de referencia para analizar sus evoluciones e identificar las áreas de viabilidad o progreso. Estos indicadores miden la evolución de los diversos componentes de **accidentalidad**

y de prevención en las Áreas de Negocio. Una vez elaborada y completada la evaluación de los indicadores seleccionados se emite un **informe** que servirá para promover áreas de mejora.

Dentro del proceso de mejora continua se ha establecido medios adecuados de **comunicación, registro e investigación de accidentes e incidentes** que generen acciones correctoras.

Como prevención de accidentes graves y para limitar sus consecuencias, GLP Mundial realiza **análisis de riesgos** en sus instalaciones. Este tipo de análisis se establece en base a una clasificación del nivel de riesgo:

- Un Análisis Funcional de Operabilidad (**AFO-HAZOP**) consiste en un estudio sistemático de los peligros potenciales e ineficiencias que pueden surgir en un proceso como resultado de una operación anormal. La identificación de los riesgos determina las medidas de actuación que son necesarias para la eliminación o reducción del efecto. GLP Mundial, para la realización de este tipo de análisis, utiliza metodología de reconocido prestigio y herramientas de gran eficiencia entre las que se encuentra el software de Primatch PHAworks. Un Análisis Semicuantitativo de Riesgo (**ASCR**) establece en función del Índice de Riesgo las prioridades de actuación en la mejora de la seguridad industrial.
- Cuando el estudio de los Alcances de Consecuencias constata que la zona de intervención rebasa los límites de la propiedad del establecimiento afectado y niveles de riesgo alto se realiza un Análisis Cuantitativo de Riesgo (**ACR**).

GLP Mundial implanta progresivamente en los centros productivos sobre los que se tiene el control un **Sistema de Gestión Ambiental** certificado y auditado bajo el marco de referencia ISO 14001:2004.

Los gases licuados propano y butano carecen de toxicidad y no producen ningún residuo líquido ni sólido. Son gases limpios sin azufre y orientados a un consumo energético ecológico. La emisión de estos gases a la atmósfera no contribuye al efecto invernadero.

Las actividades desarrolladas por GLP Mundial no incluyen ningún proceso químico, reactivos, hornos ni catalizadores, limitándose a las acciones de almacenamiento, trasiego y envasado. En este marco de actividad y en condiciones normales de funcionamiento se excluye la posibilidad de contaminación acuática o terrestre. Los posibles riesgos deben encuadrarse en aquellos asociados a actividades auxiliares al proceso productivo como son: combustión de calderas de calefacción de naves y edificios, vertido de aguas industriales y sanitarias, y gestión de residuos generados en operaciones de mantenimiento.

En cada Centro **se identifican los aspectos medioambientales** en condiciones normales de funcionamiento, en condiciones anormales y en condiciones de emergencia y los posibles **medios afectados** teniendo en cuenta emisiones atmosféricas vehiculadas o difusas, aguas residuales, generación de residuos, uso del suelo, ruidos, consumos de recursos y materiales e impacto visual. Una vez identificados, éstos son **valorados** para detectar los que resultan significativos para su control.

El Área de Negocio de GLP informa trimestralmente de los **parámetros ambientales** de su actividad aportando datos de los consumos de recursos (agua, electricidad, combustibles), emisiones a la atmósfera, vertidos de aguas residuales, residuos peligrosos y no peligrosos, así como de derrames en caso de haberse producido.





CAPITULO III
EVALUACION DE LA DEMANDA

La evaluación de la demanda se está realizando con los equipos que actualmente está funcionando el hospital regional Honorio delgado Adicionando algunos equipos que puedan abastecer a una demanda de 800 camas .se realiza una lista de los equipos consumidores de vapor.

3.1. EQUIPOS QUE UTILIZAN VAPOR EN EL SERVICIO DE LAVANDERIA

EQUIPOS	Nombres
AD 170V	Secadora de ropa, Hecha de acero Inoxidable, con sistema incorporado reversible para que la ropa no se anude.
PRESS 3-694	Prensa rotativa con calefacción a vapor para prendas con forma y puede ser utilizado para prendas planas.
PSP-5119 GIABAN	Planchadora- Secadora con sistema automático regula la velocidad en función de la naturaleza y humedad de la ropa.
FA-600	Lavadora Centrifuga con Barrera Sanitaria de Pared cuenta con dos compartimentos Capacidad de 57 Kg.
FA-1100	Lavadora Centrifuga con Barrera Sanitaria de Pared cuenta con dos compartimentos Capacidad de 108 Kg.

Nro.	CANTIDAD	EQUIPOS	PRESION DEL VAPOR (kg/cm ²)	CONSUMOS UNITARIOS DE VAPOR (kg/hr)	CONSUMO TOTAL DE VAPOR (kg/hr)
1	5	AD 170V	6	330	1650
2	2	PRESS 3-694	6	25	50
3	3	PSP-5119 GIABAN	6	78	234
4	3	FA-600	6	65	195
5	2	FA-1100	6	235.5	471
TOTAL DE CONSUMOS					2600

3.2. EQUIPOS QUE UTILIZAN VAPOR EN EL SERVICIO DE COCINA

EQUIPOS	Nombres
BPV2	Marmita doble a vapor con Capacidad de 35 y 50 LTS.
PV 200A	Marmita a vapor con Autoclave Capacidad de 200 LTS.
PV 300A	Marmita a vapor con Autoclave Capacidad de 200 LTS.

Nro.	CANTIDAD	EQUIPOS	PRESION DEL VAPOR (kg/cm ²)	CONSUMOS UNITARIOS DE VAPOR (kg/hr)	CONSUMO TOTAL DE VAPOR (kg/hr)
1	1	BPV2	0.59	80	80
2	3	PV 200A	0.59	40	120
3	3	PV 300A	0.59	100	300
TOTAL DE CONSUMOS					500

3.3. EQUIPOS QUE UTILIZAN VAPOR EN EL SERVICIO DE ESTERILIZACION

EQUIPOS	Nombres
SAKURA	Esterilizador a vapor compacto y automático Temperatura de Esterilización de trabajo de 132 Centígrados.

Nro.	CANTIDAD	EQUIPOS	PRESION DEL VAPOR (kg/cm ²)	CONSUMOS UNITARIOS DE VAPOR (kg/hr)	CONSUMO TOTAL DE VAPOR (kg/hr)
1	2	SAKURA	7	325	650
TOTAL DE CONSUMOS					650

3.4. EQUIPOS CALENTADORES DE AGUA

EQUIPOS	Nombres
FLOW.RITE TEMP	Calentador de agua instantáneo de la Marca ARMSTRONG

Nro.	CANTIDAD	EQUIPOS	PRESION DEL VAPOR (PSI)	CONSUMOS UNITARIOS DE VAPOR (kg/hr)	CONSUMO TOTAL DE VAPOR (kg/hr)
1	3	FLOW.RITE TEMP	15	510	1530
TOTAL DE CONSUMOS					1530

3.5. CONSUMO DE VAPOR PARA LA NUEVA DEMANDA DE LOS SERVICIOS DEL HOSPITAL

SERVICIO	TOTAL DE VAPOR (kg/hr)
SERVICIO DE LAVANDERIA	2600
SERVICIO DE COCINA	500
CENTRAL DE ESTERILIZACION	650
CALENTADORES DE AGUA	1530
SISTEMA DE HUMIDIFICACION	480
TOTAL	5760

El consumo de vapor total del planteamiento de los nuevos servicios del hospital es de:

$$= 5760 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

Se deja una reserva para el sistema de Humidificación de 480kg/hr para los ambientes que lo exigen así en el HRHDE.

Nota: Para todos los Servicios se aplica un factor de demanda 1.0 ya que en algún momento se llegarán a utilizar todos los Equipos antes mencionados.

CAPITULO IV

INGENIERIA DEL PROYECTO

4.1. SELECCIÓN DE LOS SISTEMAS PARA LA GENERACIÓN DE VAPOR

4.1.1. CAPACIDAD DE GENERACIÓN DEL NUEVO SISTEMA DE VAPOR

De acuerdo al nuevo consumo de vapor del hospital expresado es de 5760(kg/hr), que multiplicando por el factor evaporación nos dará la carga total de vapor para la selección de los calderos.

Para el requerimiento de vapor del nuevo sistema estamos considerando

Los datos de trabajo son los siguientes:

DATOS DE INGRESO	
Temperatura de agua de alimentación al caldero	70°C
Presión de trabajo	120 PSI – 8.27 bar
Factor de evaporación	1.118

1.- AREA LAVANDERIA 120 PSI

Carga total del Area : $2600 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

Longitud Total : 60 m

NORMA: 1 % por cada 30 m

1 % ----- 30 m
X % ----- 60 m

$$X = 2 \%$$

$$X = 1 + \frac{2}{100}$$

$$X = 1.02$$

$$A - B = 2600 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} * 1.02$$

$$A - B = 2652 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

2.- CALENTADOR DE AGUA 30 PSI ZONA VII

Carga total del Area : $510 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

Longitud Total : 70 m

NORMA: 1 % por cada 30 m

1 % ----- 30 m
X % ----- 70 m

$$X = 2.33 \%$$

$$X = 1 + \frac{2.33}{100}$$

$$X = 1.0233$$

$$L - I = 510 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} * 1.0233$$

$$L - I = 521.89 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

3.- CALENTADOR DE AGUA 30 PSI ZONA V

Carga total del Area : $510 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

Longitud Total : 85 m

NORMA: 1 % por cada 30 m

$$\begin{array}{l} 1 \% \text{ ----- } 30 \text{ m} \\ X \% \text{ ----- } 85 \text{ m} \end{array}$$

$$X = 2.83 \%$$

$$X = 1 + \frac{2.83}{100}$$

$$X = 1.0283$$

$$D - C = 510 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} * 1.0283$$

$$D - C = 524.433 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

4.- AREA COCINA 25 PSI ZONA IV

Carga total del Area : 500 $\frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

Longitud Total : 40 m

NORMA: 1 % por cada 30 m

$$\begin{array}{l} 1 \% \text{ ----- } 30 \text{ m} \\ X \% \text{ ----- } 40 \text{ m} \end{array}$$

$$X = 1.33 \%$$

$$X = 1 + \frac{1.33}{100}$$

$$X = 1.0133$$

$$E - D = 500 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} * 1.0133$$

$$E - D = 506.66 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

5.- HUMIDIFICADOR 30 PSI ZONA II

Carga total del Area : 480 $\frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

Longitud Total : 36 m

NORMA: 1 % por cada 30 m

$$\begin{array}{l} 1 \% \text{ ----- } 30 \text{ m} \\ X \% \text{ ----- } 36 \text{ m} \end{array}$$

$$X = 1.2 \%$$

$$X = 1 + \frac{1.2}{100}$$

$$X = 1.012$$

$$K - I = 480 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} * 1.012$$

$$K - I = 485.76 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

PUNTO I

$$I = (L + I) + (K + I)$$

$$I = 521.89 + 485.76$$

$$I = 1007.65 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

I - H

Carga total del Area : 1007.65 $\frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

Longitud Total : 10 m

NORMA: 1 % por cada 30 m

$$\begin{array}{l} 1 \% \text{ ----- } 30 \text{ m} \\ X \% \text{ ----- } 10 \text{ m} \end{array}$$

$$X = 0.33 \%$$

$$X = 1 + \frac{0.33}{100}$$

$$X = 1.0033$$

$$I - H = 1007.65 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} * 1.0033$$

$$I - H = 1011.008 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

6.- CALENTADOR DE AGUA 30 PSI ZONA II

Carga total del Area : 510 $\frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

Longitud Total : 45 m

NORMA: 1 % por cada 30 m

$$\begin{array}{l} 1 \% \text{ ----- } 30 \text{ m} \\ X \% \text{ ----- } 45 \text{ m} \end{array}$$

$$X = 1.5 \%$$

$$X = 1 + \frac{1.5}{100}$$

$$X = 1.015$$

$$J - H = 510 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} * 1.015$$

$$J - H = 517.65 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

H

$$H = (I + H) + (J + H)$$

$$H = 1011.008 + 517.65$$

$$H = 1528.658 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

Carga total del Area : 1528.658 $\frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

Longitud Total : 10 m

NORMA: 1 % por cada 30 m

$$1 \% \text{ --- } 30 \text{ m}$$

$$X \% \text{ --- } 10 \text{ m}$$

$$X = 0.33 \%$$

$$X = 1 + \frac{0.33}{100}$$

$$X = 1.0033$$

$$H - F = 1528.658 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} * 1.0033$$

$$H - F = 1533.75 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

7.- AREA DE ESTERILIZACION 65 PSI ZONA III

Carga total del Area : 650 $\frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

Longitud Total : 28 m

NORMA: 1 % por cada 30 m

$$1 \% \text{ --- } 30 \text{ m}$$

$$X \% \text{ --- } 28 \text{ m}$$

$$X = 0.93 \%$$

$$X = 1 + \frac{0.93}{100}$$

$$X = 1.0093$$

$$G - F = 650 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} * 1.0093$$

$$G - F = 656.064 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$F = (H - F) + (G - F)$$

$$F = 1533.75 + 656.064$$

$$F = 2189.816 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

Carga total del Area : 2189.816 $\frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

Longitud Total : 5 m

NORMA: 1 % por cada 30 m

$$\begin{array}{l} 1 \% \text{ ----- } 30 \text{ m} \\ X \% \text{ ----- } 5 \text{ m} \end{array}$$

$$X = 0.167 \%$$

$$X = 1 + \frac{0.167}{100}$$

$$X = 1.00167$$

$$F - D = 2189.816 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} * 1.00167$$

$$F - D = 2193.465 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

PUNTO D

$$D = (E - D) + (D - C) + (F - D)$$

$$D = 506.66 + 524.433 + 2193.465$$

$$D = 3224.55 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

Carga total del Area : 3224.55 $\frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

Longitud Total : 5 m

NORMA: 1 % por cada 30 m

$$\begin{array}{l} 1 \% \text{ ----- } 30 \text{ m} \\ X \% \text{ ----- } 5 \text{ m} \end{array}$$

$$X = 0.167 \%$$

$$X = 1 + \frac{0.167}{100}$$

$$X = 1.00167$$

$$D - A = 1528.658 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} * 1.00167$$

$$D - A = 3229.924 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

Manifold para Servicios

PUNTO SM

$$SM = (A - B) + (D - A)$$

$$SM = 2652 + 3229.924$$

$$SM = 5881.92 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

Manifold CONEXIÓN DE Servicios A casa de fuerza

SMC

Carga total del Area : $5881.92 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$

Longitud Total : 102 m

NORMA: 1 % por cada 30 m

$$1 \% \text{ ----- } 30 \text{ m}$$

$$X \% \text{ ----- } 102 \text{ m}$$

$$X = 3.399 \%$$

$$X = 1 + \frac{3.339}{100}$$

$$X = 1.034$$

$$SM - SMC = 5881.92 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} * 1.034$$

$$SM - SMC = 6081.9052 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

LA CARGA TOTAL ES:

$$6081.9052 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

Lo que tiene que dar el caldero es:

$$6081.9052 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

Se recomienda aumentar la capacidad total

$$5 \% \text{ ----- } 1000 \text{ msnm}$$

$$5 \% \text{ ----- } 1000 \text{ msnm}$$

$$x \% \text{ ----- } 2328 \text{ msnm}$$

$$X = 11.64 \%$$

Para la altitud de Arequipa pero redondeamos a 12%

$$\text{AREQUIPA} = 6081.9052 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} * \frac{2.2 \text{ Lb}}{1 \text{ kg}}$$

$$\text{AREQUIPA} = 13380.1914 \frac{\text{Lb}}{\text{Hr}}$$

$$\text{AREQUIPA} = 13380.1914 \frac{\text{Lb}}{\text{Hr}} * 1.12$$

$$\text{AREQUIPA} = 14985.81$$

Se toma la mayor presión 120PSI

Agua de alimentación hacia el caldero a $t = 70^{\circ}\text{C}$

El valor de temperatura considerado lo asumiremos como 70°C , después haremos un cálculo con una temperatura mayor para ver los beneficios que se puede dar el precalentamiento antes de enviar agua caliente a las calderas.

Entramos a la pág. 18 guía de suministros Energéticos con los valores. La mayor presión 120psi y el valor asumido de agua de alimentación.

$$P = \frac{120}{14.22} = 8.44 \text{ PSI}$$

Ingresamos a la tabla con los valores anteriores y tenemos un factor de

$$F = 1.11$$

Cálculo de la capacidad nominal:

$$\text{Cap Nominal} = 14985.81 * 1.11$$

$$\text{Cap Nominal} = 16754.14 \frac{\text{Lb}}{\text{Hr}}$$

FACTOR DE EVAPORACION

$$\text{factor de evaporacion} = \frac{\text{Cap nominal}}{\text{Cap Real}}$$

$$\text{Con el factor de evaporacion Seria} = \frac{16754.14}{34.5}$$

$$\text{Con el factor de evaporacion Seria} = 485.6271 \text{ BHP}$$

Con este factor de evaporación nos dirigimos a la pág. 17 de la guía de suministros energéticos. Antes de esto redondeamos nuestra cifra obtenida a entonces la potencia de nuestra caldera será

$$486 \text{ BHP}$$

Con este valor podemos elegir una caldera o varias calderas en este caso elegiremos 4 calderas de 125BHP (en petróleo diésel) que existe comercialmente y nos muestra el catálogo en la guía de suministros por lo tanto tendríamos 500BHP.

Como sabemos en toda instalación de generación de vapor se debe contar con un caldero Stand-by para asegurar la producción de vapor.

Es por eso que seleccionaremos un caldero adicional de 125 BHP Las características de cada caldero se describirá en las siguientes hojas.

4.1.1.1. SELECCIÓN DEL TIPO DE COMBUSTIBLE A UTILIZAR EN LOS GENERADORES DE VAPOR

COMBUSTION DEL GAS LICUADO DE PETROLEO

La combustión estequiometrica se obtiene por separado según la composición del GLP.

Tabla 4.1. COMPOSICION DEL GLP

	%Molar	%Peso
Propano	43.2	36.4
Butano	56.7	63.6

Tabla 4.2. COMPOSICION DE AIRE

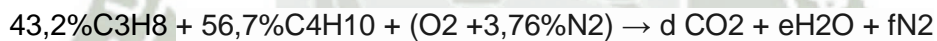
	%Molar	%Peso
Propano	43.2	36.4
Butano	56.7	63.6

Debido a que el GLP tiene la siguiente composición en volumen

$$43,2\% \text{ C}_3\text{H}_8 \quad ; \quad 56,7\% \text{ C}_4\text{H}_{10}$$

Determinamos la relación aire – combustible y el exceso de aire.

Ecuación de la combustión con aire estequiometrica.



Determinando coeficientes b, d, e y f

- Balance de carbono : $43,2 (3) + 56,7 (4) = d$

$$d = 356,4$$

- Balance de hidrogeno : $43,2 (8) + 56,7 (10) = 2e$

$$e = 456,3$$

- Balance del oxígeno : $2b = 2d + e$

$$b = \frac{2(356,4) + 456,3}{2}$$

$$b = 584,55$$

$$R\left(\frac{a}{c}\right) = 584,55 * \frac{32 + 1} { [(43,2 * 3 * 12) + (43,2 * 8)] + [(56,7 * 4 * 12) + (56,7 * 10)] } = 15,463 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg combustible}}$$

$$R\left(\frac{a}{c}\right) = 15,463 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg combustible}}$$

El exceso de aire recomendado para quemadores de GLP está en el rango de 10 a 15%, por lo tanto trabajamos con un 10% de exceso estableciendo la siguiente ecuación:

$$\%A = \frac{\left(R \left(\frac{a}{c}\right)\right)_r * 100}{\left(R \left(\frac{a}{c}\right)\right)_t}$$

Donde :

(R a/c) r = Relación aire – combustible real

(R a/c) t = Relación aire – combustible teórico

%A = Porcentaje de aire teórico

Despejando (R a/c) :

$$\left(R \left(\frac{a}{c}\right)\right)_r = \frac{\%A * \left(R \left(\frac{a}{c}\right)\right)_t}{100}$$

$$\left(R \left(\frac{a}{c}\right)\right)_r = \frac{110 * 15.46}{100}$$

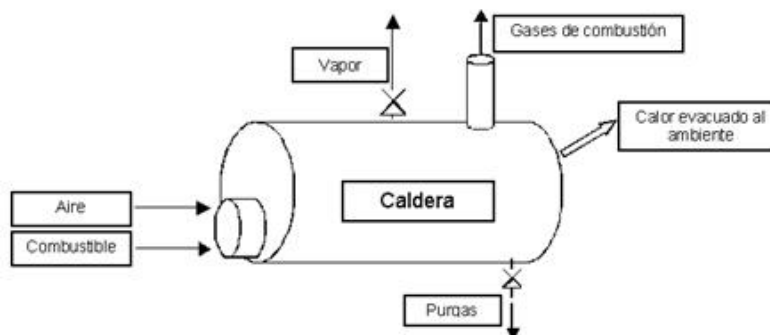
$$\left(R \left(\frac{a}{c}\right)\right)_r = 17.01 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg combustible}}$$

EFICIENCIA DE LA CALDERA DE VAPOR A GLP

Calculo de la eficiencia del generador de vapor

Utilizando la fórmula para hallar la eficiencia de la caldera

$$\eta = \frac{P_V (H_V - h_{fe})}{b \times PCI}$$



Fuente: http://www.profesormolina.com.ar/electromec/med_energ_termica.htm

Donde:

- Pv** : Producción de vapor
- Hv** : Entalpia del vapor
- Hfe** : Entalpia fluido de entrada
- b** : Consumo de combustible
- PCI** : Poder calorífico del combustible

Para calcular el rendimiento mediante este método será necesario saber la generación de vapor por cada hora y el consumo de combustible.

Esta expresión también puede ser indicada de la siguiente manera:

$$\eta = \frac{Q_{UTIL}}{Q_{APORTADO}}$$

$$\eta = \frac{Q_{APORTADO} - Q_{PERDIDAS}}{Q_{APORTADO}} = 1 - \frac{Q_{PERDIDAS}}{Q_{APORTADO}}$$

Analizamos el ahorro que presenta nuestro sistema de hacer uso de colectores solares y gas licuado de petróleo.

El comparativo demuestra un ahorro significativo y un tiempo de recuperación de la inversión en un tiempo favorable para su revisión.

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANT.	PRECIO UNITARIO	SUB TOTAL	INSTALACION	TOTAL	TIEMPO DE RECUPERACIÓN
1	COLECTOR SOLAR DE 2M2	400	S/. 800.00	S/. 320,000.00	S/. 80,000.00	S/. 400,000.00	10.58
2	COLECTOR HEAT PIPE	250	S/. 3,265.00	S/. 816,250.00	S/. 204,062.50	S/. 1,020,312.50	27.00

MES	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul
AHORRO	153%	133%	119%	92%	75%	61%	68%

Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
83%	104%	134%	161%	167%

Podemos concluir que el cambio de combustible utilizado en las calderas traerá consigo menos emisiones contaminantes y un ahorro considerable en la producción de vapor necesaria para el hospital.



Región Sur
La Republica.pe

Inicio Política Economía Sociedad Deportes Espectáculos Columnistas Mundo Edición impresa Regionales + Secciones ▾

Noticias Perú ▸ Región Sur ▸ Consumo de GLP creció en más de 100% en lo que va de este año

Consumo de GLP creció en más de 100% en lo que va de este año

Miércoles, 13 de junio de 2012 | 5:00 am

Comentar 0 | Compartir | Twittear 3 | +1 0

Arequipa. El uso del Gas Licuado de **Petróleo** (GLP) crece significativamente en Arequipa. Mientras al cierre del 2011, apenas 150 establecimientos, entre hoteles, **restaurantes** y algunas viviendas particulares tenían las autorizaciones para utilizar este combustible, a menos de medio año del 2012, ya suman 400 **negocios** que cuentan con la licencia.

Elmer Tupia, titular del Organismo Supervisor de la **Inversión** en la Energía y **Minería** (Osinermin), explicó que los negocios o viviendas que usan **GLP** requieren de instalaciones especiales, indicó que el control es producto de los registros que se hacen a los transportadores de GLP para saber a quiénes le venden el producto.

En este boletín se puede recopilar el crecimiento y aceptación obtenida en la ciudad de Arequipa y así tomar en cuenta el uso de este combustible para obtener mejores rendimientos con menor costo de consumo.

4.1.1.2. CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LAS CALDERAS

DESCRIPCION DE CALDERAS

Según los cálculos anteriores sea propuesto la compra de Calderas INTESA de 125 BHP, han sido determinada 4 de estas calderas para el Abastecimiento de las necesidades de vapor del hospital.

Marca	: Calderas Intesa
Año de fabricación	: 2013
Tipo	: Piro-tubular Horizontal
Presión de Diseño	: 150 PSI
Superficie de Calentamiento	: 625 pies ²
Combustible	: Gas Licuado de Petróleo
Max. Capacidad de Generación	: 4313 lb/hr

N°de pasos Consumo de combustible GLP	:	3
Contenido de Agua	:	647 Gls.
Altura Total "A"	:	99 inch
Ancho Total "B"	:	92 inch
Largo Total "C"	:	209 inch
Consumo de Combustible	:	111.71 Kg/hr

SELECCIÓN DEL COMBUSTIBLE A UTILIZAR EN LOS GENERADORES DE VAPOR

Para la siguiente selección se atacara mediante una evaluación de costo de operación para una caldera de 150 bhp con un trabajo diario aproximado de 12 horas.

Tabla 4.3.	Diesel	GLP
Poder Calorífico	10860 Kcal/Kg	11780 Kcal/Kg
Consumo de Combustible Gls/día	230 Gls/día	360 Gls/Día
Consumo de Combustible Gls/año	83950 Gls/año	131400 Gls/año
Costo Combustible por Galón	s/. 12,35	s/. 2,58
Costo Combustible por día	s/. 2840,5	s/. 928,8
Costo combustible por año	s/. 1036782,5	s/. 339012

Consumo equivalente del GLP : 1 Gls de Diesel \approx 1.55 Gls de GLP

- Ahorro diario : s/. 1911,7
- Ahorro anual : s/. 697770,5

El precio establecido de GLP por Petro Perú a Marzo del 2014 es de s/. 2,58 el Galón.

Tomando en cuenta el ahorro obtenido es que el combustible a utilizar en los calderos gracias a sus beneficios energéticos y menores emisiones contaminantes para la generación de vapor será el Gas Licuado de petróleo (GLP).

CALCULOS (simplificado):

Tabla 4.4. PROPIEDADES DE COMBUSTIBLES CONVENCIONALES

Combustible	Cantidad	Densidad	Poder calorífico		Eficiencia		Costo
					%		
Diesel B5	1 Gal	3.29Kg/Gal		41.55KW-Hr/Gal	87		S/. 12.35
CANTIDAD DEL COMBUSTIBLE AHORRADO POR EL SISTEMA SOLAR							
Mes		ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO
Energía Solar (KW Hr/ mes)	Sist. Solar	75486.63	61435.65	62850.19	47152.39	40110.61	32681.06
Gal deDiesel B5 ahorrado	Sist. Solar	2088.07	1699.40	1738.53	1304.30	1109.52	904.01
Mes		JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE
Energía Solar (KW Hr/ mes)	Sist. Solar	38873.39	47675.30	56141.09	73259.00	80714.42	88620.75
Gal deDiesel B5 ahorrado	Sist. Solar	1075.30	1318.77	1552.95	2026.45	2232.68	2451.38
COSTO DE DIESEL B5 AHORRADO AL MES POR EL SISTEMA SOLAR							
Mes		ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO
Costo Mes Ahorrado	Sist. Solar	S/. 25,787.68	S/. 20,987.60	S/. 21,470.83	S/. 16,108.16	S/. 13,702.55	S/. 11,164.48
Mes		JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE
Costo Mes Ahorrado	Sist. Solar	S/. 13,279.89	S/. 16,286.80	S/. 19,178.87	S/. 25,026.68	S/. 27,573.60	S/. 30,274.55
AHORRO ANUAL	S/. 240,841.68						

TABLA 4.5 PROPIEDADES DE COMBUSTIBLES CONVENCIONALES

Combustible	Cantidad	Densidad	Poder calorífico		Eficiencia		Costo
					%		
Diesel B5	1 Gal	2.038Kg/Gal		28.29KW-Hr/Gal	87		S/. 6.25
CANTIDAD DEL COMBUSTIBLE AHORRADO POR EL SISTEMA SOLAR							
Mes		ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO
Energía Solar (KW Hr/ mes)	Sist. Solar	75486.63	61435.65	62850.19	47152.39	40110.61	32681.06
Gal deGLP ahorrado	Sist. Solar	3066.57	2495.76	2553.23	1915.52	1629.45	1327.64
Mes		JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE
Energía Solar (KW Hr/ mes)	Sist. Solar	38873.39	47675.30	56141.09	73259.00	80714.42	88620.75
Gal deGLP ahorrado	Sist. Solar	1579.19	1936.76	2280.68	2976.07	3278.94	3600.13
COSTO DE GLP AHORRADO AL MES POR EL SISTEMA SOLAR							
Mes		ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO
Costo Mes Ahorrado	Sist. Solar	S/. 19,166.06	S/. 15,598.52	S/. 15,957.67	S/. 11,971.99	S/. 10,184.09	S/. 8,297.72
Mes		JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE
Costo Mes Ahorrado	Sist. Solar	S/. 9,869.96	S/. 12,104.76	S/. 14,254.23	S/. 18,600.47	S/. 20,493.40	S/. 22,500.81
AHORRO ANUAL	S/. 178,999.67						

Podemos apreciar que el ahorro dado al utilizar colectores solares para el pre calentamiento y GLP para la generación de vapor al año es mucho mayor que utilizando Diésel, el cual resulta una buena opción de ahorro.

Estas calderas Intesa ofrecen una eficiencia mínima garantizada de 87%

4.2 CÁLCULO DE LOS ABLANDADORES DE AGUA

4.2.1. TRATAMIENTO DEL AGUA DEL CALDERO Y SERVICIOS DEL HOSPITAL

Para el cálculo de un equipo de tratamiento de agua a base de intercambio iónico por zeolita, es indispensable tener en cuenta los siguientes aspectos.

- ✓ Uso que se va a dar al agua
- ✓ Consumo del agua tratada
- ✓ Análisis del agua a tratar
- ✓ Periodo entre la regeneración de la unidad
- ✓ Número de unidades.

Conociendo estos datos procederemos al cálculo del equipo

El agua que necesita el hospital es:

$$599263.37 \frac{lt}{dia} = 18599.94 \frac{m^3}{mes} = 110 \frac{GL}{min}$$

Dato de la dureza de la red de agua potable es 90ppm

Calidad de agua a obtener es lo ideal 0 ppm

El consumo de agua es:

$$480089.40 \frac{L}{dia} * \frac{1 DIA}{24 HORAS} * \frac{1 hr}{60 min} = 333.40 \frac{L}{min}$$

Cálculo del Sistema de Ablandamiento de agua potable.

En este trabajo se emplea un ablandador para realizar el tratamiento al agua de reposición debido a su eficacia y bajo costo de operación.

Para seleccionar el ablandador se debe considerar:

- Agua de reposición tiene un caudal de 27.6 GPM.
- El sistema operara en promedio 8 horas diarias.

- Dureza del agua de alimentación es de 300 ppm.

En la siguiente tabla se muestra los grados de dureza del Agua calculado como carbonato de calcio

Tabla Nº 4.6. Clasificación de la dureza por CaCO₂ en el agua

Grado de dureza	(mg/l) como CaCO ₃
Blanda	0 - 75
Moderadamente dura	75 - 150
Dura	150 - 300
Muy dura	> 300

Fuente: Ministerio de Salud

Para nuestro caso se considerara agua dura las equivalencias de unidades son:

$$1 \text{ ppm equivale} = 1 \text{ mg/L}$$

Ciclo de regeneración

Las unidades pequeñas por lo general se calculan teniendo como base la necesidad de agua para una semana para así efectuar la regeneración durante los fines de semana, cuando el consumo disminuye

Cuando el consumo de agua es muy grande o el agua potable de red es muy dura el ciclo mínimo recomendable es de 24 horas para cada unidad para nuestro caso se efectuara cada 6 días.

Número de unidades

Para ablandar el agua utilizaremos dos equipos. Uno de ellos capaz de soportar la carga completa cuando se regenera el otro. Cuando el consumo es suficientemente grande, es deseable contar con un número mayor de unidades durante la regeneración.

Consumo total de agua blanda

Requerimiento de Agua para Usos de Lavandería

Para el cálculo de los requerimientos de agua blanda en lavandería recurrimos a las siguientes consideraciones:

- Catálogos de los fabricantes de los equipos (Anexo)

- Factor de seguridad en la selección del equipo (20%) la cual añadiremos a los cálculos teóricos realizados.
- En el mejor de los casos se cargará, una vez la lavadora en una hora, (siendo lo normal 70 minutos por carga)

Resultando

- La lavadora según catalogo consume 850 litros por carga, en una hora tendrá en el mejor de los casos una carga, y son dos lavadoras y el agua de reposición de las calderas, entonces el consumo de agua en la lavadora por hora será de:

Agua de Calderas = 27.6 GPM = **6268.45 litros/hr**

Agua de Lavandería = 850 litros x 2 x 1.2 (Factor) = **2040 litros/hr**

Consumo total de agua blanda = 6268.45 + 2040 = 8308.45 litros/hr

Consumo total de agua blanda= 36.581 GPM

$$\text{Consumo total de agua blanda} = 36.581 \frac{\text{galones}}{\text{min}} \times \frac{60 \text{ min}}{\text{hr}} \times \frac{8 \text{ hr}}{\text{Dia}}$$

$$\text{Consumo total de agua blanda} = 17\,558.88 \frac{\text{Galones}}{\text{Dia}}$$

Para estimar la capacidad del ablandador se debe realizar el siguiente cálculo:

La resina a utilizar como base para calculo será Amberlita IR-120plus , LA CAPACIDAD DE LA zeolita es de 30 000 granos por pie cubico de resina . Las características de la resina están especificadas (anexo-propiedades zeolita).

Equivalencias entre sistemas

UNIDAD	GPG (Gramos x Galón)
1 GPG	1.0
1 PPM	0.058

Transformando de PPM a GPG

$$300\text{ppm} \times 0.058 \frac{\text{Granos}}{\text{galon}} = 17.4 \frac{\text{Granos}}{\text{galon}}$$

$$\text{CAP}_{\text{ABLADOR}} = 17.4 \frac{\text{Granos}}{\text{galones}} \times 17\,558.8 \frac{\text{Galones}}{\text{Dia}}$$

$$CAP_{\text{ABLANDADOR}} = 305\,523.12 \frac{\text{Granos}}{\text{Dia}}$$

Del cálculo anterior se obtiene que la capacidad del ablandador debe ser superior o igual a 305 523.12 granos, es decir 306 k, equivalente a 12 pies³,

Seleccionamos dos ablandadores de 306 k, para el trabajo de un ablandador en Stand By para la regeneración del ablandador

Capacidad de intercambio de la resina

Cada pie cubico de Amberlita IR-120 tiene una alta capacidad de operación y eficiencia de regeneración removerá 30 000 granos de dureza cuando es regenerado con 15 libras de sal.

$$30\,000 \text{ Granos de dureza} \text{ ----- } 1\text{Pie}^3$$

$$CAP_{\text{INTERCAMBIO}} = \frac{1\text{Pie}^3}{30\,000 \text{ Granos}} \times 305\,523.12 \frac{\text{Granos}}{\text{Dia}}$$

$$CAP_{\text{INTERCAMBIO}} = 10.18 \frac{1 \text{ Pie}^3 \text{ de Resina}}{\text{Dia operacion}}$$

Número de días de operación a saturación:

$$10.18 \text{ Pie}^3 \text{ de Resina} \text{ ----- } 1 \text{ Dia Operacion}$$

$$X \text{ Pie}^3 \text{ de Resina} \text{ ----- } 6 \text{ Dia Operacion}$$

$$CAP_{\text{INTERCAMBIO}} = 61.07 \text{ Pie}^3$$

CONSUMO DE SAL

El consumo de sal por regeneración se calcula en base a que se necesitan 2.1 Kg de sal por kg de dureza removida:

Datos:

- Consumo total de agua blanda = $17\,558.88 \frac{\text{Galones}}{\text{Dia}} = 66\,465.32 \frac{\text{Litros}}{\text{Dia}}$
- Dureza de agua fuente 300 ppm
- Días de trabajo 6 días

$$CANTIDAD_{\text{DUREZA}} = 300\text{ppm} \times 66\,465.32 \frac{\text{Litros}}{\text{Dia}} \times 6 \text{ dias} = 119\,637\,576. \text{ mg}$$

$$CANTIDAD_{\text{DUREZA}} = 119.5 \text{ Kg de dureza}$$

$$CONSUMO_{\text{SAL}} = 119.5 \text{ Kg de dureza} \times 2.1 \frac{\text{Kg de sal}}{\text{Kg de dureza}} = 250.95 \text{ Kg de sal}$$

Consumo semanal de sal: **250.95 Kg de sal**

4.3 CÁLCULO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

Calculo de las tuberías con sus accesorios y válvulas que conectan los diferentes equipos correcta selección de tuberías para no sobrevalorar el proyecto.

4.3.1. ESTANDARIZACIÓN DEL MATERIAL Y NUMERO DE CEDULA DE LAS TUBERÍAS DE VAPOR

El material en las tuberías según norma ASA es de designación ASTM A-S3 especificación M y grado B

Hallamos el espesor:

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C$$

t = espesor mínimo de la pared (mm, pulgadas)

D_e = diametro exterior (mm, pulg)

P = Presion de trabajo ($\frac{Kg - f}{cm^2}$, psi)

S = esfuerzo maximo permitido en el material ($\frac{Kg - f}{cm^2}$, psi)

C = espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica

Para diametros menores a 1 " c = 0.05 pulgadas o 1.27 mm

Para diametros mayores a 1 " c = 0.065 pulgadas o 1.65 mm

4.3.2. CÁLCULO DE TUBERÍAS PARA EL SERVICIO DE LAVANDERÍA 120PSI

SECADORAS

TRAMO DE ALIMENTACION DE VAPOR PARA 1 SECADORA AD-170V

Datos:

$$Mv = 330 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.2325 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen específico presión de saturación de 120 PSI}$$

$$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Ramales } 30 \text{ m/s}$$

Reemplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}} \quad D = \sqrt{\frac{4 * 330 * 0.2325}{3600 * 3.14 * 30}}$$

$$D = 30 \text{ mm} \quad \text{Estandarizamos a } 32 \text{ mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 42.2 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

C = espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica

$$\text{Para diámetros menores a } 1" \text{ o } 25.5\text{mm} \quad c = 1.27 \text{ mm}$$

$$\text{Para diámetros mayores a } 1" \text{ o } 25.5\text{mm} \quad c = 1.65 \text{ mm}$$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{8.43 * 42.2}{2 * 1055 + 0.8 * 8.43} + 1.65$$

$$t = 1.817\text{mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 1 1/4 pulgada*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 42.2mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 3.56 mm*

TRAMO DE ALIMENTACION DE VAPOR PARA VA HACIA 2 SECADORAS AD-170V

Datos:

$$Mv = 660 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.2325 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen específico presión de saturación de 120 PSI}$$

$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Ramales } 30 \text{ m/s}$

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 660 * 0.2325}{3600 * 3.14 * 30}}$$

$$D = 42.54 \text{ mm Estandarizamos a } 40 \text{ mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 48.3 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$C = \text{espesor adicional, como prevision para resistencia mecánica}$

Para diámetros menores a 1" o 25.5mm $c = 1.27 \text{ mm}$

Para diámetros mayores a 1" o 25.5mm $c = 1.65 \text{ mm}$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{8.43 * 48.3}{2 * 1055 + 0.8 * 8.43} + 1.65$$

$$t = 1.842\text{mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diámetro nominal = 1 1/2 pulgada*
- ✓ *Número de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diámetro Exterior = 48.3mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 3.68mm*

TRAMO DE ALIMENTACION DE VAPOR PARA VA HACIA 3 SECADORAS AD-170V

Datos:

$$Mv = 990 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.2325 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen especifico presion de saturacion de 120 PSI}$$

$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Ramales } 30 \text{ m/s}$

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 990 * 0.2325}{3600 * 3.14 * 30}}$$

$$D = 52.11 \text{ mm} \text{ Estandarizamos a } 50 \text{ mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 60.3 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$C = \text{espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica}$

Para diametros menores a 1" o 25.5mm $c = 1.27 \text{ mm}$

Para diametros mayores a 1" o 25.5mm $c = 1.65 \text{ mm}$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{8.43 * 60.3}{2 * 1055 + 0.8 * 8.43} + 1.65$$

$$t = 1.890 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 2 pulgada*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 60.3mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 3.91 mm*

TRAMO DE ALIMENTACION DE VAPOR PARA VA HACIA 5 SECADORAS AD-170V

Datos:

$$Mv = 1650 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.2325 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen específico presión de saturación de 120 PSI}$$

$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Ramales } 30 \text{ m/s}$

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}} \quad D = \sqrt{\frac{4 * 1650 * 0.2325}{3600 * 3.14 * 30}}$$

$$D = 67.27 \text{ mm} \quad \text{Estandarizamos a } 80 \text{ mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 88.9 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$C = \text{espesor adicional, como prevision para resistencia mecánica}$

Para diámetros menores a 1" o 25.5mm $c = 1.27 \text{ mm}$

Para diámetros mayores a 1" o 25.5mm $c = 1.65 \text{ mm}$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{8.43 * 88.9}{2 * 1055 + 0.8 * 8.43} + 1.65$$

$$t = 2.004 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 3 pulgada*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 88.9mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 3.18 mm*

TRAMO DE ALIMENTACION DE VAPOR A UNA LAVADORA

FA-600

Datos:

$$Mv = 65 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.2325 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen específico presión de saturación de 120 PSI}$$

$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Ramales } 30 \text{ m/s}$

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}} \quad D = \sqrt{\frac{4 * 65 * 0.2325}{3600 * 3.14 * 30}}$$

$$D = 13.35 \text{ mm} \quad \text{Estandarizamos a } 15 \text{ mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 21.3 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$C = \text{espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica}$

Para diámetros menores a 1" o 25.5mm $c = 1.27 \text{ mm}$

Para diámetros mayores a 1" o 25.5mm $c = 1.65 \text{ mm}$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{8.43 * 21.3}{2 * 1055 + 0.8 * 8.43} + 1.27$$

$$t = 1.355 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 1/2 pulgada*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 21.3mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 2.77 mm*

TRAMO DE ALIMENTACION DE VAPOR A 2 LAVADORAS FA-600

Datos:

$$Mv = 130 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.2325 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen especifico presion de saturacion de 120 PSI}$$

$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Ramales } 30 \text{ m/s}$

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 130 * 0.2325}{3600 * 3.14 * 30}}$$

$$D = 18.88 \text{ mm Estandarizamos a } 20 \text{ mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 26.7 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$C = \text{espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica}$

Para diametros menores a 1" o 25.5mm $c = 1.27 \text{ mm}$

Para diametros mayores a 1" o 25.5mm $c = 1.65 \text{ mm}$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{8.43 * 26.7}{2 * 1055 + 0.8 * 8.43} + 1.65$$

$$t = 1.756 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 3/4 pulgada*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 26.7mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 2.87 mm*

TRAMO DE ALIMENTACION DE VAPOR A 1 LAVADORA

FA-1100

Datos:

$$Mv = 235.5 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.2325 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen especifico presion de saturacion de 120 PSI}$$

$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Ramales } 30 \text{ m/s}$

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}} \quad D = \sqrt{\frac{4 * 235.5 * 0.2325}{3600 * 3.14 * 30}}$$

$$D = 25.41 \text{ mm} \text{ Estandarizamos a } 25 \text{ mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 33.4 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$C = \text{espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica}$

Para diametros menores a 1" o 25.5mm $c = 1.27 \text{ mm}$

Para diametros mayores a 1" o 25.5mm $c = 1.65 \text{ mm}$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{8.43 * 33.4}{2 * 1055 + 0.8 * 8.43} + 1.65$$

$$t = 1.783 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 1 pulgada*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 33.4 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 3.38 mm*

TRAMO DE ALIMENTACION DE VAPOR A 1 LAVADORA FA-600 Y FA-1100

Datos:

$$Mv = 300.5 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.2325 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen especifico presion de saturacion de 120 PSI}$$

$W =$ velocidad del fluido Asumida para Ramales 30 m/s

Reemplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}} \qquad D = \sqrt{\frac{4 * 300.5 * 0.2325}{3600 * 3.14 * 30}}$$

$$D = 28.71 \text{ mm} \quad \text{Estandarizamos a } 32 \text{ mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 42.2 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$C =$ espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica

Para diametros menores a 1" o 25.5mm $c = 1.27 \text{ mm}$

Para diametros mayores a 1" o 25.5mm $c = 1.65 \text{ mm}$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \qquad t = \frac{8.43 * 42.2}{2 * 1055 + 0.8 * 8.43} + 1.65$$

$$t = 1.818 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 1 1/4 pulgada*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 42.2 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 3.56 mm*

TRAMO DE ALIMENTACION DE VAPOR A 3 LAVADORA FA-600 Y 2 FA-1100

Datos:

$$Mv = 666 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.2325 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen específico presión de saturación de 120 PSI}$$

$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Ramales } 30 \text{ m/s}$

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 666 * 0.2325}{3600 * 3.14 * 30}}$$

$$D = 42.74 \text{ mm} \quad \text{Estandarizamos a } 50\text{mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 60.3 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$C = \text{espesor adicional, como prevision para resistencia mecánica}$

Para diámetros menores a 1" o 25.5mm $c = 1.27 \text{ mm}$

Para diámetros mayores a 1" o 25.5mm $c = 1.65 \text{ mm}$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{8.43 * 60.3}{2 * 1055 + 0.8 * 8.43} + 1.65$$

$$t = 1.890\text{mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diámetro nominal = 2 pulgada*
- ✓ *Número de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diámetro Exterior = 60.3 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 3.91 mm*

TRAMO DE ALIMENTACION DE VAPOR A 1 CALANDRIA

Datos:

$$Mv = 78 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.2325 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen especifico presion de saturacion de 120 PSI}$$

$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Ramales } 30 \text{ m/s}$

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}} \qquad D = \sqrt{\frac{4 * 78 * 0.2325}{3600 * 3.14 * 30}}$$

$$D = 14.63 \text{ mm} \text{ Estandarizamos a } 15 \text{ mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 21.3 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$C = \text{espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica}$

Para diametros menores a 1" o 25.5mm $c = 1.27 \text{ mm}$

Para diametros mayores a 1" o 25.5mm $c = 1.65 \text{ mm}$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \qquad t = \frac{8.43 * 21.3}{2 * 1055 + 0.8 * 8.43} + 1.27$$

$$t = 1.355 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 1/2 pulgada*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 21.3 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 2.77 mm*

TRAMO DE ALIMENTACION DE VAPOR A 2 CALANDRIAS PSP

Datos:

$$Mv = 156 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.2325 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen especifico presion de saturacion de 120 PSI}$$

$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Ramales } 30 \text{ m/s}$

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 156 * 0.2325}{3600 * 3.14 * 30}}$$

$$D = 20.68 \text{ mm} \text{ Estandarizamos a } 20 \text{ mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 26.7 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$C = \text{espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica}$

$$\text{Para diametros menores a } 1" \text{ o } 25.5\text{mm } c = 1.27 \text{ mm}$$

$$\text{Para diametros mayores a } 1" \text{ o } 25.5\text{mm } c = 1.65 \text{ mm}$$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{8.43 * 26.7}{2 * 1055 + 0.8 * 8.43} + 1.27$$

$$t = 1.376\text{mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 3/2 pulgada*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 26.7 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 2.87mm*

TRAMO DE ALIMENTACION DE VAPOR A 3 CALANDRIAS PSP

Datos:

$$Mv = 234 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.2325 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen específico presión de saturación de 120 PSI}$$

$$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Ramales } 30 \text{ m/s}$$

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 234 * 0.2325}{3600 * 3.14 * 30}}$$

$$D = 25.33 \text{ mm} \text{ Estandarizamos a } 25\text{mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 33.4 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

C = espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica

$$\text{Para diámetros menores a } 1" \text{ o } 25.5\text{mm } c = 1.27 \text{ mm}$$

$$\text{Para diámetros mayores a } 1" \text{ o } 25.5\text{mm } c = 1.65 \text{ mm}$$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{8.43 * 33.4}{2 * 1055 + 0.8 * 8.43} + 1.65$$

$$t = 1.783\text{mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diámetro nominal = 1 pulgada*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diámetro Exterior = 33.4 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 3.38mm*

TRAMO DE ALIMENTACION DE VAPOR A 1 PRENSA PLANCHADORA PRESS

Datos:

$$Mv = 25 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.2325 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen específico presión de saturación de 120 PSI}$$

$W =$ velocidad del fluido Asumida para Ramales 30 m/s

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}} \quad D = \sqrt{\frac{4 * 25 * 0.2325}{3600 * 3.14 * 30}}$$

$$D = 8.28 \text{ mm} \text{ Estandarizamos a } 15\text{mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 21.3 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$C =$ espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica

$$\text{Para diámetros menores a } 1" \text{ o } 25.5\text{mm} \quad c = 1.27 \text{ mm}$$

$$\text{Para diámetros mayores a } 1" \text{ o } 25.5\text{mm} \quad c = 1.65 \text{ mm}$$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{8.43 * 21.3}{2 * 1055 + 0.8 * 8.43} + 1.27$$

$$t = 1.355 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 1/2 pulgada*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 21.3 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 2.77mm*

TRAMO DE ALIMENTACION DE VAPOR A 1 PRENSA PLANCHADORA PRESS

Datos:

$$Mv = 25 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.2325 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen específico presión de saturación de 120 PSI}$$

$$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Ramales } 30 \text{ m/s}$$

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}} \qquad D = \sqrt{\frac{4 * 25 * 0.2325}{3600 * 3.14 * 30}}$$

$$D = 8.28 \text{ mm} \text{ Estandarizamos a } 15\text{mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 21.3 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

C = espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica

$$\text{Para diametros menores a } 1" \text{ o } 25.5\text{mm } c = 1.27 \text{ mm}$$

$$\text{Para diametros mayores a } 1" \text{ o } 25.5\text{mm } c = 1.65 \text{ mm}$$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \qquad t = \frac{8.43 * 21.3}{2 * 1055 + 0.8 * 8.43} + 1.27$$

$$t = 1.355 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 1/2 pulgada*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 21.3 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 2.77mm*

**TRAMO DE ALIMENTACION DE VAPOR A 3 CALANDRIAS Y 2
PRENSAPLANCHADORA PRESS**

Datos:

$$Mv = 284 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.2325 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen especifico presion de saturacion de 120 PSI}$$

$$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Ramales } 30 \text{ m/s}$$

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 284 * 0.2325}{3600 * 3.14 * 30}}$$

$$D = 27.91 \text{ mm} \text{ Estandarizamos a } 32\text{mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 42.2 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

C = espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica

$$\text{Para diametros menores a } 1" \text{ o } 25.5\text{mm } c = 1.27 \text{ mm}$$

$$\text{Para diametros mayores a } 1" \text{ o } 25.5\text{mm } c = 1.65 \text{ mm}$$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{8.43 * 42.2}{2 * 1055 + 0.8 * 8.43} + 1.65$$

$$t = 1.818 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 1 - 1/4 pulgada*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 42.2 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 3.56 mm*

TRAMO DE LA TUBERIA PRINCIPAL QUE ALIMENTA A TODA LA SECCION DE LAVANDERIA

Datos:

$$Mv = 2600 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.2325 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen especifico presion de saturacion de 120 PSI}$$

$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Troncal } 15 \text{ m/s}$

Reemplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}} \qquad D = \sqrt{\frac{4 * 2600 * 0.2325}{3600 * 3.14 * 15}}$$

$$D = 119.42 \text{ mm} \quad \text{Estandarizamos a } 125 \text{ mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 141.3 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$C = \text{espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica}$

$$\text{Para diametros menores a } 1" \text{ o } 25.5\text{mm} \quad c = 1.27 \text{ mm}$$

$$\text{Para diametros mayores a } 1" \text{ o } 25.5\text{mm} \quad c = 1.65 \text{ mm}$$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \qquad t = \frac{8.43 * 141.3}{2 * 1055 + 0.8 * 8.43} + 1.65$$

$$t = 2.213\text{mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 5 pulgadas*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 141.3 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 4.78 mm*

4.3.3. CÁLCULO DE TUBERÍAS PARA EL SERVICIO DE COCINA

TRAMO DE LA TUBERIA PRINCIPAL QUE ALIMENTA A TODA LA SECCION COCINA

Datos:

$$Mv = 500 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.4155 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen específico presión de saturación de 65 PSI}$$

$$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Troncal } 15 \text{ m/s}$$

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}} \quad D = \sqrt{\frac{4 * 500 * 0.4155}{3600 * 3.14 * 15}}$$

$$D = 70.01 \text{ mm} \text{ Estandarizamos a } 80 \text{ mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 88.9 \text{ mm}$$

$$P = 4.571 (\text{Kg} - \text{f/cm}^2)$$

$$S = 1055 (\text{Kg} - \text{f/cm}^2)$$

C = espesor adicional, como prevision para resistencia mecánica

$$\text{Para diámetros menores a } 1" \text{ o } 25.5 \text{ mm} \quad c = 1.27 \text{ mm}$$

$$\text{Para diámetros mayores a } 1" \text{ o } 25.5 \text{ mm} \quad c = 1.65 \text{ mm}$$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{1.785 * 88.9}{2 * 1055 + 0.8 * 1.785} + 1.65$$

$$t = 1.842 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 3 pulgadas*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 88.9 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 3.18 mm*

TRAMO DE LA TUBERIA PRINCIPAL QUE ALIMENTA A TODA LA SECCION HUMIDIFICACION

Datos:

$$Mv = 480 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.4155 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen especifico presion de saturacion de 65 PSI}$$

$W =$ velocidad del fluido Asumida para Troncal 15 m/s

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 480 * 0.4155}{3600 * 3.14 * 15}}$$

$$D = 68.79 \text{ mm} \text{ Estandarizamos a } 80\text{mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 88.9 \text{ mm}$$

$$P = 4.571 (\text{Kg} - \text{f/cm}^2)$$

$$S = 1055 (\text{Kg} - \text{f/cm}^2)$$

$C =$ espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica

Para diametros menores a 1" o 25.5mm $c = 1.27 \text{ mm}$

Para diametros mayores a 1" o 25.5mm $c = 1.65 \text{ mm}$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{1.785 * 88.9}{2 * 1055 + 0.8 * 1.785} + 1.65$$

$$t = 1.842 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 3 pulgadas*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 88.9 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 3.18mm*

4.3.4. CÁLCULO DE TUBERÍAS PARA EL SERVICIO DE CALENTADORES DE AGUA FLOW RITE-TEMP

Datos:

$$Mv = 510 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.4155 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen específico presión de saturación de 65 PSI}$$

$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Troncal } 15 \text{ m/s}$

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}} \quad D = \sqrt{\frac{4 * 510 * 0.4155}{3600 * 3.14 * 15}}$$

$$D = 70.70 \text{ mm} \text{ Estandarizamos a } 80 \text{ mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 88.9 \text{ mm}$$

$$P = 4.571 (\text{Kg} - \text{f/cm}^2)$$

$$S = 1055 (\text{Kg} - \text{f/cm}^2)$$

$C = \text{espesor adicional, como prevision para resistencia mecánica}$

Para diámetros menores a 1" o 25.5mm $c = 1.27 \text{ mm}$

Para diámetros mayores a 1" o 25.5mm $c = 1.65 \text{ mm}$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{1.785 * 88.9}{2 * 1055 + 0.8 * 1.785} + 1.65$$

$$t = 1.842 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diámetro nominal = 3 pulgadas*
- ✓ *Número de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diámetro Exterior = 88.9 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 3.18mm*

Se consideró 3 calentadores de la misma capacidad para diferente uso en el hospital en diferentes zonas

4.3.5. CÁLCULO DE TUBERÍAS PARA EL SERVICIO DE ESTERILIZACIÓN

Datos:

$$Mv = 650 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.4155 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen específico presión de saturación de 65 PSI}$$

$W =$ velocidad del fluido Asumida para Troncal 15 m/s

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 650 * 0.4155}{3600 * 3.14 * 15}}$$

$$D = 79.82 \text{ mm} \text{ Estandarizamos a } 100 \text{ mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 114.3 \text{ mm}$$

$$P = 4.5711 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$C =$ espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica

Para diametros menores a 1" o 25.5mm $c = 1.27 \text{ mm}$

Para diametros mayores a 1" o 25.5mm $c = 1.65 \text{ mm}$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{4.5711 * 114.3}{2 * 1055 + 0.8 * 4.5711} + 1.65$$

$$t = 1.897 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 4 pulgadas*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 114.3mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 3.18 mm*

TRAMO DE ALIMENTACION DE VAPOR A 65 PSI PARA SERVICIOS DE HUMIDIFICACION Y CALENTADOR DE AGUA ZONA VII

Datos:

$$Mv = 1007.6 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.4155 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen especifico presion de saturacion de 65 PSI}$$

$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Troncal } 15 \text{ m/s}$

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 1007.6 * 0.4155}{3600 * 3.14 * 15}}$$

$$D = 99.38 \text{ mm} \text{ Estandarizamos a } 100 \text{ mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 114.3 \text{ mm}$$

$$P = 4.571 (\text{Kg} - \text{f/cm}^2)$$

$$S = 1055 (\text{Kg} - \text{f/cm}^2)$$

$C = \text{espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica}$

Para diametros menores a 1" o 25.5mm $c = 1.27 \text{ mm}$

Para diametros mayores a 1" o 25.5mm $c = 1.65 \text{ mm}$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{4.571 * 114.3}{2 * 1055 + 0.8 * 4.571} + 1.65$$

$$t = 1.897 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 4pulgadas*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 114.3mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 3.18 mm*

TRAMO DE ALIMENTACION DE VAPOR A 65 PSI PARA SERVICIOS DE HUMIDIFICACION, CALENTADOR DE AGUA ZONA VII Y CALENTADOR DE AGUA ZONA II

Datos:

$$Mv = 1528.65 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.4155 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen especifico presion de saturacion de 65 PSI}$$

$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Troncal } 15 \text{ m/s}$

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}} \qquad D = \sqrt{\frac{4 * 1528.65 * 0.4155}{3600 * 3.14 * 15}}$$

$$D = 122.41 \text{ mm} \text{ Estandarizamos a } 125 \text{ mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 141.3 \text{ mm}$$

$$P = 4.571 (\text{Kg} - \text{f/cm}^2)$$

$$S = 1055 (\text{Kg} - \text{f/cm}^2)$$

$C = \text{espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica}$

Para diametros menores a 1" o 25.5mm $c = 1.27 \text{ mm}$

Para diametros mayores a 1" o 25.5mm $c = 1.65 \text{ mm}$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \qquad t = \frac{4.571 * 141.3}{2 * 1055 + 0.8 * 4.571} + 1.65$$

$$t = 1.956 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 5 pulgadas*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 141.3mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 4.78 mm*

TRAMO DE ALIMENTACION DE VAPOR A 65 PSI PARA SERVICIOS DE HUMIDIFICACION, CALENTADOR DE AGUA ZONA VII Y CALENTADOR DE AGUA ZONA II Y ESTERILIZACION.

Datos:

$$Mv = 2189.8 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.4155 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen especifico presion de saturacion de 65 PSI}$$

$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Troncal } 15 \text{ m/s}$

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 2189.8 * 0.4155}{3600 * 3.14 * 15}}$$

$$D = 146.51 \text{ mm Estandarizamos a } 150 \text{ mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 168.3 \text{ mm}$$

$$P = 4.571 (\text{Kg} - \text{f/cm}^2)$$

$$S = 1055 (\text{Kg} - \text{f/cm}^2)$$

$C = \text{espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica}$

Para diametros menores a 1" o 25.5mm $c = 1.27 \text{ mm}$

Para diametros mayores a 1" o 25.5mm $c = 1.65 \text{ mm}$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{4.571 * 168.3}{2 * 1055 + 0.8 * 4.571} + 1.65$$

$$t = 2.014 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 6 pulgadas*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 168.3 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 4.78 mm*

TRAMO DE ALIMENTACION DE VAPOR A 65 PSI PARA TODOS LOS SERVICIOS MENOS LAVANDERIA.

Datos:

$$Mv = 3229.9 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.4155 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen especifico presion de saturacion de 65 PSI}$$

$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Troncal } 15 \text{ m/s}$

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 3229.9 * 0.4155}{3600 * 3.14 * 15}}$$

$$D = 177.93 \text{ mm} \text{ Estandarizamos a } 200 \text{ mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 219.1 \text{ mm}$$

$$P = 4.571 (\text{Kg} - \text{f/cm}^2)$$

$$S = 1055 (\text{Kg} - \text{f/cm}^2)$$

$C = \text{espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica}$

$$\text{Para diametros menores a } 1" \text{ o } 25.5\text{mm} \quad c = 1.27 \text{ mm}$$

$$\text{Para diametros mayores a } 1" \text{ o } 25.5\text{mm} \quad c = 1.65 \text{ mm}$$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{4.571 * 219.1}{2 * 1055 + 0.8 * 4.571} + 1.65$$

$$t = 2.124 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 8 pulgadas*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 219.9 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 4.78 mm*

TRAMO DE ALIMENTACION DE VAPOR A 120 PSI PARA TODOS LOS SERVICIOS MENOS LAVANDERIA.

Datos:

$$Mv = 3229.9 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.2328 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen especifico presion de saturacion de 120 PSI}$$

$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Troncal } 15 \text{ m/s}$

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 2189.8 * 0.2328}{3600 * 3.14 * 15}}$$

$$D = 133.18 \text{ mm Estandarizamos a } 150 \text{ mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 168.3 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$C = \text{espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica}$

Para diametros menores a 1" o 25.5mm $c = 1.27 \text{ mm}$

Para diametros mayores a 1" o 25.5mm $c = 1.65 \text{ mm}$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{8.43 * 168.3}{2 * 1055 + 0.8 * 8.43} + 1.65$$

$$t = 2.320\text{mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 6 pulgadas*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 168.3 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 4.78 mm*

TRAMO DE ALIMENTACION PARA TODOS LOS SERVICIOS QUE VIENE DE CASA DE FUERZA

Datos:

$$Mv = 5881.92 \text{ kg/hr}$$

$$v = 0.2328 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ Volumen específico presión de saturación de 120 PSI}$$

$W =$ velocidad del fluido Asumida para Troncal 15 m/s

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}} \quad D = \sqrt{\frac{4 * 5881.92 * 0.2328}{3600 * 3.14 * 15}}$$

$$D = 179.73 \text{ mm} \text{ Estandarizamos a } 200\text{mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 219.1 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$C =$ espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica

Para diametros menores a 1" o 25.5mm $c = 1.27 \text{ mm}$

Para diametros mayores a 1" o 25.5mm $c = 1.65 \text{ mm}$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{8.43 * 219.1}{2 * 1055 + 0.8 * 8.43} + 1.65$$

$$t = 2.523 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 8 pulgadas*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 219.1 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 4.78 mm*

4.3.6. CÁLCULO DE TUBERÍAS DE VAPOR A LA SALIDA DE LOS CALDEROS

TUBERIAS A LA SALIDA DE LOS CALDEROS DE 125 BHP

TRAMO DE ALIMENTACION PARA TODOS LOS SERVICIOS QUE VIENE DE CASA DE FUERZA

Datos:

$$Mv = 1960 \frac{kg}{hr} \quad \text{Generacion de Vapor 01 Caldero de 125BHP}$$

$$v = 0.2328 \frac{m^3}{kg} \quad \text{Volumen especifico presion de saturacion de 120 PSI}$$

$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Troncal } 15 \text{ m/s}$

Reemplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}} \quad D = \sqrt{\frac{4 * 1960 * 0.2328}{3600 * 3.14 * 15}}$$

$$D = 103.75 \text{ mm} \quad \text{Estandarizamos a } 125 \text{ mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 141.3 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$C = \text{espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica}$

Para diametros menores a 1" o 25.5mm $c = 1.27 \text{ mm}$

Para diametros mayores a 1" o 25.5mm $c = 1.65 \text{ mm}$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{8.43 * 141.3}{2 * 1055 + 0.8 * 8.43} + 1.65$$

$$t = 2.213 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 5 pulgadas*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 141.3 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 4.78 mm*

Este procedimiento se sigue para los 4 calderos y que son de la misma potencia y deberían aportar la cantidad en forma igualitaria

4.3.7. DIMENSIONAMIENTO DEL CABEZAL DE DISTRIBUCIÓN PRINCIPAL DE VAPOR DE CASA DE FUERZA

Para hallar el diámetro correcto del cabezal principal de vapor se tomara la capacidad de generación máxima que corresponde a los cuatro calderos 125 BHP

$$Mv = 1960 * 4 \quad Mv = 7840$$

Hallando el caudal del vapor

$$Q = Mv * v \quad Q = 7840 * 0.2325 \frac{m^3}{kg} \quad Q = 1822.8 \frac{m^3}{hr}$$

$$v = 0.2325 \frac{m^3}{kg}$$

Calculando el área:

$$A = \frac{Q}{W} \quad A = \frac{1822.8 \frac{m^3}{hr}}{36000 \frac{m}{hr}} \quad A = 0.0506 \text{ m}^2$$

Asumiendo una velocidad de 10 m/seg

$$D = \sqrt{\frac{4 * A}{3.14}} \quad D = \sqrt{\frac{4 * 0.0506}{3.14}} \quad D = 0.2538 \text{ m} \quad D = 253.8 \text{ mm}$$

Estandarizamos a 300 mm

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 323.8 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

C = espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica

$$\text{Para diametros menores a 1" o 25.5mm} \quad c = 1.27 \text{ mm}$$

$$\text{Para diametros mayores a 1" o 25.5mm} \quad c = 1.65 \text{ mm}$$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{8.43 * 323.8}{2 * 1055 + 0.8 * 8.43} + 1.65$$

$$t = 2.940 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diámetro nominal = 12 pulgadas*
- ✓ *Número de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diámetro Exterior = 323.8 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 5.16 mm*

4.3.8. DIMENSIONAMIENTO DEL CABEZAL DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR QUE UNE LA LÍNEA PRINCIPAL CON LOS SERVICIOS DEL HOSPITAL

Para hallar el diámetro correcto del cabezal principal de vapor se tomara la capacidad de generación máxima que corresponde a los cuatro calderos 125 BHP

$$Mv = 1960 * 4 \quad Mv = 7840$$

Hallando el caudal del vapor

$$Q = Mv * v \quad Q = 7840 * 0.2325 \frac{m^3}{kg} \quad Q = 1822.8 \frac{m^3}{hr}$$

$$v = 0.2325 \frac{m^3}{kg}$$

Calculando el área:

$$A = \frac{Q}{W} \quad A = \frac{1822.8 \frac{m^3}{hr}}{36000 \frac{m}{hr}} \quad A = 0.0506 \text{ m}^2$$

Asumiendo una velocidad de 10 m/seg

$$D = \sqrt{\frac{4 * A}{3.14}} \quad D = \sqrt{\frac{4 * 0.0506}{3.14}} \quad D = 0.2538 \text{ m} \quad D = 253.8 \text{ mm}$$

Estandarizamos a 300 mm

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 323.8 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

C = espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica

$$\text{Para diametros menores a 1" o 25.5mm} \quad c = 1.27 \text{ mm}$$

$$\text{Para diametros mayores a 1" o 25.5mm} \quad c = 1.65 \text{ mm}$$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{8.43 * 323.8}{2 * 1055 + 0.8 * 8.43} + 1.65$$

$$t = 2.940 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 12 pulgadas*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 323.8 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 5.16 mm*

4.3.9. DIMENSIONAMIENTO DEL CABEZAL DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR PARA EL SERVICIO DE COCINA. CALENTADORES DE AGUA, ESTERILIZACIÓN, Y HUMIDIFICADORES. 65PSI

Para hallar el diámetro correcto del cabezal principal de vapor se tomara la capacidad Del punto D

$$Mv = 2193.46 \text{ kg/hr}$$

Hallando el caudal del vapor

$$Q = Mv * v \quad Q = 2193.46 * 0.4155 \frac{m^3}{kg} \quad Q = 911.38 \frac{m^3}{hr}$$

$$v = 0.4155 \frac{m^3}{kg}$$

Calculando el área:

$$A = \frac{Q}{W} \quad A = \frac{911.38 \frac{m^3}{hr}}{36000 \frac{m}{hr}} \quad A = 0.0253 \text{ m}^2$$

Asumiendo una velocidad de 10 m/seg

$$D = \sqrt{\frac{4 * A}{3.14}} \quad D = \sqrt{\frac{4 * 0.0253}{3.14}} \quad D = 0.1795m \quad D = 179.5 \text{ mm}$$

Estandarizamos a 200mm

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 219.1 \text{ mm}$$

$$P = 4.57 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

C = espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica

$$\text{Para diametros menores a 1" o 25.5mm} \quad c = 1.27 \text{ mm}$$

$$\text{Para diametros mayores a 1" o 25.5mm} \quad c = 1.65 \text{ mm}$$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{4.57 * 323.8}{2 * 1055 + 0.8 * 4.57} + 1.65$$

$$t = 2.122\text{mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 8 pulgadas*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 219.1 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 4.78 mm*

4.3.10. DIMENSIONAMIENTO DEL CABEZAL DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR PARA EL SERVICIO DE LAVANDERÍA

Para hallar el diámetro correcto del cabezal principal de vapor se tomara la capacidad requerida total del servicio de Lavandería.

$$Mv = 2652 \text{ kg/hr}$$

Hallando el caudal del vapor

$$Q = Mv * v \quad Q = 2652 * 0.2325 \frac{m^3}{kg} Q = 616.6 \frac{m^3}{hr}$$

$$v = 0.2325 \frac{m^3}{kg}$$

Calculando el área:

$$A = \frac{Q}{W} A = \frac{616.6 \frac{m^3}{hr}}{36000 \frac{m}{hr}} A = 0.01712 \text{ m}^2$$

Asumiendo una velocidad de 10 m/seg

$$D = \sqrt{\frac{4 * A}{3.14}} \quad D = \sqrt{\frac{4 * 0.01712}{3.14}} \quad D = 0.1476 \text{ m} \quad D = 147.6 \text{ mm}$$

Estandarizamos a 150 mm

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 168.3 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

C = espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica

$$\text{Para diametros menores a 1" o 25.5mm } c = 1.27 \text{ mm}$$

$$\text{Para diametros mayores a 1" o 25.5mm } c = 1.65 \text{ mm}$$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{8.43 * 168.3}{2 * 1055 + 0.8 * 168.3} + 1.65$$

$$t = 2.320 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 6 pulgadas*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 168.3 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 4.78 mm*

4.3.11. DIMENSIONAMIENTO DEL CABEZAL DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR PARA EL SERVICIO DE COCINA 25PSI

Para hallar el diámetro correcto del cabezal principal de vapor se tomara la capacidad requerida total del servicio de Lavandería.

$$Mv = 500 \text{ kg/hr}$$

Hallando el caudal del vapor

$$Q = Mv * v \quad Q = 500 * 1.018 \frac{m^3}{kg} \quad Q = 509 \frac{m^3}{hr}$$

$$v = 1.018 \frac{m^3}{kg}$$

Calculando el área:

$$A = \frac{Q}{W} \quad A = \frac{509 \frac{m^3}{hr}}{36000 \frac{m}{hr}} \quad A = 0.0141 \text{ m}^2$$

Asumiendo una velocidad de 10 m/seg

$$D = \sqrt{\frac{4 * A}{3.14}} \quad D = \sqrt{\frac{4 * 0.0141}{3.14}} \quad D = 0.1340 \quad D = 134 \text{ mm}$$

Estandarizamos a 150 mm

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 168.3 \text{ mm}$$

$$P = 1.75 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

C = espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica

$$\text{Para diametros menores a 1" o 25.5mm } c = 1.27 \text{ mm}$$

$$\text{Para diametros mayores a 1" o 25.5mm } c = 1.65 \text{ mm}$$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{1.75 * 168.3}{2 * 1055 + 0.8 * 1.75} + 1.65$$

$$t = 1.789 \text{ mm}$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 6 pulgadas*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 168.3 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 4.78 mm*

CUADRO RESUMEN DE LAS PRINCIPALES TUBERÍAS CALCULADAS

Nro.	TRAMO	DATOS			RESULTADOS		
		Presión [PSI]	Caudal [kg/hr]	Longitud [m]	SCHEDULE	Diámetro [Pulg]	TIPO []
1	L-I	65	510	50	40	3	Troncal
2	K-I	65	480	36	40	3	Troncal
3	H-I	65	1011	10	40	4	Troncal
4	J-H	65	510	45	40	3	Troncal
5	F-H	65	1528.65	10	40	5	Troncal
6	G-F	65	650	28	40	4	Troncal
7	F-D	65	2189.8	5	40	6	Troncal
8	C-D	65	524.4	85	40	3	Troncal
9	E-D	65	506.6	40	40	3	Troncal
10	D-65	65	3229.9	2.5	40	8	Troncal
11	D-120	120	3229.9	2.5	40	6	Troncal
12	B-A	120	2652	60	40	5	Troncal
13	SM-SMC	120	5881.92	102	40	8	Troncal
14	SMC-C1	120	1960	5	40	5	Troncal
15	SMC-C2	120	1960	5	40	5	Troncal
16	SMC-C3	120	1960	5	40	5	Troncal
17	SMC-C4	120	1960	5	40	5	Troncal
18	MANIFOL C.F.	120	7840	0	40	12	Troncal 10 /seg
19	MANIFOL SERVICIOS	120	7840	0	40	12	Troncal 10 /seg
20	MANIFOL 65	65	2193.46	0	40	8	Troncal 10 /seg
21	MANIFOL LAVANDERIA	120	2652	0	40	6	Troncal 10 /seg
22	MANIFOL COCINA	25	500	0	40	6	Troncal 10 /seg

4.3.12. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE VÁLVULAS

A continuación damos los criterios que se debe considerar al momento de seleccionar una válvula.

- ✓ Tipo de fluido a controlar
- ✓ Materiales de construcción interna y externa
- ✓ Temperatura y presión promedio
- ✓ Diámetro requerido
- ✓ Tipo de servicio
- ✓ Sistema de operación de la válvula

Las principales tipos de válvulas y accesorios utilizados con nuestra instalación son los siguientes.

- ✓ Válvulas de globo
- ✓ Válvulas de compuerta
- ✓ Válvulas de disco
- ✓ Filtros
- ✓ Codos de 90
- ✓ Codos de 45
- ✓ Válvulas reductoras de presión

4.3.13. DETERMINACIÓN DEL AISLAMIENTO TÉRMICO EN LA TUBERÍA DE VAPOR

Haciendo un análisis técnico de los diferentes tipos de aislamiento térmico descritos en la parte teórica recomienda la utilización del hidrosilicato de calcio como material aislante

Para el cálculo de del asilamiento recomendaremos la utilización de hidrosilicato de calcio como material aislante.

Para el cálculo del espesor del aislamiento económico en las tuberías principales de la red de vapor, procedemos a utilizar los fundamentos de transferencia de calor y las fórmulas del punto

Tabla 4.7. Aislamiento Térmico

TEMPERATURA °C	100	150	200	250	300
DIÁMETRO TUBERÍA	ESPESORES DE AISLAMIENTO (mm)				
1"	30	30	40	40	50
1 1/2"	30	30	40	50	60
2"	30	40	40	50	60
2 1/2"	40	40	50	60	70
3"	40	50	50	60	70
4"	40	50	60	70	80
6"	50	60	70	80	90
8"	50	60	70	80	90
10"	60	70	80	90	90
12"	60	70	80	90	110
14"	60	70	80	100	110
16"	60	70	90	100	120
18"	60	80	90	100	120
20"	70	80	90	110	120
22"	70	80	100	110	130
24"	70	80	100	110	130

Espesores recomendados de aplicación productos ISOVER en función de las temperaturas de trabajo más usuales diámetro de la tubería y del rendimiento óptimo del material aislante

Seleccionar el aislamiento Tramo F-G, indicando el valor de la eficiencia

Datos:

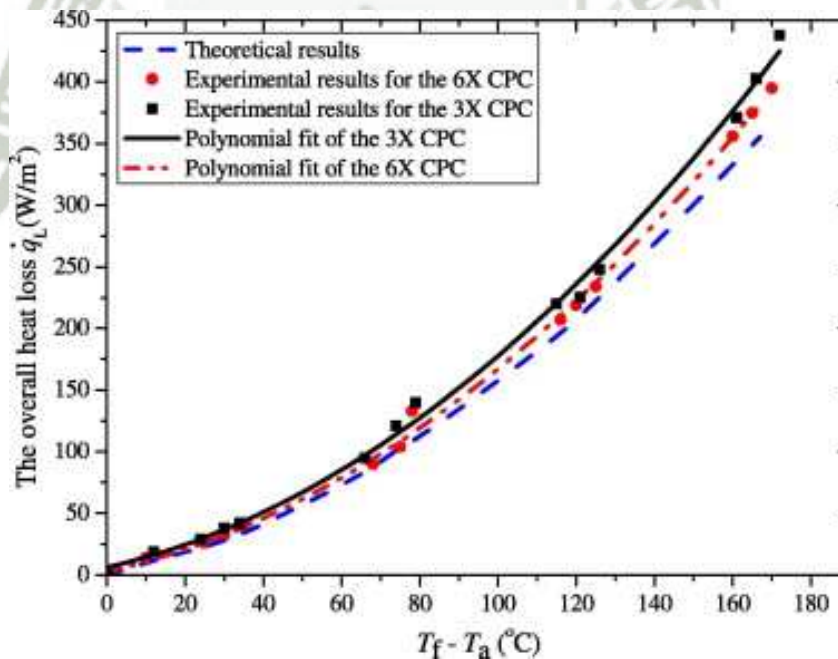
Nro.	TRAMO	DATOS			RESULTADOS	
		Presión [bar] -[psi]	Caudal [kg/hr]	Longitud [m]	Método Calculo	Diámetro [Pulg]-[mm]
1	Tramo calentado	8-118	233.3	38.13	Caída Presión	1 ½ -40

Ingresando a la tabla de Aislamientos con el diámetro: 1 ½ Pulg.
8bar = 118psi $T_{sat} = 170.41^{\circ}C$

Nos da el espesor en mm : 40mm

Usamos Coquilla Roclairne

Para la determinación de la perdida de calor usaremos la diferencia de temperatura de ambiente y la de saturación a 8 bar.



CUADRO RESUMEN DE PRINCIPALES TUBERÍAS AISLADAS

Nro	Tramo	Presión [PSI]	Longitud [m]	Diámetro [Pulg]	Esesor de Aislamiento [mm]
1	L-I	65	50	3	50
2	K-I	65	36	3	50
3	H-I	65	10	4	50
4	J-H	65	45	3	50
5	F-H	65	10	5	50
6	G-F	65	28	4	50
7	F-D	65	5	6	60
8	C-D	65	85	3	50
9	E-D	65	40	3	50
10	D-65	65	2.5	8	50
11	D-120	120	2.5	6	70
12	B-A	120	60	5	70
13	SM-SMC	120	102	8	70
14	SMC-C1	120	5	5	70
15	SMC-C2	120	5	5	70
16	SMC-C3	120	5	5	70
17	SMC-C4	120	5	5	70
18	MANIFOL C.F.	120	0	12	80
19	MANIFOL SERVICIOS	120	0	12	80
20	MANIFOL 65	65	0	8	60
21	MANIFOL LAVANDERIA	120	0	6	70
22	MANIFOL COCINA	25	0	6	50

CALCULO DEL SISTEMA DEL RETORNO DE CONDENSADO

La experiencia indica que se deben diseñar las tuberías de retorno de condensado como si se tratarán de tuberías de agua con el caudal correspondiente a dos veces el de régimen, de esta forma serán capaz de transportar el condensado y re vaporizado de régimen sin ningún problema.

La velocidad máxima que puede tener el condensado es **0.5 m/s** y del vapor Flash de **20.11 m/s**, con la finalidad de que la mezcla condensado revaporizado circule sin presiones excesivas y sin deterioro en la tubería. Por otra parte para no reducir la capacidad de descarga de las trampas de vapor, especialmente en el momento de la puesta en marcha (bastante condensado y poca presión), se recomienda dimensionar las tuberías de retorno de condensado con caídas de presión menores a 9.79 kPa por cada 100 metros.

Cuando un kilogramo de vapor se condensa completamente se obtiene un kilogramo de condensado a la misma presión y temperatura

CONDENSADO FORMADO EN LOS EQUIPOS CONSUMIDORES POR ÁREA

CONDENSADO FORMADO DEL ÁREA SERVICIO DE COCINA CENTRAL

Condensado formado en marmitas

Son esenciales las marmitas de cocido o concentradores con camisas o chaquetas de vapor alrededor de ellas.

En estos equipos ahí la necesidad de remover el condensado en las camisas resulta en un control de temperatura inestable una menor capacidad de operación y el riesgo de tener golpe de ariete.

La carga de condensado se calcula mediante la fórmula (Manual de condensados Armstrong)

$$Q_{COND} = \frac{L * S_g * C_p * \Delta T * 1}{H * t}$$

Donde:

Q_{COND} = Carga de condensado kg/hr

L = Volumen del liquido a ser calentado (Litros)

S_g = Gravedad Especifica del liquido

C_p = Calor especifico del aire en kJ/ Kg °C

ΔT = Incremento de temperatura °C

$$1 = \frac{\text{Kg}}{\text{Litros}} \text{ de Agua}$$

H = Calor latente del vapor en kJ/kg Tablas Termodinamicas

t = Tiempo de calentamiento del producto (Horas)

Los Datos requerido son los siguientes:

L = Marmita de 100 (Litros)

$S_g = 1$

$C_p = 4.19 \text{ kJ/ Kg } ^\circ\text{C}$

$\Delta T = (100^\circ\text{C} - 10^\circ\text{C}) 90^\circ\text{C}$

$H = 2213.1 \text{ kJ/kg}$

$t = 0.5 \text{ (Horas)}$

$$Q_{COND} = \frac{L * S_g * C_p * \Delta T * 1}{H * t} \quad Q_{COND} = \frac{100 * 1 * 4.19 * 90 * 1}{2213.1 * 0.5}$$

$$Q_{COND} = 34.07\text{kg/hr}$$

Nota: Cuando un kilogramo de vapor se condensa completamente se obtiene un kilogramo de condensado a la misma presión y temperatura, caudal correspondiente a dos veces el de régimen

Tabla4.8. Equipos que formaron condensado en el Servicio de cocina Central

Nro.	CANTIDAD	EQUIPOS	PRESION DEL VAPOR (kg/cm ²)	CONSUMOS UNITARIOS DE VAPOR (kg/hr)	CONSUMO TOTAL DE VAPOR (kg/hr)
1	1	Marmitas VolcablesBPV2	0.59	68.14	136.3
2	3	Marmitas Volcables PV 200A	0.59	34.07	102.21
3	1	Marmitas Volcables PV 300A	0.59	34.07	102.21
TOTAL DE CONDENSADO DE VAPOR (kg/hr)					340.72

CONDENSADO FORMADO DEL ÁREA SERVICIO DE ESTERILIZACIÓN

El objetivo del área es esterilizar el material Quirúrgico en este caso consideraremos que el condensado está contaminado debido hay contacto directo con los productos y por tanto no puede regresar a la caldera.

CONDENSADO FORMADO DEL ÁREA SERVICIO DE LA LAVANDERÍA

Condensado formado en secadoras

La velocidad de rotación, es relativamente baja, lo cual permite que el condensado se acumule en el fondo de la cámara colectora. Las prendas van dentro de un cilindro rotatorio donde tubos con vapor secan la ropa al entrar en contacto directo a través de la inyección de aire caliente. La carga de condensado se puede calcular mediante el uso de la siguiente Formula Manual de condensado Armstrong

$$Q_{COND} = \frac{F * C_p * \delta * 60\text{min/hr} * \Delta T}{H}$$

Donde:

Q_{COND} = Carga de condensado kg/hr

F = Flujo de Aire en m^3/min

δ = Densidad del aire, en $1.2 \frac{Kg}{m^3}$ a $15^\circ C$ Temperatura de alimentacion del aire

C_p = Calor especifico del aire en $kJ/Kg^\circ C$

ΔT = Incremento de temperatura $^\circ C$

H = Calor latente del vapor en kJ/kg Tablas Termodinamicas

Los Datos requerido son los siguientes:

$$F = 30 m^3/min$$

$$\delta = 1.2 Kg/m^3 a 15^\circ C$$

$$C_p = 1 kJ/Kg - ^\circ C$$

$$\Delta T = 150^\circ C$$

$$H = 2048 kJ/kg$$

Reemplazando en la ecuación anterior tenemos:

$$Q_{COND} = \frac{F * C_p * \delta * 60\text{min/hr} * \Delta T}{H} \rightarrow Q_{COND} = \frac{30 * 1 * 1.2 * 60\text{min/hr} * 150}{2048}$$

$$Q_{COND} = 158.2 Kg/hr$$

Condensado formado en planchadoras calandria

En estos equipos se insufla aire caliente que es calentado a través de un serpentín que contiene vapor la cantidad de aire que ingresa es medido por operación (minutos).

La carga de condensado se calcula con a siguiente formula:

$$Q_{COND} = \frac{F * C_p * \delta * 60\text{min/hr} * \Delta T}{H}$$

Los Datos requerido son los siguientes:

$$F = 10 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$\delta = 1.2 \text{ Kg/m}^3 \text{ a } 15^\circ\text{C}$$

$$C_p = 1 \text{ kJ/ Kg} - ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 150^\circ\text{C}$$

$$H = 2048 \text{ kJ/kg}$$

Reemplazando en la ecuación anterior tenemos:

$$Q_{COND} = \frac{F * C_p * \delta * 60\text{min/hr} * \Delta T}{H} \rightarrow Q_{COND} = \frac{10 * 1 * 1.2 * 60\text{min/hr} * 150}{2048}$$

$$Q_{COND} = 52.7 \text{ Kg/hr}$$

Nota: Cuando un kilogramo de vapor se condensa completamente se obtiene un kilogramo de condensado a la misma presión y temperatura, caudal correspondiente a dos veces el de régimen

Cuadro 4.9. Equipos forman Condensado en el Servicio de Lavandería

Nro.	CANTIDAD	EQUIPOS	PRESION DEL VAPOR (bar)	CONSUMOS UNITARIOS DE VAPOR (kg/hr)	CONSUMO TOTAL DE VAPOR (kg/hr)
1	5	Secadora Rotativas AD 170V	10	158.2	791
2	2	Calandria Prendas PlanasPRESS 3-694	10	105.4	210
3	3	Prensa para Prendas formaPSP-5119 GIABAN	5	48	144
TOTAL DE CONSUMO DE VAPOR (kg/hr)					1145

No consideraremos recuperación de condensado de las lavadoras Barrera Sanitaria

Condensado formado del Área servicio de Calentamiento del agua

CONDENSADO FORMADO EN CALENTADORES FLOW RITE TEMP.

Estos equipos constan de serpentines sumergidos para transferencia de calor que se sumergen en el líquido que se va a calentar para el uso doméstico del hospital

Hallaremos la carga de condensado por la siguiente formula dada por Armstrong

$$Q_{COND} = \frac{L1 * C_p * \Delta T * 60 * S_g}{H}$$

Q_{COND} = Carga de condensado kg/hr

L = Flujo del liquido ,en (Litros/min)

S_g = Gravedad Especifica del liquido

C_p = Calor especifico del liquido en kJ/ Kg °C

ΔT = Incremento de temperatura °C

60 = 60 min/hr

H = Calor latente del vapor en kJ/kg Tablas Termodinamicas

Los Datos requerido son los siguientes:

L = 57 Litros/min o 15 GPM

S_g = 1

C_p = 4.19 kJ/ Kg °C

ΔT = (82°C – 16°C) 66 °C

60 = 60 min/hr

H = 2619.23 kJ/kg

Reemplazando en la ecuación anterior tenemos:

$$Q_{COND} = \frac{L1 * C_p * \Delta T * 60 * S_g}{H} \quad Q_{COND} = \frac{57 * 4.19 * 66 * 60 * 1}{2619.23}$$

$$Q_{COND} = 361 \text{Kg/hr}$$

Multiplicando por 03 calentadores de Agua.

Tabla 4.10. Condensado formado del Área servicio de Calentamiento del agua

Nro.	CANTIDAD	EQUIPOS	PRESION DEL VAPOR (bar)	CONSUMOS UNITARIOS DE VAPOR (kg/hr)	CONSUMO TOTAL DE VAPOR (kg/hr)
1	1	Calentador de Agua Instantáneo	1.5	361	361
TOTAL DE CONSUMO DE VAPOR (kg/hr)					361

Condensado formado en todos los servicios del hospital

Tabla 4.11. Condensado formado del Área total del planteamiento de los nuevos servicios del Hospital

SERVICIO	PRESION DEL VAPOR (bar)	CONSUMOS UNITARIOS DE VAPOR (kg/hr)	CONSUMO TOTAL DE VAPOR (kg/hr)
VAPOR PARA USOS DE LAVANDERIA			
SECADORA	10	158.2	791
CALANDRIA	10	105.4	210
PRENSA	5	48	144
VAPOR PARA CALENTADOR DE AGUA	1	361	1083
VAPOR PARA COCINA			
Marmitas Volcables	1.5	68.14	136.3
Marmitas Volcables	1.5	34.07	102.21
Plancha Freidora A vapor.	1.5	19.7	102.21
CONDENSADO (kg/hr)			2568.72

CALCULO DEL SISTEMA DE TUBERIAS DEL RETORNO DE CONDENSADO

La experiencia indica que se deben diseñar las tuberías de retorno de condensado como si se tratarán de tuberías de agua con el caudal correspondiente a dos veces el de régimen, de esta forma serán capaz de transportar el condensado y re vaporizado de régimen sin ningún problema.

La velocidad máxima que puede tener el condensado es 0.5 m/s y del vapor Flash de 20.11 m/s, con la finalidad de que la mezcla condensado-re vaporizado circule sin presiones excesivas y sin deterioro en la tubería. Por otra parte para no reducir la capacidad de descarga de las trampas de vapor, especialmente en el momento de la puesta en marcha (bastante condensado y poca presión), se recomienda dimensionar las tuberías de retorno **de condensado** con caídas de presión menores a 9.79kPa por cada 100 metros.

Cuando un kilogramo de vapor se condensa completamente se obtiene un kilogramo de condensado a la misma presión y temperatura.

Procedimiento para Hallar el diámetro nominal de la tubería

Basándonos en la siguiente ecuación para determinar el diámetro de las tuberías

Calculo del diámetro interno:

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * \pi * W}}$$

Di = diametro interno en metros

Mv = flujo masico en kg/hr

v = volumen especifica en m³/kg

W = velocidad del fluido

Para W tenemos una tabla de referencia extraída del libro de suministros energéticos recomendaciones de velocidad para vapor sobrecalentado vapor saturado y condensado

Naturaleza Del Servicio	Velocidad m/seg (W)
Tuberías Troncales	10-25
Tuberías Ramales	25-35
Tuberías de condensado	0.5-5

Procedimiento para Hallar el espesor de la tubería según norma ASA

El material en las tuberías según norma ASA es de designación ASTM A-S3 especificación M y grado B

Hallamos el espesor:

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C$$

t = espesor mínimo de la pared (mm, pulgadas)

D_e = diámetro exterior (mm, pulg)

P = Presión de trabajo $\left(\frac{\text{Kg-f}}{\text{cm}^2}, \text{psi}\right)$

S = esfuerzo máximo permitido en el material $\left(\frac{\text{Kg-f}}{\text{cm}^2}, \text{psi}\right)$

C = espesor adicional, como previsión para resistencia mecánica

Para diámetros menores a 1 " c = 0.05 pulgadas o 1.27 mm

Para diámetros mayores a 1 " c = 0.065 pulgadas o 1.65 mm

TRAMO DE LA TUBERIA DE CONDENSADO PRINCIPAL QUE VIENE DE TODA LA SECCION DE LAVANDERIA

Datos:

$$Mv = 2290 \frac{kg}{hr} \quad \text{El flujo de Duplica y las lavadoras no estan Incluidas}$$

$$v = 0.2325 \frac{m^3}{kg} \quad \text{Volumen especifico presion de saturacion de 120 PSI}$$

$W = \text{velocidad del fluido Asumida para Condensado } 5 \text{ m/s}$

Remplazamos valores

$$D = \sqrt{\frac{4 * Mv * v}{3600 * 3.14 * W}} \quad D = \sqrt{\frac{4 * 2290 * 0.2325}{3600 * 3.14 * 5}}$$

$$D = 194.24 \text{ mm} \quad \text{Estandarizamos a } 200 \text{ mm}$$

Ahora procederemos a hallar el espesor de la tubería con los siguientes datos considerados:

$$D_e = 219.1 \text{ mm}$$

$$P = 8.43 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$$S = 1055 \text{ (Kg - f/cm}^2\text{)}$$

$C = \text{espesor adicional, como prevision para resistencia mecanica}$

Para diametros menores a 1" o 25.5mm $c = 1.27 \text{ mm}$

Para diametros mayores a 1" o 25.5mm $c = 1.65 \text{ mm}$

$$t = \frac{P * D_e}{2 * S + 0.8 * P} + C \quad t = \frac{8.43 * 219.1}{2 * 1055 + 0.8 * 8.43} + 1.65$$

$$t = 2.523$$

Todas las medidas las tenemos que estandarizar el número de cedula escogido es para todos los tramos diseñados.

- ✓ *Diametro nominal = 8 pulgadas*
- ✓ *Numero de cedula = Schedule 40*
- ✓ *Diametro Exterior = 219.1 mm*
- ✓ *Espesor de la pared = 4.78 mm*

**CUADRO RESUMEN DE LAS PRINCIPALES TUBERÍAS DE CONDENSADO
CALCULADAS**

Nro.	TRAMO	DATOS				
		Presión [PSI]	Caudal [kg/hr]	Longitud [m]	SCHEDULE	Diámetro [Pulg]
1	L-I	65	722	50	40	5
2	K-I	No regresa condensado de la Sección Humidificadores.				
3	H-I	65	722	10	40	5
4	J-H	65	722	45	40	5
5	F-H	65	1444	10	40	8
6	G-F	No regresa condensado de la Sección Esterilización.				
7	F-D	65	1444	5	40	8
8	C-D	65	722	85	40	5
9	E-D	65	681.44	40	40	6
10	D-65	65	2125.4	2.5	40	10
11	D-120	120	3229.9	2.5	40	8
12	B-A	120	2652	60	40	8

Se Realiza el cálculo de tuberías de condensado del servicio de lavandería esto no incluye a las lavadoras de barrera sanitaria. No se toma para el cálculo la sección de esterilización ya que se esteriliza con vapor vivo y en forma directa por ende ese vapor está contaminado.

Tampoco se toma para el cálculo el servicio de humidificación ya que se ambienta un lugar determinado con vapor vivo y no se recupera.

FLUJO DE PRECALENTAMIENTO

$$0.069 \frac{gln \times min}{bhp}$$

$$\begin{array}{l} 500 \text{ bhp} - x \\ 1 \text{ bhp} - 0.069 \text{ GPM} \end{array}$$

$$x = \frac{0.069 \times 200}{1}$$

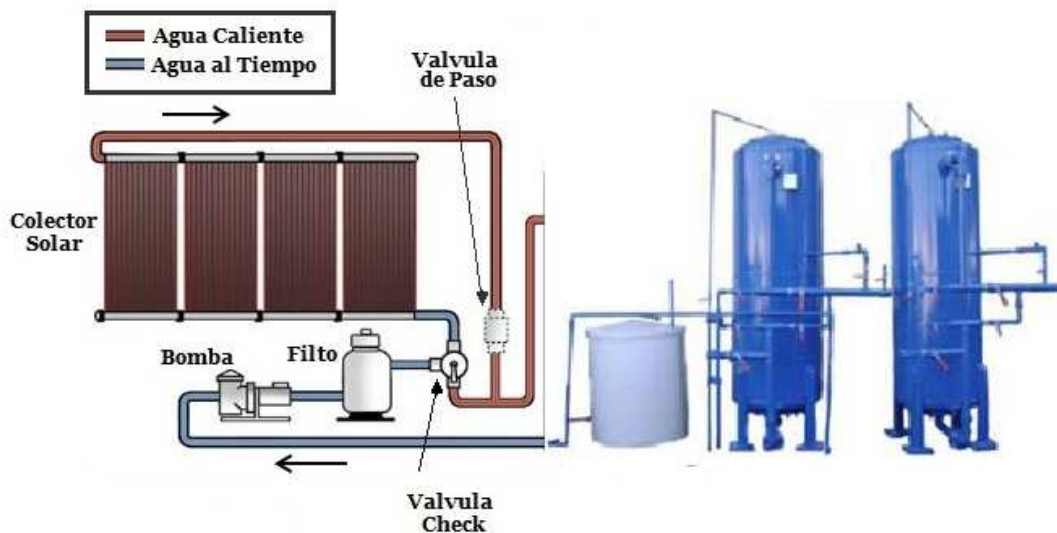
$$X = 34.5 \text{ gln/min}$$

$$X = 35 \text{ gln/min}$$

$$\begin{aligned} m &= \frac{35 \text{ gln}}{\text{min}} \times \frac{3,78 \text{ Kg}}{1 \text{ gln}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \\ &= \frac{2,205 \text{ Kg}}{\text{seg}} \end{aligned} \quad \text{a) ablandamiento}$$

1 kg vapor → 1 Kg condensado

Catalogo precalentadores solares



Necesitamos tomar en cuenta el flujo másico a precalentar mínimo necesario para la reposición del retorno de condensado hacia la caldera.

4.4. DISEÑO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE AGUA A TRAVÉS DE COLECTORES SOLARES

DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA SOLAR

CALCULO DE LA DEMANDA ENERGÉTICA

Para poder hallar la demanda energética primero tenemos que determinar el volumen de agua a calentar, la temperatura requerida y la temperatura de inicio del agua.

Volumen de agua caliente requerido:

Según el anexo, donde detalla la cantidad de agua que será ablandada en un día, nos da dato requerido para el volumen de agua a calentar con energía solar el cual es de:

25 536 lt/día

Temperatura requerida:

Para sacar el mayor provecho a los colectores solares se pondrá como temperatura objetivo: 70°C

Tabla 4.11. Temperatura de inicio

Meses	Temperatura inicial del agua (°C)
Enero	14.5
Febrero	14.5
Marzo	12.75
Abril	12.33
Mayo	11.57
Junio	9.75
Julio	8.00
Agosto	7.80
Setiembre	9.63
Octubre	10.50
Noviembre	13.75
Diciembre	12.42

Fuente: Senamhi

Con los datos de los cuadros anteriores procederemos a calcular la energía requerida al inicio del proceso para un día del mes de Enero:

$$Q_{req} = m * cp_{agua} * (T_{requerida} - T_{agua\ inicial})$$

Dónde:

Q_{req} : Cantidad de Calor Requerido por el proceso (KJ)
 m : Masa de agua :25 536 Kg
 cp : Calor específico del agua :4.182 KJ/Kg °K :
 $T_{requerida}$: Temperatura Requerida por el proceso (°C) :70 °C
 $T_{agua\ inicial}$: Temperatura inicial del agua (°C) :14.5°C

Reemplazando obtenemos:

$$Q_{req} = 25\ 536\ Kg * 4.182\ \frac{KJ}{Kg * ^\circ K} * (70^\circ C - 14.5^\circ C) = 5\ 926\ 931.14KJ$$

Siguiendo este mismo procedimiento y con las temperaturas del agua de la red para cada mes calcularemos la cantidad de energía requerida para cada mes.

Meses	Energía requerida (KJ)
Enero	5926931.14
Febrero	5926931.14
Marzo	6113816.35
Abril	6158312.83
Mayo	6239677.82
Junio	6434191.01
Julio	6621076.22
Agosto	6642434.53
Setiembre	6447539.95
Octubre	6354097.34
Noviembre	6007024.8
Diciembre	6149413.54

PARÁMETROS METEOROLOGICOS DEL LUGAR DE INSTALACIÓN

Estimación de la Radiación solar

Para obtener los datos de radiación del lugar de instalación los estimaremos con el modelo de Bristow – Campbell descrito en el capítulo II punto 2.2 de donde partiremos con los siguientes datos

Tabla 4.12. Datos de la estación meteorológica” La Pampilla”

Tipo de estación	Convencional meteorológica
Ubicación	
Departamento	Arequipa
Provincia	Arequipa
Distrito	Arequipa
Latitud	16° 24' 12.2" – Sur
Longitud	71° 31' 0.6 " - Oeste
Altitud	2400 m.s.n.m.
Coeficientes del modelo Bristow – Campbell	
a _B	0.76
b _B	0.16
c _B	0.91

Fuente: Senamhi

Calculo de la declinación

Para el cálculo de la declinación tomaremos como base los días propuestos en la tabla N° del capítulo II

Día del año: 17 Enero

n: 17

Según Cooper:

$$\delta = 23.45 * \text{seno} \left(360 * \frac{284 + n}{365} \right)$$

Reemplazando:

$$\delta = 23.45 * \text{seno} \left(360 * \frac{284 + 17}{365} \right) = -20.917^\circ$$

Según J. M. Chassériaux:

$$JD_o = (n - 81) * \frac{360}{365}$$

Reemplazando:

$$JD_o = (17 - 81) * \frac{360}{365} = -63.123^\circ$$

$$JD = JD_o + \frac{360}{2\pi} (0.007133 * \text{seno}(JD_o) + 0.032680 * \text{cos}(JD_o) - 0.000318 * \text{seno}(2 * JD_o) + 0.000145 * \text{cos}(2 * JD_o))$$

Reemplazando:

$$\begin{aligned} JD &= -63.123 + \frac{360}{2\pi} (0.007133 * \text{seno}(-63.123) + 0.032680 * \text{cos}(-63.123) \\ &\quad - 0.000318 * \text{seno}(2 * -63.123) + 0.000145 * \text{cos}(2 * -63.123)) \\ &= -62.634 \end{aligned}$$

$$\text{seno}(\delta) = 0.3979 * \text{seno}(JD)$$

Reemplazando:

$$\text{seno}(\delta) = 0.3979 * \text{seno}(-62.634) = -0.35336$$

$$\delta = \sin^{-1}(-0.35336) = -20.69^\circ$$

En la siguiente tabla mostramos los resultados obtenidos para cada promedio del año

Tabla 4.13. Declinación para cada día promedio del año

FECHA		N	δ COOPER	J. M. CHASSERIAUX		
MES	DIA			JDo	JD	δ
ENERO	17	17	-20.92	-63.12	-62.63	-20.69
FEBRERO	16	47	-12.95	-33.53	-32.19	-12.24
MARZO	16	75	-2.42	-5.92	-4.09	-1.63
ABRIL	15	105	9.41	23.67	25.56	9.88
MAYO	15	135	18.79	53.26	54.72	18.95
JUNIO	11	162	23.09	79.89	80.63	23.12
JULIO	17	198	21.18	115.40	114.97	21.14
AGOSTO	16	228	13.45	144.99	143.69	13.63
SEPTIEMBRE	15	258	2.22	174.58	172.76	2.88
OCTUBRE	15	288	-9.60	204.16	202.30	-8.68
NOVIEMBRE	14	318	-18.91	233.75	232.32	-18.36
DICIEMBRE	10	344	-23.05	259.40	258.66	-22.96

Según la bibliografía revisada la fórmula de J.M. Chasseriaux ofrece mayor precisión en el ángulo de declinación por lo que usaremos sus resultados.

Calculo del ángulo de horas de asoleamiento

Para el cálculo del ángulo de horas de asoleamiento se desarrolla con los datos de la fórmula anterior

$$\cos \omega_s = -\tan(\phi) * \tan(\delta)$$

Día: 17 Enero

Latitud: $16^\circ 24' 12.2''$ – Sur = -16.40°

Declinación: -20.69°

$$\omega_s = -\cos^{-1}(\tan(-16.40) * \tan(-20.69)) = 96.38^\circ$$

Repitiendo en cálculo anterior para todos los días promedio del año presentamos la siguiente tabla:

Tabla 4.14. Angulo de horas de asoleamiento para cada día promedio del año

FECHA		ω_s
MES	DIA	
ENERO	17	96.38
FEBRERO	16	93.66
MARZO	16	90.48
ABRIL	15	87.06
MAYO	15	84.20
JUNIO	11	82.78
JULIO	17	83.46
AGOSTO	16	85.91
SEPTIEMBRE	15	89.15
OCTUBRE	15	92.58
NOVIEMBRE	14	95.61
DICIEMBRE	10	97.17

Calculo de la radiación en el exterior de la atmosfera

Para el cálculo de la radiación en el exterior de la atmosfera tenemos dos formas de calcularlo:

$$H_o = \frac{24}{\pi} * I_{sc} * \left[\left(1 + 0.033 * \cos\left(\frac{360n}{365}\right) \right) * \left(\cos(\phi) * \cos(\delta) * \sin(\omega_s) + \frac{2\pi * \omega_s}{360} * \sin \phi \sin \delta \right) \right]$$

Día: 17 Enero
 n: 17
 Latitud: 16°24' 12.2" – Sur = -16.40°
 Declinación: -20.69°
 I_{sc}: 1353 W/m²
 ω_s: 96.38°

Reemplazando:

$$H_o = \frac{24}{\pi} * 1353 * \left[\left(1 + 0.033 * \cos\left(\frac{360 * 17}{365}\right) \right) * \left(\cos(-16.40) * \cos(-20.69) * \cos(96.38) + \frac{2\pi * 96.38}{360} * \sin(-16.40) \sin(-20.69) \right) \right] = 10776.37 \text{ WHr/m}^2$$

En la tabla 4.15. se muestra los valores promedio obtenidos para cada mes del año

Tabla 4.15. Radiación en el exterior de la atmosfera

FECHA		n	Ho (W-Hr/m2)
MES	DIA		
ENERO	17	17	10776.3741
FEBRERO	16	47	10428.0022
MARZO	16	75	10089.7302
ABRIL	15	105	8699.63415
MAYO	15	135	8031.41906
JUNIO	11	162	7170.99354
JULIO	17	198	7874.70613
AGOSTO	16	228	8652.01756
SEPTIEMBRE	15	258	9354.94368
OCTUBRE	15	288	10592.448
NOVIEMBRE	14	318	11212.564
DICIEMBRE	10	344	11352.24

Estimación de la radiación solar promedio sobre una superficie horizontal

Para la estimación de la radiación sobre una superficie horizontal usaremos el modelo de Bristow-Campbell que tiene la siguiente fórmula:

$$\frac{H}{H_o} = a_B [1 - \exp(-b_B \Delta T^{c_B})]$$

Con los coeficientes de la tabla 4.4. y los valores calculados anteriormente podemos estimar la radiación solar de la siguiente manera:

Datos:

Coeficientes del modelo Bristow – Campbell	
a _B	0.76
b _B	0.16
c _B	0.91
Datos del mes de Enero	
Ho (W-Hr/m ²)	11299.45
Temperatura mínima (°C)	11.06
Temperatura máxima (°C)	23.61
Diferencial de temperatura (°C)	12.55

Con estos datos podemos calcular la radiación solar en una superficie horizontal:

$$H = 0.76 [1 - \exp(-0.16 * 12.55^{0.91})] * 11299.45 = 6852.62 \text{ W - Hr} / \text{m}^2$$

De manera similar se puede calcular los siguientes meses y los resultados se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 4.16. Estimación de la radiación solar sobre una superficie horizontal

MES	TEMPERATURA		H (W-Hr/m ²)
	MÁXIMA	MINIMA	
ENERO	23.61	11.06	6535.08
FEBRERO	24.14	12.90	6059.72
MARZO	23.92	11.06	6173.33
ABRIL	23.73	10.16	5424.22
MAYO	22.91	8.41	5118.59
JUNIO	22.67	7.48	4636.89
JULIO	22.17	5.57	5223.99
AGOSTO	23.16	7.60	5635.02
SEPTIEMBRE	22.83	7.67	6045.44
OCTUBRE	22.81	7.79	6825.76
NOVIEMBRE	21.96	7.05	7360.93
DICIEMBRE	21.38	9.50	6729.33

Ahora se puede hallar los componentes de la radiación total, pero primero debemos hallar la fracción de irradiación promedio mensual a través de la siguiente formula:

$$\bar{K}_h = \frac{\bar{H}}{\bar{H}_o}$$

Que para el mes de enero daría el siguiente resultado:

$$\bar{K}_h = \frac{6535.08 \text{ W-Hr/m}^2}{10776.37 \text{ W-Hr/m}^2} = 0.61$$

Repitiendo este cálculo tenemos el siguiente cuadro:

Tabla 4.17. Fracción de Irradiación Promedio Mensual

MES	Kh
ENERO	0.61
FEBRERO	0.58
MARZO	0.61
ABRIL	0.62
MAYO	0.64
JUNIO	0.65
JULIO	0.66
AGOSTO	0.65
SEPTIEMBRE	0.65
OCTUBRE	0.64
NOVIEMBRE	0.64
DICIEMBRE	0.65

Ahora usando la fórmula de Collares – Pereira y Rabl se puede hallar la radiación difusa:

$$\frac{\overline{H_d}}{\overline{H}} = 0.775 + 0.347 * \left(\overline{\omega_s} - \frac{\pi}{2}\right) - \left[0.505 + 0.261 * \left(\overline{\omega_s} - \frac{\pi}{2}\right)\right] * \cos(2\overline{K_h} - 1.8)$$

Resolviendo esta ecuación para el mes de enero con los siguientes datos se puede resolver la ecuación de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \omega_{s_enero}: & \quad 96.38^\circ = 1.68 \text{ radianes} \\ K_{h_enero}: & \quad 0.61 \end{aligned}$$

Reemplazando estos datos podemos obtener:

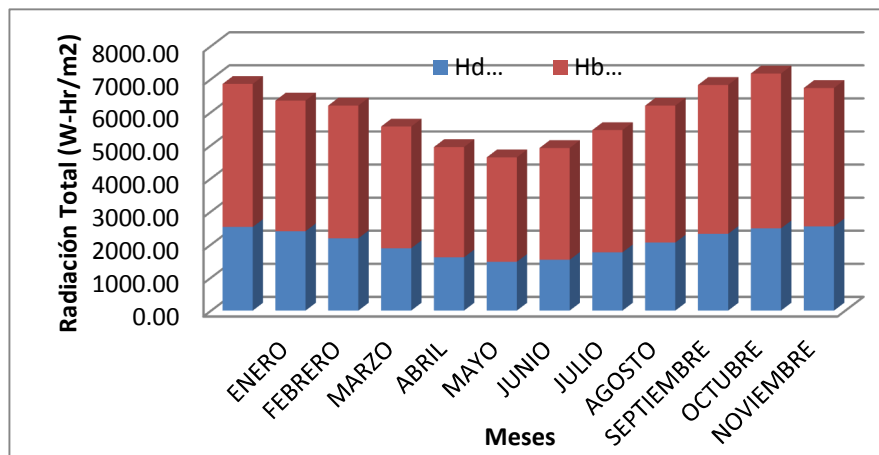
$$\begin{aligned} \frac{\overline{H_d}}{\overline{H}} &= 0.775 + 0.347 * \left(1.68 - \frac{\pi}{2}\right) - \left[0.505 + 0.261 * \left(1.68 - \frac{\pi}{2}\right)\right] \\ &\quad * \cos(2 * 0.61 - 1.8) = 0.37 \end{aligned}$$

Este resultado lo multiplicamos por la radiación total y podemos hallar la radiación difusa que es 2528.69 W-Hr/m² para el mes de Enero luego este último lo restamos a la radiación total y se obtiene la radiación directa que es igual a 4323.91 W-Hr/m² de esta manera podemos obtener los componentes de la radiación sobre un superficie horizontal, los resultados se pueden observar en el siguiente cuadro y gráfico:

Tabla 4.18. Componentes de la Radiación Total sobre una superficie horizontal

MES	Hd/H	H _d (W-Hr/m ²)	H _b (W-Hr/m ²)
ENERO	0.37	2411.63	4123.45
FEBRERO	0.38	2290.87	3768.85
MARZO	0.35	2176.96	3996.37
ABRIL	0.34	1838.07	3586.15
MAYO	0.33	1667.81	3450.79
JUNIO	0.32	1476.86	3160.04
JULIO	0.31	1632.04	3591.94
AGOSTO	0.32	1818.96	3816.05
SEPTIEMBRE	0.33	2006.49	4038.95
OCTUBRE	0.34	2320.25	4505.51
NOVIEMBRE	0.35	2501.48	4707.51
DICIEMBRE	0.31	2557.12	4803.81

Grafica 31. Componentes de la Radiación Total sobre una superficie horizontal



Estimación de la radiación solar promedio sobre una superficie inclinada

Para saber la cantidad de energía que incide sobre un colector solar es necesario saber la radiación solar sobre una superficie inclinada, esta superficie inclinada debe tener un ángulo de inclinación sobre la horizontal que según la bibliografía este ángulo es igual a la latitud del lugar más 10° según nuestro caso este ángulo será $s = 26^\circ$ con este concepto podremos calcular la radiación sobre una superficie inclinada:

Hallando el coeficiente de conversión de radiación directa, para lo cual usamos la siguiente ecuación:

$$\bar{R}_b = \frac{\omega'_s \sin(\delta) \sin(\phi - S) + \cos \delta \cos(\phi - S) \sin(\omega'_s)}{\omega_s \sin(\delta) \sin(\phi) + \cos \delta \cos(\phi) \sin(\omega_s)}$$

Donde:

$$\omega'_s = \text{mínimo} \left\{ \begin{array}{l} \omega_s \\ \cos^{-1}[-\tan(\phi - S) \tan \delta] \end{array} \right.$$

Por lo tanto resolviendo esta ecuación para el mes de enero tenemos los siguientes datos:

$$\begin{array}{ll} S: & 26^\circ \\ \phi: & -16.4^\circ \\ \delta: & -20.69^\circ \\ \omega_s: & 96.38^\circ \end{array}$$

Ahora tenemos que escoger el mínimo valor para ω'_s

$$\omega'_s = \text{mínimo} \left\{ \begin{array}{l} \omega_s = 96.38^\circ \\ \cos^{-1}[-\tan(-16.4^\circ - 26^\circ) \tan -20.69^\circ] = 110.18^\circ \end{array} \right.$$

Con este resultado se escoge $\omega'_s = 96.38^\circ$, repitiendo este procedimiento obtenemos la siguiente tabla:

Tabla 4.19. Ángulo de horas de asoleamiento; ángulo horario de puesta del sol durante el periodo considerado

MES	<i>min</i> $\omega's$
ENERO	96.38
FEBRERO	93.66
MARZO	90.48
ABRIL	80.84
MAYO	71.72
JUNIO	67.06
JULIO	69.32
AGOSTO	77.21
SEPTIEMBRE	87.37
OCTUBRE	92.58
NOVIEMBRE	95.61
DICIEMBRE	97.17

Con todas las constantes determinadas podemos ahora a calcular el coeficiente de conversión de la radiación directa en la anterior ecuación haciéndolo primero con los datos de Enero:

$$\begin{aligned} \bar{R}_b &= \frac{96.38 * \pi / 180 \sin(-26.69) \sin(-16.4^\circ - 26) + \cos(-26.69) \cos(-16.4 - 26) \sin(96.83)}{96.38 * \pi / 180 \sin(-26.69) \sin(-16.4) + \cos(-26.69) \cos(-16.4) \sin(96.83)} \\ &= 1.02 \end{aligned}$$

Repitiendo este mismo proceso y con los datos anteriores podemos calcular el factor R_b para el resto del año y los resultados se muestra en el siguiente cuadro:

Tabla 4.20. Coeficiente de Conversión de Radiación Directa

MES	Rb
ENERO	1.03
FEBRERO	0.92
MARZO	0.79
ABRIL	0.64
MAYO	0.51
JUNIO	0.44
JULIO	0.47
AGOSTO	0.59
SEPTIEMBRE	0.73
OCTUBRE	0.88
NOVIEMBRE	1.00
DICIEMBRE	1.05

Hallando el coeficiente de conversión de radiación difusa, para lo cual usamos la siguiente ecuación:

$$\bar{R}_d = \frac{1 + \cos(s)}{2}$$

Dónde:

S: 26

Reemplazando tenemos:

$$\bar{R}_d = \frac{1 + \cos(26)}{2} = 0.949$$

Hallando el coeficiente de conversión de radiación reflejada, para lo cual usamos la siguiente ecuación:

$$\bar{R}_\rho = \frac{1 + \cos s}{2} \rho$$

Dónde:

S: 26°

ρ : 0.20 (Tabla 4.9)

Reemplazando tenemos:

$$\bar{R}_\rho = \frac{1 + \cos 26}{2} 0.20 = 0.189$$

Ahora se puede calcular la Radiación global sobre una superficie inclinada con la siguiente ecuación:

$$\bar{H}_T = \bar{H}_b \bar{R}_b + \bar{H}_d \bar{R}_d + (\bar{H}_b + \bar{H}_d) \bar{R}_\rho$$

Reemplazando los datos para el mes de Enero tenemos el siguiente resultado:

$$\begin{aligned} \bar{H}_T &= 4123.45 * 1.03 + 2411.63 * 0.949 + (4123.45 + 2411.63) * 0.189 \\ &= 7761.45 \text{ W-Hr/m}^2 \end{aligned}$$

Repitiendo este procedimiento se puede obtener las componentes de la Radiación Global sobre una superficie inclinada:

Tabla 4.21. Radiación Global Promedio sobre una superficie inclinada

MES	Radiación			
	Directa	Difusa	Reflejada	Global
	H_b (W-Hr/m ²)	H_d (W-Hr/m ²)	H_ρ (W-Hr/m ²)	HT (W-Hr/m ²)
ENERO	4230.98	2289.59	1240.88	7761.45
FEBRERO	3478.35	2174.95	1150.62	6803.92
MARZO	3160.34	2066.80	1172.19	6399.33
ABRIL	2286.97	1745.06	1029.95	5061.97
MAYO	1748.40	1583.41	971.92	4303.73
JUNIO	1394.54	1402.12	880.45	3677.12
JULIO	1697.93	1549.45	991.93	4239.31
AGOSTO	2233.03	1726.92	1069.97	5029.92
SEPTIEMBRE	2956.67	1904.96	1147.90	6009.53
OCTUBRE	3961.96	2202.84	1296.07	7460.87
NOVIEMBRE	4695.19	2374.90	1368.84	8438.92
DICIEMBRE	5063.60	2427.72	1397.69	8889.01

Calculo de la radiación global instantánea sobre una superficie horizontal

Muy a menudo es necesario conocer los valores instantáneos de G, I_h y D para poder estimarlo es necesario usar las siguientes formulas:

$$\bar{D}^* = r_d \bar{H}_d$$

$$\bar{G}^* = r_h \bar{H}$$

$$\bar{I}_h^* = \bar{G}^* - \bar{D}^*$$

Para poder hacer esto primero calcularemos el factor de radiación difusa r_d con la siguiente relación:

$$r_d = \frac{\pi \cos \omega - \cos \omega_s}{T \sin \omega_s - \omega_s \cos \omega_s}$$

Dónde:

T = Longitud del día = 24 horas

ω_s = Ángulo de horas de asoleamiento; ángulo horario de puesta del sol durante el periodo considerado.

ω = Ángulo horario (cada hora es = 15°)

Reemplazando los datos en anteriores obtenemos el siguiente cuadro para cada mes y a diferentes horas:



Cuadro N°1. Factor r_d

Hora	Min	ω	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
6	0	90	0.012	0.008	0.001	-0.007	-0.016	-0.020	-0.018	-0.010	-0.002	0.005	0.011	0.014
	15	86.25	0.020	0.015	0.010	0.002	-0.006	-0.010	-0.008	-0.001	0.007	0.013	0.018	0.021
	30	82.5	0.027	0.023	0.018	0.011	0.005	0.001	0.003	0.009	0.016	0.021	0.026	0.028
	45	78.75	0.034	0.031	0.026	0.020	0.015	0.011	0.013	0.018	0.024	0.029	0.033	0.035
7	0	75	0.041	0.038	0.035	0.030	0.024	0.022	0.023	0.028	0.033	0.037	0.040	0.042
	15	71.25	0.048	0.046	0.043	0.038	0.034	0.032	0.033	0.037	0.041	0.045	0.047	0.049
	30	67.5	0.055	0.053	0.051	0.047	0.044	0.042	0.043	0.046	0.049	0.052	0.054	0.055
	45	63.75	0.061	0.060	0.058	0.056	0.053	0.051	0.052	0.055	0.057	0.060	0.061	0.062
8	0	60	0.068	0.067	0.066	0.064	0.062	0.060	0.061	0.063	0.065	0.067	0.068	0.068
	15	56.25	0.074	0.074	0.073	0.072	0.070	0.069	0.070	0.071	0.072	0.073	0.074	0.074
	30	52.5	0.080	0.080	0.080	0.079	0.079	0.078	0.078	0.079	0.080	0.080	0.080	0.080
	45	48.75	0.085	0.086	0.086	0.086	0.086	0.086	0.086	0.086	0.086	0.086	0.086	0.085
9	0	45	0.091	0.092	0.092	0.093	0.094	0.094	0.094	0.093	0.093	0.092	0.091	0.090
	15	41.25	0.096	0.097	0.098	0.100	0.101	0.101	0.101	0.100	0.099	0.097	0.096	0.095
	30	37.5	0.100	0.102	0.104	0.105	0.107	0.108	0.107	0.106	0.104	0.102	0.101	0.100
	45	33.75	0.104	0.106	0.109	0.111	0.113	0.114	0.113	0.112	0.109	0.107	0.105	0.104
10	0	30	0.108	0.110	0.113	0.116	0.118	0.120	0.119	0.117	0.114	0.111	0.109	0.108
	15	26.25	0.112	0.114	0.117	0.120	0.123	0.125	0.124	0.121	0.118	0.115	0.112	0.111
	30	22.5	0.115	0.117	0.120	0.124	0.127	0.129	0.128	0.125	0.122	0.118	0.115	0.114
	45	18.75	0.117	0.120	0.123	0.127	0.131	0.133	0.132	0.129	0.125	0.121	0.118	0.117
11	0	15	0.119	0.122	0.126	0.130	0.134	0.136	0.135	0.132	0.127	0.123	0.120	0.119
	15	11.25	0.121	0.124	0.128	0.132	0.136	0.138	0.137	0.134	0.129	0.125	0.122	0.120
	30	7.5	0.122	0.125	0.129	0.134	0.138	0.140	0.139	0.135	0.131	0.127	0.123	0.121
	45	3.75	0.123	0.126	0.130	0.135	0.139	0.141	0.140	0.136	0.132	0.127	0.124	0.122
12	0	0	0.123	0.126	0.130	0.135	0.139	0.141	0.140	0.137	0.132	0.128	0.124	0.122
	15	-3.75	0.123	0.126	0.130	0.135	0.139	0.141	0.140	0.136	0.132	0.127	0.124	0.122
	30	-7.5	0.122	0.125	0.129	0.134	0.138	0.140	0.139	0.135	0.131	0.127	0.123	0.121
	45	-11.25	0.121	0.124	0.128	0.132	0.136	0.138	0.137	0.134	0.129	0.125	0.122	0.120
13	0	-15	0.119	0.122	0.126	0.130	0.134	0.136	0.135	0.132	0.127	0.123	0.120	0.119
	15	-18.75	0.117	0.120	0.123	0.127	0.131	0.133	0.132	0.129	0.125	0.121	0.118	0.117
	30	-22.5	0.115	0.117	0.120	0.124	0.127	0.129	0.128	0.125	0.122	0.118	0.115	0.114
	45	-26.25	0.112	0.114	0.117	0.120	0.123	0.125	0.124	0.121	0.118	0.115	0.112	0.111
14	0	-30	0.108	0.110	0.113	0.116	0.118	0.120	0.119	0.117	0.114	0.111	0.109	0.108
	15	-33.75	0.104	0.106	0.109	0.111	0.113	0.114	0.113	0.112	0.109	0.107	0.105	0.104
	30	-37.5	0.100	0.102	0.104	0.105	0.107	0.108	0.107	0.106	0.104	0.102	0.101	0.100
	45	-41.25	0.096	0.097	0.098	0.100	0.101	0.101	0.101	0.100	0.099	0.097	0.096	0.095
15	0	-45	0.091	0.092	0.092	0.093	0.094	0.094	0.094	0.093	0.093	0.092	0.091	0.090
	15	-48.75	0.085	0.086	0.086	0.086	0.086	0.086	0.086	0.086	0.086	0.086	0.086	0.085
	30	-52.5	0.080	0.080	0.080	0.079	0.079	0.078	0.078	0.079	0.080	0.080	0.080	0.080
	45	-56.25	0.074	0.074	0.073	0.072	0.070	0.069	0.070	0.071	0.072	0.073	0.074	0.074
16	0	-60	0.068	0.067	0.066	0.064	0.062	0.060	0.061	0.063	0.065	0.067	0.068	0.068
	15	-63.75	0.061	0.060	0.058	0.056	0.053	0.051	0.052	0.055	0.057	0.060	0.061	0.062
	30	-67.5	0.055	0.053	0.051	0.047	0.044	0.042	0.043	0.046	0.049	0.052	0.054	0.055
	45	-71.25	0.048	0.046	0.043	0.038	0.034	0.032	0.033	0.037	0.041	0.045	0.047	0.049
17	0	-75	0.041	0.038	0.035	0.030	0.024	0.022	0.023	0.028	0.033	0.037	0.040	0.042
	15	-78.75	0.034	0.031	0.026	0.020	0.015	0.011	0.013	0.018	0.024	0.029	0.033	0.035
	30	-82.5	0.027	0.023	0.018	0.011	0.005	0.001	0.003	0.009	0.016	0.021	0.026	0.028
	45	-86.25	0.020	0.015	0.010	0.002	-0.006	-0.010	-0.008	-0.001	0.007	0.013	0.018	0.021

Similarmente, el factor de conversión r_G puede calcularse mediante la relación:

$$r_G = \frac{\pi}{T} (a + b \cos \omega) \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \omega_s \cos \omega_s}$$

De donde los parámetros a y b están dados por la expresiones

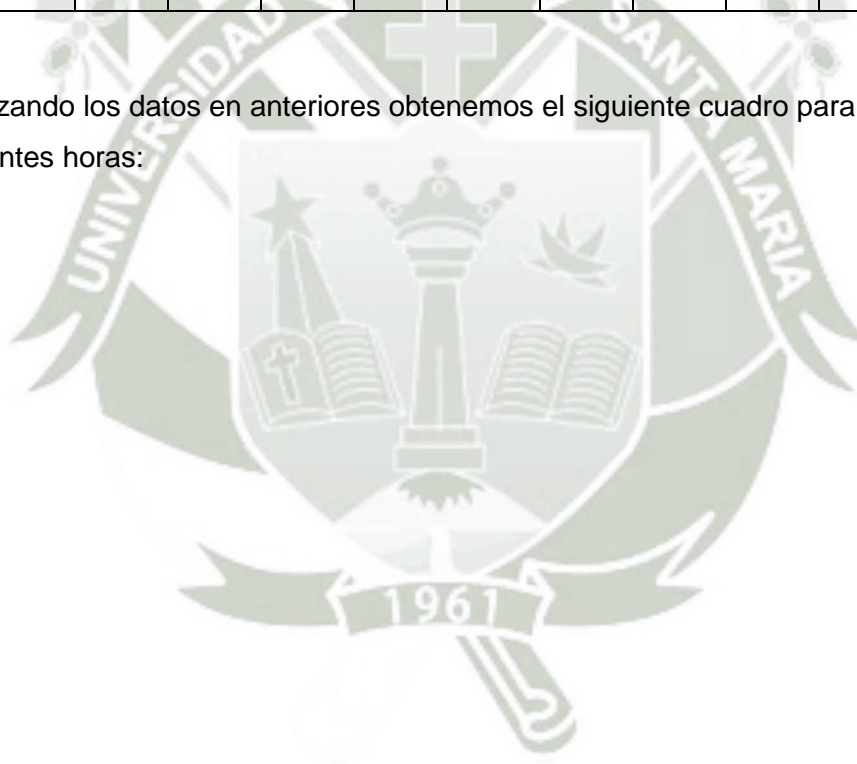
$$a = 0.409 + 0.5016 \sin(\omega_s - 1.047)$$

$$b = 0.6609 + 0.4767 \sin(\omega_s - 1.047)$$

Para poder obtener el factor e conversión r_G es necesario calcular los parámetros a y b :

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
a	0.707	0.687	0.664	0.637	0.615	0.603	0.609	0.628	0.653	0.679	0.701	0.712
b	0.944	0.925	0.903	0.878	0.856	0.846	0.851	0.869	0.893	0.918	0.938	0.949

Reemplazando los datos en anteriores obtenemos el siguiente cuadro para cada mes y a diferentes horas:



Cuadro N°2. Factor r_g

Hora	Min	ω	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
6	0	90	0.009	0.005	0.001	-0.005	-0.010	-0.012	-0.011	-0.007	-0.001	0.004	0.008	0.010
	15	86.25	0.015	0.011	0.007	0.001	-0.004	-0.006	-0.005	-0.001	0.005	0.010	0.014	0.016
	30	82.5	0.022	0.019	0.014	0.008	0.003	0.001	0.002	0.006	0.012	0.017	0.021	0.023
	45	78.75	0.030	0.027	0.022	0.017	0.011	0.009	0.010	0.015	0.020	0.025	0.029	0.031
7	0	75	0.039	0.036	0.031	0.026	0.020	0.018	0.019	0.024	0.029	0.034	0.038	0.040
	15	71.25	0.048	0.045	0.041	0.035	0.030	0.028	0.029	0.033	0.039	0.044	0.047	0.049
	30	67.5	0.058	0.055	0.051	0.046	0.041	0.038	0.040	0.044	0.049	0.054	0.058	0.059
	45	63.75	0.069	0.066	0.062	0.057	0.052	0.050	0.051	0.055	0.060	0.065	0.068	0.070
8	0	60	0.080	0.077	0.073	0.069	0.064	0.062	0.063	0.067	0.072	0.076	0.079	0.081
	15	56.25	0.091	0.088	0.085	0.081	0.077	0.075	0.076	0.079	0.083	0.087	0.090	0.092
	30	52.5	0.102	0.100	0.097	0.093	0.089	0.087	0.088	0.091	0.095	0.099	0.102	0.103
	45	48.75	0.114	0.111	0.109	0.105	0.102	0.100	0.101	0.104	0.107	0.110	0.113	0.114
9	0	45	0.125	0.123	0.120	0.117	0.114	0.113	0.114	0.116	0.119	0.122	0.124	0.125
	15	41.25	0.135	0.134	0.132	0.129	0.127	0.125	0.126	0.128	0.131	0.133	0.135	0.136
	30	37.5	0.146	0.145	0.143	0.141	0.139	0.137	0.138	0.140	0.142	0.144	0.146	0.146
	45	33.75	0.156	0.155	0.153	0.152	0.150	0.149	0.149	0.151	0.153	0.154	0.156	0.156
10	0	30	0.165	0.164	0.163	0.162	0.160	0.160	0.160	0.161	0.163	0.164	0.165	0.165
	15	26.25	0.174	0.173	0.172	0.171	0.170	0.170	0.170	0.171	0.172	0.173	0.173	0.174
	30	22.5	0.181	0.181	0.180	0.180	0.179	0.178	0.179	0.179	0.180	0.181	0.181	0.181
	45	18.75	0.188	0.188	0.187	0.187	0.187	0.186	0.186	0.187	0.187	0.188	0.188	0.188
11	0	15	0.193	0.193	0.193	0.193	0.193	0.193	0.193	0.193	0.193	0.193	0.193	0.193
	15	11.25	0.198	0.198	0.198	0.198	0.198	0.198	0.198	0.198	0.198	0.198	0.198	0.198
	30	7.5	0.201	0.201	0.201	0.202	0.202	0.202	0.202	0.202	0.201	0.201	0.201	0.201
	45	3.75	0.203	0.203	0.203	0.204	0.204	0.204	0.204	0.204	0.203	0.203	0.203	0.203
12	0	0	0.203	0.204	0.204	0.204	0.205	0.205	0.205	0.204	0.204	0.204	0.203	0.203
	15	-3.75	0.203	0.203	0.203	0.204	0.204	0.204	0.204	0.204	0.203	0.203	0.203	0.203
	30	-7.5	0.201	0.201	0.201	0.202	0.202	0.202	0.202	0.202	0.201	0.201	0.201	0.201
	45	-11.25	0.198	0.198	0.198	0.198	0.198	0.198	0.198	0.198	0.198	0.198	0.198	0.198
13	0	-15	0.193	0.193	0.193	0.193	0.193	0.193	0.193	0.193	0.193	0.193	0.193	0.193
	15	-18.75	0.188	0.188	0.187	0.187	0.187	0.186	0.186	0.187	0.187	0.188	0.188	0.188
	30	-22.5	0.181	0.181	0.180	0.180	0.179	0.178	0.179	0.179	0.180	0.181	0.181	0.181
	45	-26.25	0.174	0.173	0.172	0.171	0.170	0.170	0.170	0.171	0.172	0.173	0.173	0.174
14	0	-30	0.165	0.164	0.163	0.162	0.160	0.160	0.160	0.161	0.163	0.164	0.165	0.165
	15	-33.75	0.156	0.155	0.153	0.152	0.150	0.149	0.149	0.151	0.153	0.154	0.156	0.156
	30	-37.5	0.146	0.145	0.143	0.141	0.139	0.137	0.138	0.140	0.142	0.144	0.146	0.146
	45	-41.25	0.135	0.134	0.132	0.129	0.127	0.125	0.126	0.128	0.131	0.133	0.135	0.136
15	0	-45	0.125	0.123	0.120	0.117	0.114	0.113	0.114	0.116	0.119	0.122	0.124	0.125
	15	-48.75	0.114	0.111	0.109	0.105	0.102	0.100	0.101	0.104	0.107	0.110	0.113	0.114
	30	-52.5	0.102	0.100	0.097	0.093	0.089	0.087	0.088	0.091	0.095	0.099	0.102	0.103
	45	-56.25	0.091	0.088	0.085	0.081	0.077	0.075	0.076	0.079	0.083	0.087	0.090	0.092
16	0	-60	0.080	0.077	0.073	0.069	0.064	0.062	0.063	0.067	0.072	0.076	0.079	0.081
	15	-63.75	0.069	0.066	0.062	0.057	0.052	0.050	0.051	0.055	0.060	0.065	0.068	0.070
	30	-67.5	0.058	0.055	0.051	0.046	0.041	0.038	0.040	0.044	0.049	0.054	0.058	0.059
	45	-71.25	0.048	0.045	0.041	0.035	0.030	0.028	0.029	0.033	0.039	0.044	0.047	0.049
17	0	-75	0.039	0.036	0.031	0.026	0.020	0.018	0.019	0.024	0.029	0.034	0.038	0.040
	15	-78.75	0.030	0.027	0.022	0.017	0.011	0.009	0.010	0.015	0.020	0.025	0.029	0.031
	30	-82.5	0.022	0.019	0.014	0.008	0.003	0.001	0.002	0.006	0.012	0.017	0.021	0.023
	45	-86.25	0.015	0.011	0.007	0.001	-0.004	-0.006	-0.005	-0.001	0.005	0.010	0.014	0.016

Ahora para poder conocer la radiación global, difusa, directa instantánea sobre una superficie horizontal con las formulas anteriormente expuestas:

Cuadro N°3. Radiación Global Instantánea sobre una superficie horizontal (G – W/m²)

Hora	Min	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
6	0	56.92	31.56	4.42	-25.19	-49.18	-56.77	-57.27	-37.13	-7.82	25.44	55.78	71.09
	15	98.30	69.53	42.50	7.57	-18.93	-29.71	-26.59	-3.37	29.19	68.00	101.29	117.82
	30	145.31	112.99	86.55	45.95	16.95	2.61	9.92	36.36	72.20	116.88	153.11	170.80
	45	197.64	161.65	136.24	89.67	58.20	39.95	52.01	81.79	120.90	171.74	210.89	229.69
7	0	254.88	215.13	191.18	138.36	104.45	81.99	99.30	132.51	174.88	232.15	274.18	294.03
	15	316.54	272.94	250.86	191.56	155.27	128.31	151.32	188.04	233.65	297.57	342.41	363.26
	30	382.03	334.54	314.69	248.72	210.11	178.41	207.54	247.82	296.61	367.35	414.94	436.73
	45	450.69	399.28	382.00	309.23	268.37	231.73	267.32	311.18	363.10	440.78	491.05	513.71
8	0	521.80	466.47	452.04	372.40	329.37	287.65	329.95	377.41	432.38	517.05	569.91	593.38
	15	594.57	535.36	524.02	437.48	392.37	345.48	394.69	445.71	503.65	595.31	650.66	674.88
	30	668.19	605.15	597.08	503.70	456.60	404.49	460.72	515.25	576.04	674.64	732.37	757.29
	45	741.78	675.02	670.35	570.23	521.24	463.94	527.21	585.17	648.69	754.11	814.10	839.64
9	0	814.48	744.11	742.90	636.22	585.45	523.05	593.29	654.56	720.68	832.73	894.85	920.97
	15	885.40	811.58	813.84	700.83	648.40	581.02	658.08	722.54	791.10	909.53	973.65	1000.28
	30	953.66	876.58	882.24	763.21	709.25	637.09	720.73	788.20	859.05	983.55	1049.52	1076.60
	45	1018.41	938.28	947.24	822.54	767.17	690.50	780.39	850.67	923.63	1053.83	1121.50	1148.99
10	0	1078.83	995.88	1007.97	878.03	821.39	740.50	836.24	909.12	983.99	1119.47	1188.67	1216.52
	15	1134.15	1048.65	1063.64	928.93	871.16	786.42	887.51	962.74	1039.34	1179.60	1250.18	1278.33
	30	1183.64	1095.89	1113.50	974.55	915.78	827.61	933.50	1010.82	1088.92	1233.45	1305.23	1333.64
	45	1226.68	1136.98	1156.89	1014.27	954.66	863.50	973.56	1052.68	1132.08	1280.29	1353.09	1381.72
11	0	1262.69	1171.37	1193.22	1047.54	987.24	893.57	1007.14	1087.75	1168.22	1319.50	1393.15	1421.95
	15	1291.20	1198.60	1222.00	1073.91	1013.06	917.42	1033.76	1115.55	1196.86	1350.56	1424.87	1453.80
	30	1311.84	1218.32	1242.84	1093.01	1031.77	934.70	1053.04	1135.69	1217.60	1373.05	1447.83	1476.85
	45	1324.34	1230.26	1255.46	1104.58	1043.10	945.17	1064.72	1147.89	1230.16	1386.66	1461.73	1490.81
12	0	1328.52	1234.26	1259.69	1108.45	1046.90	948.67	1068.64	1151.97	1234.36	1391.22	1466.38	1495.48
	15	1324.34	1230.26	1255.46	1104.58	1043.10	945.17	1064.72	1147.89	1230.16	1386.66	1461.73	1490.81
	30	1311.84	1218.32	1242.84	1093.01	1031.77	934.70	1053.04	1135.69	1217.60	1373.05	1447.83	1476.85
	45	1291.20	1198.60	1222.00	1073.91	1013.06	917.42	1033.76	1115.55	1196.86	1350.56	1424.87	1453.80
13	0	1262.69	1171.37	1193.22	1047.54	987.24	893.57	1007.14	1087.75	1168.22	1319.50	1393.15	1421.95
	15	1226.68	1136.98	1156.89	1014.27	954.66	863.50	973.56	1052.68	1132.08	1280.29	1353.09	1381.72
	30	1183.64	1095.89	1113.50	974.55	915.78	827.61	933.50	1010.82	1088.92	1233.45	1305.23	1333.64
	45	1134.15	1048.65	1063.64	928.93	871.16	786.42	887.51	962.74	1039.34	1179.60	1250.18	1278.33
14	0	1078.83	995.88	1007.97	878.03	821.39	740.50	836.24	909.12	983.99	1119.47	1188.67	1216.52
	15	1018.41	938.28	947.24	822.54	767.17	690.50	780.39	850.67	923.63	1053.83	1121.50	1148.99
	30	953.66	876.58	882.24	763.21	709.25	637.09	720.73	788.20	859.05	983.55	1049.52	1076.60
	45	885.40	811.58	813.84	700.83	648.40	581.02	658.08	722.54	791.10	909.53	973.65	1000.28
15	0	814.48	744.11	742.90	636.22	585.45	523.05	593.29	654.56	720.68	832.73	894.85	920.97
	15	741.78	675.02	670.35	570.23	521.24	463.94	527.21	585.17	648.69	754.11	814.10	839.64
	30	668.19	605.15	597.08	503.70	456.60	404.49	460.72	515.25	576.04	674.64	732.37	757.29
	45	594.57	535.36	524.02	437.48	392.37	345.48	394.69	445.71	503.65	595.31	650.66	674.88
16	0	521.80	466.47	452.04	372.40	329.37	287.65	329.95	377.41	432.38	517.05	569.91	593.38
	15	450.69	399.28	382.00	309.23	268.37	231.73	267.32	311.18	363.10	440.78	491.05	513.71
	30	382.03	334.54	314.69	248.72	210.11	178.41	207.54	247.82	296.61	367.35	414.94	436.73
	45	316.54	272.94	250.86	191.56	155.27	128.31	151.32	188.04	233.65	297.57	342.41	363.26
17	0	254.88	215.13	191.18	138.36	104.45	81.99	99.30	132.51	174.88	232.15	274.18	294.03
	15	197.64	161.65	136.24	89.67	58.20	39.95	52.01	81.79	120.90	171.74	210.89	229.69
	30	145.31	112.99	86.55	45.95	16.95	2.61	9.92	36.36	72.20	116.88	153.11	170.80
	45	98.30	69.53	42.50	7.57	-18.93	-29.71	-26.59	-3.37	29.19	68.00	101.29	117.82

Hora	Min	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
6	0	29.73	17.36	2.35	-13.40	-26.07	-29.97	-29.39	-19.08	-3.97	12.73	27.61	34.68
	15	47.21	35.16	20.74	3.69	-9.20	-14.37	-12.50	-1.59	13.61	31.27	46.10	52.87
	30	64.62	52.87	39.06	20.71	7.60	1.16	4.31	15.83	31.12	49.73	64.51	70.98
	45	81.88	70.44	57.22	37.58	24.25	16.56	20.97	33.09	48.48	68.03	82.76	88.93
7	0	98.92	87.77	75.14	54.23	40.69	31.76	37.42	50.13	65.61	86.09	100.78	106.66
	15	115.66	104.81	92.76	70.60	56.85	46.70	53.58	66.87	82.45	103.84	118.49	124.07
	30	132.03	121.47	109.98	86.60	72.64	61.30	69.39	83.25	98.92	121.20	135.80	141.10
	45	147.96	137.69	126.75	102.17	88.02	75.52	84.78	99.19	114.94	138.09	152.65	157.67
8	0	163.39	153.39	142.98	117.25	102.90	89.29	99.67	114.62	130.46	154.45	168.97	173.72
	15	178.25	168.50	158.61	131.78	117.24	102.54	114.02	129.48	145.40	170.20	184.68	189.18
	30	192.47	182.97	173.57	145.67	130.96	115.23	127.75	143.70	159.70	185.28	199.72	203.97
	45	205.99	196.74	187.80	158.89	144.01	127.29	140.80	157.22	173.30	199.61	214.02	218.03
9	0	218.76	209.73	201.23	171.37	156.33	138.68	153.13	169.99	186.14	213.15	227.53	231.32
	15	230.72	221.90	213.81	183.06	167.86	149.35	164.68	181.95	198.17	225.83	240.17	243.76
	30	241.82	233.19	225.49	193.91	178.57	159.25	175.39	193.06	209.33	237.60	251.91	255.30
	45	252.01	243.56	236.21	203.87	188.40	168.34	185.23	203.25	219.58	248.40	262.69	265.90
10	0	261.24	252.96	245.93	212.90	197.32	176.59	194.15	212.49	228.87	258.19	272.46	275.51
	15	269.49	261.35	254.61	220.96	205.28	183.94	202.11	220.73	237.16	266.94	281.18	284.09
	30	276.71	268.70	262.20	228.01	212.24	190.39	209.08	227.96	244.42	274.59	288.82	291.60
	45	282.87	274.97	268.69	234.04	218.19	195.88	215.03	234.12	250.62	281.12	295.33	298.01
11	0	287.95	280.14	274.03	239.00	223.09	200.41	219.94	239.20	255.73	286.51	300.70	303.29
	15	291.92	284.18	278.21	242.88	226.92	203.96	223.77	243.17	259.72	290.72	304.90	307.42
	30	294.77	287.08	281.21	245.67	229.67	206.50	226.52	246.02	262.59	293.74	307.92	310.39
	45	296.49	288.83	283.01	247.35	231.32	208.03	228.18	247.74	264.31	295.56	309.73	312.17
12	0	297.06	289.41	283.61	247.91	231.88	208.54	228.73	248.31	264.89	296.17	310.34	312.76
	15	296.49	288.83	283.01	247.35	231.32	208.03	228.18	247.74	264.31	295.56	309.73	312.17
	30	294.77	287.08	281.21	245.67	229.67	206.50	226.52	246.02	262.59	293.74	307.92	310.39
	45	291.92	284.18	278.21	242.88	226.92	203.96	223.77	243.17	259.72	290.72	304.90	307.42
13	0	287.95	280.14	274.03	239.00	223.09	200.41	219.94	239.20	255.73	286.51	300.70	303.29
	15	282.87	274.97	268.69	234.04	218.19	195.88	215.03	234.12	250.62	281.12	295.33	298.01
	30	276.71	268.70	262.20	228.01	212.24	190.39	209.08	227.96	244.42	274.59	288.82	291.60
	45	269.49	261.35	254.61	220.96	205.28	183.94	202.11	220.73	237.16	266.94	281.18	284.09
14	0	261.24	252.96	245.93	212.90	197.32	176.59	194.15	212.49	228.87	258.19	272.46	275.51
	15	252.01	243.56	236.21	203.87	188.40	168.34	185.23	203.25	219.58	248.40	262.69	265.90
	30	241.82	233.19	225.49	193.91	178.57	159.25	175.39	193.06	209.33	237.60	251.91	255.30
	45	230.72	221.90	213.81	183.06	167.86	149.35	164.68	181.95	198.17	225.83	240.17	243.76
15	0	218.76	209.73	201.23	171.37	156.33	138.68	153.13	169.99	186.14	213.15	227.53	231.32
	15	205.99	196.74	187.80	158.89	144.01	127.29	140.80	157.22	173.30	199.61	214.02	218.03
	30	192.47	182.97	173.57	145.67	130.96	115.23	127.75	143.70	159.70	185.28	199.72	203.97
	45	178.25	168.50	158.61	131.78	117.24	102.54	114.02	129.48	145.40	170.20	184.68	189.18
16	0	163.39	153.39	142.98	117.25	102.90	89.29	99.67	114.62	130.46	154.45	168.97	173.72
	15	147.96	137.69	126.75	102.17	88.02	75.52	84.78	99.19	114.94	138.09	152.65	157.67
	30	132.03	121.47	109.98	86.60	72.64	61.30	69.39	83.25	98.92	121.20	135.80	141.10
	45	115.66	104.81	92.76	70.60	56.85	46.70	53.58	66.87	82.45	103.84	118.49	124.07
17	0	98.92	87.77	75.14	54.23	40.69	31.76	37.42	50.13	65.61	86.09	100.78	106.66
	15	81.88	70.44	57.22	37.58	24.25	16.56	20.97	33.09	48.48	68.03	82.76	88.93
	30	64.62	52.87	39.06	20.71	7.60	1.16	4.31	15.83	31.12	49.73	64.51	70.98
	45	47.21	35.16	20.74	3.69	-9.20	-14.37	-12.50	-1.59	13.61	31.27	46.10	52.87

Cuadro N° 5. Radiación Difusa Instantánea sobre un a superficie horizontal (D – W/m²)

Cuadro N°6. Radiación Directa Instantánea sobre un a superficie horizontal ($I_h - W/m^2$)

Hora	Min	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
6	0	27.19	14.20	2.07	-11.80	-23.11	-26.80	-27.88	-18.05	-3.85	12.71	28.17	36.41
	15	51.09	34.37	21.76	3.88	-9.73	-15.35	-14.09	-1.78	15.58	36.73	55.20	64.95
	30	80.69	60.11	47.49	25.24	9.35	1.44	5.61	20.54	41.08	67.15	88.60	99.83
	45	115.76	91.21	79.02	52.09	33.94	23.39	31.04	48.70	72.42	103.71	128.13	140.76
7	0	155.97	127.35	116.03	84.13	63.76	50.23	61.88	82.38	109.27	146.06	173.40	187.38
	15	200.88	168.13	158.10	120.96	98.42	81.61	97.74	121.17	151.20	193.73	223.92	239.19
	30	250.00	213.06	204.70	162.12	137.47	117.11	138.15	164.57	197.70	246.15	279.14	295.63
	45	302.73	261.59	255.25	207.05	180.35	156.21	182.54	212.00	248.16	302.68	338.39	356.03
8	0	358.41	313.08	309.06	255.14	226.47	198.36	230.28	262.79	301.93	362.60	400.94	419.66
	15	416.33	366.85	365.41	305.71	275.13	242.94	280.67	316.23	358.25	425.11	465.97	485.71
	30	475.72	422.18	423.51	358.03	325.64	289.27	332.98	371.56	416.34	489.37	532.65	553.32
	45	535.79	478.28	482.55	411.33	377.23	336.65	386.41	427.95	475.39	554.49	600.07	621.61
9	0	595.72	534.38	541.67	464.84	429.13	384.36	440.16	484.57	534.54	619.58	667.33	689.65
	15	654.68	589.68	600.02	517.76	480.54	431.67	493.41	540.58	592.94	683.70	733.48	756.52
	30	711.85	643.39	656.75	569.30	530.68	477.84	545.34	595.14	649.72	745.95	797.61	821.30
	45	766.41	694.72	711.03	618.67	578.77	522.15	595.16	647.42	704.05	805.43	858.81	883.09
10	0	817.59	742.92	762.04	665.13	624.07	563.92	642.09	696.63	755.12	861.27	916.21	941.01
	15	864.66	787.30	809.03	707.97	665.88	602.48	685.40	742.01	802.18	912.67	969.00	994.24
	30	906.93	827.19	851.29	746.53	703.54	637.22	724.41	782.86	844.50	958.86	1016.41	1042.04
	45	943.81	862.00	888.20	780.23	736.47	667.61	758.53	818.56	881.46	999.17	1057.76	1083.71
11	0	974.74	891.23	919.19	808.54	764.15	693.16	787.20	848.56	912.50	1032.99	1092.44	1118.66
	15	999.28	914.42	943.79	831.02	786.14	713.46	809.98	872.38	937.14	1059.84	1119.96	1146.38
	30	1017.07	931.24	961.63	847.34	802.10	728.20	826.52	889.67	955.01	1079.31	1139.91	1166.47
	45	1027.85	941.44	972.45	857.23	811.78	737.14	836.55	900.15	965.85	1091.10	1152.00	1178.64
12	0	1031.46	944.85	976.07	860.54	815.02	740.13	839.90	903.66	969.48	1095.06	1156.04	1182.72
	15	1027.85	941.44	972.45	857.23	811.78	737.14	836.55	900.15	965.85	1091.10	1152.00	1178.64
	30	1017.07	931.24	961.63	847.34	802.10	728.20	826.52	889.67	955.01	1079.31	1139.91	1166.47
	45	999.28	914.42	943.79	831.02	786.14	713.46	809.98	872.38	937.14	1059.84	1119.96	1146.38
13	0	974.74	891.23	919.19	808.54	764.15	693.16	787.20	848.56	912.50	1032.99	1092.44	1118.66
	15	943.81	862.00	888.20	780.23	736.47	667.61	758.53	818.56	881.46	999.17	1057.76	1083.71
	30	906.93	827.19	851.29	746.53	703.54	637.22	724.41	782.86	844.50	958.86	1016.41	1042.04
	45	864.66	787.30	809.03	707.97	665.88	602.48	685.40	742.01	802.18	912.67	969.00	994.24
14	0	817.59	742.92	762.04	665.13	624.07	563.92	642.09	696.63	755.12	861.27	916.21	941.01
	15	766.41	694.72	711.03	618.67	578.77	522.15	595.16	647.42	704.05	805.43	858.81	883.09
	30	711.85	643.39	656.75	569.30	530.68	477.84	545.34	595.14	649.72	745.95	797.61	821.30
	45	654.68	589.68	600.02	517.76	480.54	431.67	493.41	540.58	592.94	683.70	733.48	756.52
15	0	595.72	534.38	541.67	464.84	429.13	384.36	440.16	484.57	534.54	619.58	667.33	689.65
	15	535.79	478.28	482.55	411.33	377.23	336.65	386.41	427.95	475.39	554.49	600.07	621.61
	30	475.72	422.18	423.51	358.03	325.64	289.27	332.98	371.56	416.34	489.37	532.65	553.32
	45	416.33	366.85	365.41	305.71	275.13	242.94	280.67	316.23	358.25	425.11	465.97	485.71
16	0	358.41	313.08	309.06	255.14	226.47	198.36	230.28	262.79	301.93	362.60	400.94	419.66
	15	302.73	261.59	255.25	207.05	180.35	156.21	182.54	212.00	248.16	302.68	338.39	356.03
	30	250.00	213.06	204.70	162.12	137.47	117.11	138.15	164.57	197.70	246.15	279.14	295.63
	45	200.88	168.13	158.10	120.96	98.42	81.61	97.74	121.17	151.20	193.73	223.92	239.19
17	0	155.97	127.35	116.03	84.13	63.76	50.23	61.88	82.38	109.27	146.06	173.40	187.38
	15	115.76	91.21	79.02	52.09	33.94	23.39	31.04	48.70	72.42	103.71	128.13	140.76
	30	80.69	60.11	47.49	25.24	9.35	1.44	5.61	20.54	41.08	67.15	88.60	99.83
	45	51.09	34.37	21.76	3.88	-9.73	-15.35	-14.09	-1.78	15.58	36.73	55.20	64.95

Radiación instantánea total sobre una superficie inclinada

Para estimar la energía recibida sobre una superficie inclinada a partir de mediciones en el plano horizontal, hace falta separar las componentes directa y difusa y luego:

- Multiplicar la radiación directa por un factor de inclinación.
- Tener en cuenta que la superficie no “ve” sino una parte de la bóveda celeste pero ella pueda captar una parte de la radiación difusa reflejada por el suelo.

Luego los valores se reemplazan en la siguiente ecuación:

$$G_t = R_b I_h + R_{dc} D + R_{ds} G$$

La radiación directa instantánea

La radiación directa sobre un plano inclinado es, en un instante dado:

$$I_t = I \cos \theta = I_h \frac{\cos \theta}{\cos h}$$

Donde θ es el ángulo entre la normal al plano y la dirección del sol.

El cociente:

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\sin h}$$

Dónde:

Θ : Ángulo entre un rayo incidente directamente del sol y la normal a un plano cualquiera.

h: Ángulo de la altura solar

Se denomina factor de inclinación. Los ángulos h y θ pueden ser calculados a partir de las siguientes fórmulas:

Para una superficie orientada al norte $\cos \theta$ es el siguiente:

$$\cos \theta = \sin \delta \sin(\phi - s) + \cos \delta \cos(\phi - s) \cos \omega$$

Dónde:

ϕ = Latitud del lugar

δ = Ángulo declinación

ω = Ángulo horario (cada hora es = 15°)

s = inclinación del colector solar

Reemplazando los datos anteriores obtenemos el siguiente cuadro

Hora	Min	ω	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
6	0	-90	0.238	0.143	0.019	-0.116	-0.219	-0.265	-0.243	-0.159	-0.034	0.102	0.212	0.263
	15	-86.25	0.283	0.190	0.067	-0.068	-0.173	-0.220	-0.198	-0.112	0.014	0.149	0.258	0.308
	30	-82.5	0.328	0.237	0.115	-0.021	-0.128	-0.176	-0.153	-0.065	0.062	0.197	0.304	0.352
	45	-78.75	0.373	0.284	0.163	0.026	-0.083	-0.132	-0.109	-0.019	0.110	0.244	0.349	0.396
7	0	-75	0.417	0.330	0.210	0.073	-0.038	-0.089	-0.065	0.027	0.157	0.291	0.394	0.439
	15	-71.25	0.460	0.375	0.256	0.118	0.006	-0.046	-0.022	0.072	0.203	0.336	0.438	0.482
	30	-67.5	0.503	0.419	0.302	0.163	0.048	-0.005	0.020	0.116	0.248	0.381	0.481	0.523
	45	-63.75	0.544	0.462	0.346	0.206	0.090	0.036	0.061	0.159	0.292	0.425	0.522	0.564
8	0	-60	0.584	0.504	0.388	0.248	0.130	0.075	0.101	0.200	0.335	0.467	0.563	0.603
	15	-56.25	0.622	0.544	0.429	0.288	0.169	0.113	0.139	0.240	0.376	0.507	0.602	0.641
	30	-52.5	0.659	0.582	0.468	0.327	0.206	0.149	0.176	0.278	0.415	0.546	0.639	0.677
	45	-48.75	0.694	0.619	0.506	0.364	0.242	0.183	0.211	0.314	0.452	0.583	0.674	0.711
9	0	-45	0.727	0.653	0.541	0.399	0.275	0.215	0.244	0.349	0.488	0.618	0.708	0.744
	15	-41.25	0.758	0.685	0.574	0.431	0.306	0.246	0.275	0.381	0.521	0.651	0.739	0.774
	30	-37.5	0.786	0.715	0.605	0.461	0.335	0.274	0.303	0.411	0.551	0.681	0.768	0.802
	45	-33.75	0.813	0.743	0.633	0.489	0.362	0.300	0.329	0.438	0.579	0.709	0.795	0.828
10	0	-30	0.837	0.768	0.658	0.514	0.386	0.323	0.353	0.463	0.605	0.734	0.819	0.852
	15	-26.25	0.858	0.790	0.681	0.537	0.407	0.344	0.374	0.485	0.628	0.756	0.841	0.873
	30	-22.5	0.876	0.810	0.701	0.556	0.426	0.363	0.393	0.504	0.648	0.776	0.860	0.891
	45	-18.75	0.892	0.826	0.718	0.573	0.442	0.378	0.409	0.521	0.665	0.793	0.876	0.907
11	0	-15	0.906	0.840	0.732	0.587	0.456	0.391	0.422	0.534	0.679	0.807	0.889	0.920
	15	-11.25	0.916	0.851	0.743	0.598	0.466	0.401	0.432	0.545	0.690	0.818	0.900	0.930
	30	-7.5	0.923	0.858	0.751	0.606	0.473	0.409	0.440	0.553	0.697	0.825	0.907	0.937
	45	-3.75	0.928	0.863	0.756	0.610	0.478	0.413	0.444	0.557	0.702	0.830	0.912	0.942
12	0	0	0.929	0.865	0.757	0.612	0.479	0.414	0.445	0.559	0.704	0.832	0.913	0.943
	15	3.75	0.928	0.863	0.756	0.610	0.478	0.413	0.444	0.557	0.702	0.830	0.912	0.942
	30	7.5	0.923	0.858	0.751	0.606	0.473	0.409	0.440	0.553	0.697	0.825	0.907	0.937
	45	11.25	0.916	0.851	0.743	0.598	0.466	0.401	0.432	0.545	0.690	0.818	0.900	0.930
13	0	15	0.906	0.840	0.732	0.587	0.456	0.391	0.422	0.534	0.679	0.807	0.889	0.920
	15	18.75	0.892	0.826	0.718	0.573	0.442	0.378	0.409	0.521	0.665	0.793	0.876	0.907
	30	22.5	0.876	0.810	0.701	0.556	0.426	0.363	0.393	0.504	0.648	0.776	0.860	0.891
	45	26.25	0.858	0.790	0.681	0.537	0.407	0.344	0.374	0.485	0.628	0.756	0.841	0.873
14	0	30	0.837	0.768	0.658	0.514	0.386	0.323	0.353	0.463	0.605	0.734	0.819	0.852
	15	33.75	0.813	0.743	0.633	0.489	0.362	0.300	0.329	0.438	0.579	0.709	0.795	0.828
	30	37.5	0.786	0.715	0.605	0.461	0.335	0.274	0.303	0.411	0.551	0.681	0.768	0.802
	45	41.25	0.758	0.685	0.574	0.431	0.306	0.246	0.275	0.381	0.521	0.651	0.739	0.774
15	0	45	0.727	0.653	0.541	0.399	0.275	0.215	0.244	0.349	0.488	0.618	0.708	0.744
	15	48.75	0.694	0.619	0.506	0.364	0.242	0.183	0.211	0.314	0.452	0.583	0.674	0.711
	30	52.5	0.659	0.582	0.468	0.327	0.206	0.149	0.176	0.278	0.415	0.546	0.639	0.677
	45	56.25	0.622	0.544	0.429	0.288	0.169	0.113	0.139	0.240	0.376	0.507	0.602	0.641
16	0	60	0.584	0.504	0.388	0.248	0.130	0.075	0.101	0.200	0.335	0.467	0.563	0.603
	15	63.75	0.544	0.462	0.346	0.206	0.090	0.036	0.061	0.159	0.292	0.425	0.522	0.564
	30	67.5	0.503	0.419	0.302	0.163	0.048	-0.005	0.020	0.116	0.248	0.381	0.481	0.523
	45	71.25	0.460	0.375	0.256	0.118	0.006	-0.046	-0.022	0.072	0.203	0.336	0.438	0.482
17	0	75	0.417	0.330	0.210	0.073	-0.038	-0.089	-0.065	0.027	0.157	0.291	0.394	0.439
	15	78.75	0.373	0.284	0.163	0.026	-0.083	-0.132	-0.109	-0.019	0.110	0.244	0.349	0.396
	30	82.5	0.328	0.237	0.115	-0.021	-0.128	-0.176	-0.153	-0.065	0.062	0.197	0.304	0.352
	45	86.25	0.283	0.190	0.067	-0.068	-0.173	-0.220	-0.198	-0.112	0.014	0.149	0.258	0.308

Cuadro N°7. . cos (θ)

El cálculo de seno h se hace con la siguiente formula:

$$\text{seno}(h) = \cos \phi \sin \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta$$

Reemplazando los datos anteriores obtenemos el siguiente cuadro

Cuadro N° 8. seno (h)

Hora	Min	ω	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
6	0	-90	0.100	0.060	0.008	-0.048	-0.092	-0.111	-0.102	-0.067	-0.014	0.043	0.089	0.110
	15	-86.25	0.158	0.121	0.071	0.013	-0.032	-0.053	-0.043	-0.006	0.049	0.105	0.148	0.168
	30	-82.5	0.217	0.182	0.133	0.075	0.027	0.004	0.015	0.055	0.111	0.166	0.208	0.225
	45	-78.75	0.275	0.243	0.195	0.136	0.085	0.061	0.073	0.115	0.173	0.228	0.267	0.282
7	0	-75	0.332	0.302	0.256	0.196	0.143	0.117	0.130	0.175	0.234	0.288	0.325	0.339
	15	-71.25	0.388	0.361	0.316	0.255	0.200	0.173	0.186	0.233	0.294	0.347	0.382	0.394
	30	-67.5	0.443	0.419	0.375	0.313	0.256	0.227	0.241	0.290	0.352	0.406	0.437	0.448
	45	-63.75	0.497	0.474	0.432	0.370	0.310	0.279	0.294	0.346	0.410	0.462	0.492	0.501
8	0	-60	0.548	0.529	0.487	0.424	0.362	0.330	0.345	0.400	0.465	0.517	0.544	0.552
	15	-56.25	0.598	0.581	0.541	0.477	0.412	0.379	0.395	0.451	0.518	0.569	0.595	0.601
	30	-52.5	0.646	0.631	0.592	0.527	0.461	0.426	0.443	0.501	0.569	0.620	0.643	0.648
	45	-48.75	0.691	0.678	0.640	0.575	0.507	0.471	0.488	0.548	0.618	0.668	0.689	0.693
9	0	-45	0.734	0.723	0.686	0.620	0.550	0.513	0.531	0.593	0.663	0.713	0.733	0.735
	15	-41.25	0.774	0.765	0.729	0.662	0.590	0.552	0.571	0.634	0.706	0.756	0.773	0.774
	30	-37.5	0.812	0.804	0.769	0.701	0.628	0.589	0.608	0.673	0.746	0.795	0.811	0.811
	45	-33.75	0.846	0.839	0.805	0.737	0.663	0.623	0.642	0.709	0.782	0.831	0.846	0.845
10	0	-30	0.877	0.872	0.838	0.770	0.694	0.653	0.673	0.741	0.816	0.864	0.877	0.875
	15	-26.25	0.905	0.901	0.868	0.799	0.722	0.680	0.701	0.770	0.845	0.893	0.906	0.902
	30	-22.5	0.929	0.926	0.894	0.825	0.747	0.704	0.725	0.795	0.871	0.919	0.930	0.926
	45	-18.75	0.950	0.948	0.916	0.846	0.767	0.725	0.745	0.816	0.893	0.941	0.951	0.947
11	0	-15	0.967	0.965	0.934	0.864	0.785	0.741	0.762	0.834	0.911	0.959	0.968	0.963
	15	-11.25	0.980	0.979	0.948	0.878	0.798	0.754	0.776	0.848	0.926	0.973	0.982	0.976
	30	-7.5	0.990	0.989	0.959	0.889	0.808	0.764	0.785	0.858	0.936	0.983	0.992	0.986
	45	-3.75	0.995	0.995	0.965	0.895	0.814	0.770	0.791	0.864	0.942	0.989	0.997	0.992
12	0	0	0.997	0.997	0.967	0.897	0.816	0.771	0.793	0.866	0.944	0.991	0.999	0.993
	15	3.75	0.995	0.995	0.965	0.895	0.814	0.770	0.791	0.864	0.942	0.989	0.997	0.992
	30	7.5	0.990	0.989	0.959	0.889	0.808	0.764	0.785	0.858	0.936	0.983	0.992	0.986
	45	11.25	0.980	0.979	0.948	0.878	0.798	0.754	0.776	0.848	0.926	0.973	0.982	0.976
13	0	15	0.967	0.965	0.934	0.864	0.785	0.741	0.762	0.834	0.911	0.959	0.968	0.963
	15	18.75	0.950	0.948	0.916	0.846	0.767	0.725	0.745	0.816	0.893	0.941	0.951	0.947
	30	22.5	0.929	0.926	0.894	0.825	0.747	0.704	0.725	0.795	0.871	0.919	0.930	0.926
	45	26.25	0.905	0.901	0.868	0.799	0.722	0.680	0.701	0.770	0.845	0.893	0.906	0.902
14	0	30	0.877	0.872	0.838	0.770	0.694	0.653	0.673	0.741	0.816	0.864	0.877	0.875
	15	33.75	0.846	0.839	0.805	0.737	0.663	0.623	0.642	0.709	0.782	0.831	0.846	0.845
	30	37.5	0.812	0.804	0.769	0.701	0.628	0.589	0.608	0.673	0.746	0.795	0.811	0.811
	45	41.25	0.774	0.765	0.729	0.662	0.590	0.552	0.571	0.634	0.706	0.756	0.773	0.774
15	0	45	0.734	0.723	0.686	0.620	0.550	0.513	0.531	0.593	0.663	0.713	0.733	0.735
	15	48.75	0.691	0.678	0.640	0.575	0.507	0.471	0.488	0.548	0.618	0.668	0.689	0.693
	30	52.5	0.646	0.631	0.592	0.527	0.461	0.426	0.443	0.501	0.569	0.620	0.643	0.648
	45	56.25	0.598	0.581	0.541	0.477	0.412	0.379	0.395	0.451	0.518	0.569	0.595	0.601
16	0	60	0.548	0.529	0.487	0.424	0.362	0.330	0.345	0.400	0.465	0.517	0.544	0.552
	15	63.75	0.497	0.474	0.432	0.370	0.310	0.279	0.294	0.346	0.410	0.462	0.492	0.501
	30	67.5	0.443	0.419	0.375	0.313	0.256	0.227	0.241	0.290	0.352	0.406	0.437	0.448
	45	71.25	0.388	0.361	0.316	0.255	0.200	0.173	0.186	0.233	0.294	0.347	0.382	0.394
17	0	75	0.332	0.302	0.256	0.196	0.143	0.117	0.130	0.175	0.234	0.288	0.325	0.339
	15	78.75	0.275	0.243	0.195	0.136	0.085	0.061	0.073	0.115	0.173	0.228	0.267	0.282
	30	82.5	0.217	0.182	0.133	0.075	0.027	0.004	0.015	0.055	0.111	0.166	0.208	0.225
	45	86.25	0.158	0.121	0.071	0.013	-0.032	-0.053	-0.043	-0.006	0.049	0.105	0.148	0.168

Factor Rb

Cuadro N°9. Factor R_b

Hora	Min	ω	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
6	0	-90	2.388	2.388	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	2.388	2.388	2.388
	15	-86.25	1.789	1.569	0.953	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.297	1.429	1.739	1.831
	30	-82.5	1.514	1.301	0.867	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.563	1.184	1.462	1.560
	45	-78.75	1.357	1.169	0.836	0.193	0.000	0.000	0.000	0.000	0.637	1.073	1.309	1.401
7	0	-75	1.256	1.090	0.820	0.370	0.000	0.000	0.000	0.154	0.672	1.009	1.213	1.296
	15	-71.25	1.186	1.038	0.811	0.463	0.028	0.000	0.000	0.308	0.692	0.968	1.147	1.222
	30	-67.5	1.134	1.001	0.804	0.519	0.189	0.000	0.084	0.399	0.705	0.940	1.099	1.167
	45	-63.75	1.095	0.974	0.800	0.558	0.291	0.128	0.209	0.459	0.714	0.919	1.062	1.126
8	0	-60	1.064	0.953	0.796	0.585	0.360	0.227	0.293	0.500	0.720	0.903	1.034	1.093
	15	-56.25	1.040	0.937	0.794	0.605	0.410	0.297	0.353	0.531	0.726	0.891	1.012	1.066
	30	-52.5	1.020	0.923	0.792	0.621	0.448	0.349	0.398	0.555	0.729	0.881	0.993	1.045
	45	-48.75	1.003	0.913	0.790	0.633	0.477	0.389	0.432	0.573	0.733	0.873	0.978	1.027
9	0	-45	0.990	0.904	0.789	0.643	0.500	0.420	0.459	0.588	0.735	0.866	0.966	1.012
	15	-41.25	0.978	0.896	0.788	0.651	0.518	0.445	0.481	0.600	0.737	0.861	0.956	1.000
	30	-37.5	0.969	0.890	0.787	0.658	0.534	0.465	0.499	0.610	0.739	0.856	0.947	0.990
	45	-33.75	0.961	0.885	0.786	0.663	0.546	0.482	0.513	0.618	0.740	0.853	0.940	0.981
10	0	-30	0.954	0.881	0.785	0.668	0.556	0.495	0.525	0.624	0.742	0.850	0.934	0.973
	15	-26.25	0.948	0.877	0.785	0.672	0.564	0.506	0.534	0.630	0.743	0.847	0.929	0.967
	30	-22.5	0.944	0.874	0.784	0.675	0.571	0.515	0.542	0.634	0.743	0.845	0.924	0.962
	45	-18.75	0.940	0.872	0.784	0.677	0.576	0.522	0.549	0.638	0.744	0.843	0.921	0.958
11	0	-15	0.937	0.870	0.784	0.679	0.581	0.528	0.554	0.641	0.745	0.842	0.918	0.955
	15	-11.25	0.935	0.869	0.783	0.680	0.584	0.532	0.557	0.643	0.745	0.841	0.916	0.952
	30	-7.5	0.933	0.868	0.783	0.682	0.586	0.535	0.560	0.644	0.745	0.840	0.915	0.951
	45	-3.75	0.932	0.867	0.783	0.682	0.587	0.537	0.561	0.645	0.745	0.839	0.914	0.950
12	0	0	0.932	0.867	0.783	0.682	0.588	0.537	0.562	0.645	0.745	0.839	0.914	0.949
	15	3.75	0.932	0.867	0.783	0.682	0.587	0.537	0.561	0.645	0.745	0.839	0.914	0.950
	30	7.5	0.933	0.868	0.783	0.682	0.586	0.535	0.560	0.644	0.745	0.840	0.915	0.951
	45	11.25	0.935	0.869	0.783	0.680	0.584	0.532	0.557	0.643	0.745	0.841	0.916	0.952
13	0	15	0.937	0.870	0.784	0.679	0.581	0.528	0.554	0.641	0.745	0.842	0.918	0.955
	15	18.75	0.940	0.872	0.784	0.677	0.576	0.522	0.549	0.638	0.744	0.843	0.921	0.958
	30	22.5	0.944	0.874	0.784	0.675	0.571	0.515	0.542	0.634	0.743	0.845	0.924	0.962
	45	26.25	0.948	0.877	0.785	0.672	0.564	0.506	0.534	0.630	0.743	0.847	0.929	0.967
14	0	30	0.954	0.881	0.785	0.668	0.556	0.495	0.525	0.624	0.742	0.850	0.934	0.973
	15	33.75	0.961	0.885	0.786	0.663	0.546	0.482	0.513	0.618	0.740	0.853	0.940	0.981
	30	37.5	0.969	0.890	0.787	0.658	0.534	0.465	0.499	0.610	0.739	0.856	0.947	0.990
	45	41.25	0.978	0.896	0.788	0.651	0.518	0.445	0.481	0.600	0.737	0.861	0.956	1.000
15	0	45	0.990	0.904	0.789	0.643	0.500	0.420	0.459	0.588	0.735	0.866	0.966	1.012
	15	48.75	1.003	0.913	0.790	0.633	0.477	0.389	0.432	0.573	0.733	0.873	0.978	1.027
	30	52.5	1.020	0.923	0.792	0.621	0.448	0.349	0.398	0.555	0.729	0.881	0.993	1.045
	45	56.25	1.040	0.937	0.794	0.605	0.410	0.297	0.353	0.531	0.726	0.891	1.012	1.066
16	0	60	1.064	0.953	0.796	0.585	0.360	0.227	0.293	0.500	0.720	0.903	1.034	1.093
	15	63.75	1.095	0.974	0.800	0.558	0.291	0.128	0.209	0.459	0.714	0.919	1.062	1.126
	30	67.5	1.134	1.001	0.804	0.519	0.189	0.000	0.084	0.399	0.705	0.940	1.099	1.167
	45	71.25	1.186	1.038	0.811	0.463	0.028	0.000	0.000	0.308	0.692	0.968	1.147	1.222
17	0	75	1.256	1.090	0.820	0.370	0.000	0.000	0.000	0.154	0.672	1.009	1.213	1.296
	15	78.75	1.357	1.169	0.836	0.193	0.000	0.000	0.000	0.000	0.637	1.073	1.309	1.401
	30	82.5	1.514	1.301	0.867	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.563	1.184	1.462	1.560
	45	86.25	1.789	1.569	0.953	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.297	1.429	1.739	1.831

Por la tanto la reemplazando los valores en la fórmula:

$$G_t = R_b I_h + R_{dc} D + R_{ds} G$$

Podemos obtener los valores de la radiación global instantánea sobre una superficie inclinada

Cuadro N° 10. Gt (W/m²)

Hora	Min	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
6	0	103.97	56.38	3.07	-17.50	-34.09	-39.23	-38.77	-25.16	-5.26	47.26	104.07	133.37
	15	154.86	100.50	48.50	4.95	-12.33	-19.28	-16.92	-2.15	23.10	95.07	158.97	191.51
	30	211.11	149.87	94.69	28.39	10.43	1.60	5.97	21.93	66.39	148.91	219.88	255.59
	45	272.38	204.16	146.27	62.76	34.08	23.31	29.78	46.94	115.12	208.44	286.40	325.23
7	0	338.21	262.98	202.83	108.89	58.47	45.72	54.38	85.44	168.90	273.20	358.07	399.92
	15	408.09	325.83	263.87	159.36	86.18	68.70	79.61	136.53	227.24	342.65	434.29	479.08
	30	481.41	392.14	328.81	213.65	134.86	92.08	116.96	191.75	289.56	416.14	514.41	562.04
	45	557.49	461.28	397.00	271.17	186.92	135.64	169.37	250.46	355.21	492.95	597.67	648.02
8	0	635.60	532.55	467.69	331.26	241.73	184.34	224.68	311.99	423.48	572.29	683.25	736.21
	15	714.94	605.19	540.11	393.21	298.60	235.06	282.18	375.59	493.59	653.31	770.27	825.71
	30	794.68	678.42	613.43	456.26	356.80	287.12	341.13	440.45	564.72	735.11	857.82	915.60
	45	873.96	751.42	686.78	519.63	415.57	339.82	400.72	505.77	636.00	816.76	944.93	1004.91
9	0	951.89	823.34	759.29	582.52	474.11	392.44	460.16	570.69	706.56	897.29	1030.62	1092.66
	15	1027.60	893.35	830.05	644.11	531.63	444.23	518.62	634.35	775.53	975.76	1113.91	1177.86
	30	1100.20	960.61	898.20	703.59	587.34	494.47	575.29	695.90	842.02	1051.21	1193.84	1259.54
	45	1168.86	1024.30	962.87	760.17	640.47	542.45	629.37	754.52	905.17	1122.72	1269.45	1336.75
10	0	1232.75	1083.65	1023.23	813.10	690.26	587.46	680.09	809.39	964.17	1189.39	1339.85	1408.58
	15	1291.11	1137.91	1078.51	861.66	736.03	628.88	726.73	859.77	1018.24	1250.38	1404.17	1474.17
	30	1343.23	1186.42	1127.98	905.19	777.11	666.08	768.62	904.95	1066.66	1304.93	1461.62	1532.73
	45	1388.47	1228.56	1171.01	943.10	812.93	698.54	805.15	944.32	1108.78	1352.34	1511.51	1583.56
11	0	1426.27	1263.80	1207.02	974.85	842.97	725.77	835.79	977.31	1144.06	1391.99	1553.21	1626.02
	15	1456.17	1291.68	1235.53	1000.02	866.79	747.38	860.10	1003.46	1172.00	1423.38	1586.20	1659.61
	30	1477.80	1311.86	1256.18	1018.25	884.06	763.05	877.72	1022.41	1192.23	1446.09	1610.06	1683.90
	45	1490.89	1324.07	1268.67	1029.29	894.52	772.54	888.40	1033.89	1204.48	1459.84	1624.50	1698.60
12	0	1495.27	1328.16	1272.86	1032.99	898.02	775.72	891.97	1037.74	1208.58	1464.44	1629.33	1703.52
	15	1490.89	1324.07	1268.67	1029.29	894.52	772.54	888.40	1033.89	1204.48	1459.84	1624.50	1698.60
	30	1477.80	1311.86	1256.18	1018.25	884.06	763.05	877.72	1022.41	1192.23	1446.09	1610.06	1683.90
	45	1456.17	1291.68	1235.53	1000.02	866.79	747.38	860.10	1003.46	1172.00	1423.38	1586.20	1659.61
13	0	1426.27	1263.80	1207.02	974.85	842.97	725.77	835.79	977.31	1144.06	1391.99	1553.21	1626.02
	15	1388.47	1228.56	1171.01	943.10	812.93	698.54	805.15	944.32	1108.78	1352.34	1511.51	1583.56
	30	1343.23	1186.42	1127.98	905.19	777.11	666.08	768.62	904.95	1066.66	1304.93	1461.62	1532.73
	45	1291.11	1137.91	1078.51	861.66	736.03	628.88	726.73	859.77	1018.24	1250.38	1404.17	1474.17
14	0	1232.75	1083.65	1023.23	813.10	690.26	587.46	680.09	809.39	964.17	1189.39	1339.85	1408.58
	15	1168.86	1024.30	962.87	760.17	640.47	542.45	629.37	754.52	905.17	1122.72	1269.45	1336.75
	30	1100.20	960.61	898.20	703.59	587.34	494.47	575.29	695.90	842.02	1051.21	1193.84	1259.54
	45	1027.60	893.35	830.05	644.11	531.63	444.23	518.62	634.35	775.53	975.76	1113.91	1177.86
15	0	951.89	823.34	759.29	582.52	474.11	392.44	460.16	570.69	706.56	897.29	1030.62	1092.66
	15	873.96	751.42	686.78	519.63	415.57	339.82	400.72	505.77	636.00	816.76	944.93	1004.91
	30	794.68	678.42	613.43	456.26	356.80	287.12	341.13	440.45	564.72	735.11	857.82	915.60
	45	714.94	605.19	540.11	393.21	298.60	235.06	282.18	375.59	493.59	653.31	770.27	825.71
16	0	635.60	532.55	467.69	331.26	241.73	184.34	224.68	311.99	423.48	572.29	683.25	736.21
	15	557.49	461.28	397.00	271.17	186.92	135.64	169.37	250.46	355.21	492.95	597.67	648.02
	30	481.41	392.14	328.81	213.65	134.86	92.08	116.96	191.75	289.56	416.14	514.41	562.04
	45	408.09	325.83	263.87	159.36	86.18	68.70	79.61	136.53	227.24	342.65	434.29	479.08
17	0	338.21	262.98	202.83	108.89	58.47	45.72	54.38	85.44	168.90	273.20	358.07	399.92
	15	272.38	204.16	146.27	62.76	34.08	23.31	29.78	46.94	115.12	208.44	286.40	325.23
	30	211.11	149.87	94.69	28.39	10.43	1.60	5.97	21.93	66.39	148.91	219.88	255.59
	45	154.86	100.50	48.50	4.95	-12.33	-19.28	-16.92	-2.15	23.10	95.07	158.97	191.51

Temperatura ambiente

La temperatura se pone en el siguiente cuadro, los datos fueron tomados del SENAMHI

Tabla 4.11. Temperatura ambiente en la estación meteorológica de “La Pampilla”

<i>MES</i>	<i>TEMPERATURA (°C)</i>	
	<i>MÁXIMA</i>	<i>MINIMA</i>
<i>ENERO</i>	23.61	11.06
<i>FEBRERO</i>	24.14	12.90
<i>MARZO</i>	23.92	11.06
<i>ABRIL</i>	23.73	10.16
<i>MAYO</i>	22.91	8.41
<i>JUNIO</i>	22.67	7.48
<i>JULIO</i>	22.17	5.57
<i>AGOSTO</i>	23.16	7.60
<i>SEPTIEMBRE</i>	22.83	7.67
<i>OCTUBRE</i>	22.81	7.79
<i>NOVIEMBRE</i>	21.96	7.05
<i>DICIEMBRE</i>	21.38	9.50

Fuente: Senamhi

Velocidad del viento

La velocidad del viento se pone en el siguiente cuadro, los datos fueron tomados del SENAMHI

Tabla 4.12. Velocidad Viento en la estación meteorológica de “La Pampilla”

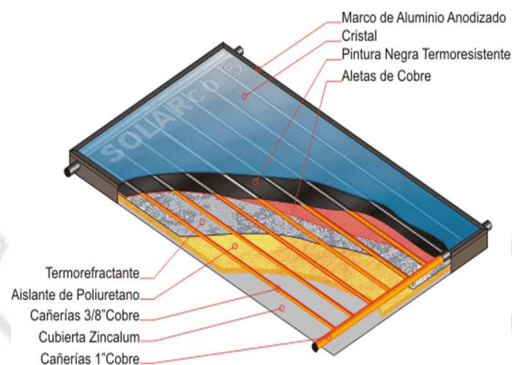
<i>MES</i>	<i>Velocidad Viento (m/s)</i>
<i>ENERO</i>	7.58
<i>FEBRERO</i>	7.07
<i>MARZO</i>	7.06
<i>ABRIL</i>	7.03
<i>MAYO</i>	6.52
<i>JUNIO</i>	6.60
<i>JULIO</i>	6.35
<i>AGOSTO</i>	6.71
<i>SEPTIEMBRE</i>	7.13
<i>OCTUBRE</i>	7.68
<i>NOVIEMBRE</i>	7.53
<i>DICIEMBRE</i>	7.77

Fuente: Senamhi

SELECCIÓN DEL COLECTOR SOLAR

En el mercado local encontramos una variedad de marca de termas solares pero solo se encuentran dos tipos de colectores disponibles:

Colectores de placa plana de cubierta simple



Colectores de tubos la vacío



En la siguiente tabla se muestran valores típicos de los parámetros característicos de eficiencia óptica ($FR(\tau\alpha)$) y el coeficiente global de pérdidas de calor (FRU_l), así como el rango normal de temperaturas de trabajo para distintos tipos de colectores:

COLECTOR	RANGO (T°C)	FR ($\tau\alpha$)	FR U_l (W/m ² - °C)
Sin cubierta	10 - 40	0.81	18
Cubierta simple	10 -60	0.72	6.3
Cubierta doble	10 – 80	0.585	4.5
Superficie selectiva	10 – 80	0.72	4.5
Tubos al vacío	10 - 130	0.72	1.8

Para nuestro estudio tomaremos estos dos modelos y haremos el dimensionamiento de la superficie colectora.

DIMENSIONAMIENTO DEL AREA COLECTORA

Para el dimensionamiento del área colectora requerida por el sistema

$$\frac{Q_u}{A_c} = [Ht * F_R(\tau\alpha) - F_R U_L (T_{f,i} - T_a)]$$

Dónde:

Q_u/A_c : Energía útil del colector por metro cuadrado (KW/m²)

Ht : Radiación total instantánea (W/m²)

FR ($\tau\alpha$) : Factor de remoción por producto transmitancia-absortancia

FR U_L : Factor de remoción por la pérdidas de calor global del colector (W/m²- °C)

T_{fi} : Temperatura de ingreso al colector solar (°C) aproximadamente será 16°C

T_a : Temperatura del medio ambiente (°C)

Teniendo ya todos los datos y reemplazándolo en la fórmula procedemos primero a determinar la energía útil del colector solar de placa plana:

Cuadro N°11. Energía útil del colector de placa p lana (W/m²)

Hora	Min	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
6	0	60.83	28.79	-10.52	-26.13	-41.52	-46.23	-48.01	-34.04	-21.10	16.63	53.96	76.82
	15	99.15	62.28	23.90	-8.27	-24.22	-30.25	-30.69	-15.82	0.95	52.68	95.05	120.27
	30	141.37	99.58	58.89	10.33	-6.17	-13.57	-12.60	3.20	33.77	93.10	140.50	168.04
	45	187.22	140.45	97.79	36.83	12.55	3.73	6.18	22.92	70.54	137.65	190.02	219.83
7	0	236.39	184.61	140.31	71.82	31.83	21.57	25.55	52.37	110.98	185.99	243.26	275.29
	15	288.51	231.70	186.09	109.97	53.53	39.84	45.41	90.93	154.72	237.73	299.82	333.99
	30	343.13	281.32	234.70	150.90	90.35	58.43	74.02	132.48	201.36	292.41	359.21	395.45
	45	399.77	333.01	285.68	194.19	129.64	91.58	113.50	176.58	250.44	349.51	420.89	459.13
8	0	457.90	386.26	338.50	239.35	170.94	128.47	155.10	222.74	301.42	408.47	484.27	524.42
	15	516.96	440.53	392.60	285.89	213.76	166.84	198.32	270.42	353.76	468.67	548.72	590.69
	30	576.33	495.26	447.37	333.26	257.57	206.20	242.60	319.04	406.87	529.45	613.57	657.26
	45	635.40	549.86	502.20	380.89	301.81	246.06	287.38	368.03	460.12	590.16	678.14	723.46
9	0	693.54	603.71	556.46	428.21	345.93	285.89	332.08	416.75	512.88	650.11	741.72	788.56
	15	750.11	656.22	609.50	474.62	389.34	325.16	376.10	464.61	564.53	708.60	803.61	851.86
	30	804.48	706.79	660.69	519.55	431.49	363.35	418.87	510.99	614.43	764.94	863.11	912.65
	45	856.04	754.83	709.41	562.44	471.81	399.93	459.81	555.28	661.96	818.49	919.53	970.26
10	0	904.21	799.77	755.06	602.73	509.76	434.43	498.37	596.91	706.53	868.58	972.23	1024.03
	15	948.43	841.10	797.09	639.90	544.85	466.36	534.02	635.35	747.59	914.63	1020.59	1073.35
	30	988.20	878.32	834.99	673.50	576.61	495.30	566.28	670.08	784.62	956.07	1064.05	1117.64
	45	1023.05	910.99	868.28	703.08	604.61	520.86	594.72	700.66	817.16	992.40	1102.09	1156.39
11	0	1052.59	938.73	896.55	728.27	628.49	542.69	618.96	726.68	844.80	1023.19	1134.26	1189.16
	15	1076.47	961.21	919.47	748.76	647.92	560.51	638.67	747.83	867.20	1048.07	1160.21	1215.58
	30	1094.45	978.19	936.76	764.30	662.68	574.10	653.61	763.82	884.08	1066.74	1179.62	1235.34
	45	1106.31	989.48	948.23	774.70	672.58	583.27	663.59	774.48	895.26	1078.99	1192.28	1248.24
12	0	1111.94	994.96	953.75	779.85	677.51	587.94	668.49	779.68	900.61	1084.70	1198.07	1254.13
	15	1106.31	989.48	948.23	774.70	672.58	583.27	663.59	774.48	895.26	1078.99	1192.28	1248.24
	30	1094.45	978.19	936.76	764.30	662.68	574.10	653.61	763.82	884.08	1066.74	1179.62	1235.34
	45	1076.47	961.21	919.47	748.76	647.92	560.51	638.67	747.83	867.20	1048.07	1160.21	1215.58
13	0	1052.59	938.73	896.55	728.27	628.49	542.69	618.96	726.68	844.80	1023.19	1134.26	1189.16
	15	1023.05	910.99	868.28	703.08	604.61	520.86	594.72	700.66	817.16	992.40	1102.09	1156.39
	30	988.20	878.32	834.99	673.50	576.61	495.30	566.28	670.08	784.62	956.07	1064.05	1117.64
	45	948.43	841.10	797.09	639.90	544.85	466.36	534.02	635.35	747.59	914.63	1020.59	1073.35
14	0	904.21	799.77	755.06	602.73	509.76	434.43	498.37	596.91	706.53	868.58	972.23	1024.03
	15	856.04	754.83	709.41	562.44	471.81	399.93	459.81	555.28	661.96	818.49	919.53	970.26
	30	804.48	706.79	660.69	519.55	431.49	363.35	418.87	510.99	614.43	764.94	863.11	912.65
	45	750.11	656.22	609.50	474.62	389.34	325.16	376.10	464.61	564.53	708.60	803.61	851.86
15	0	693.54	603.71	556.46	428.21	345.93	285.89	332.08	416.75	512.88	650.11	741.72	788.56
	15	635.40	549.86	502.20	380.89	301.81	246.06	287.38	368.03	460.12	590.16	678.14	723.46
	30	576.33	495.26	447.37	333.26	257.57	206.20	242.60	319.04	406.87	529.45	613.57	657.26
	45	516.96	440.53	392.60	285.89	213.76	166.84	198.32	270.42	353.76	468.67	548.72	590.69
16	0	457.90	386.26	338.50	239.35	170.94	128.47	155.10	222.74	301.42	408.47	484.27	524.42
	15	399.77	333.01	285.68	194.19	129.64	91.58	113.50	176.58	250.44	349.51	420.89	459.13
	30	343.13	281.32	234.70	150.90	90.35	58.43	74.02	132.48	201.36	292.41	359.21	395.45
	45	288.51	231.70	186.09	109.97	53.53	39.84	45.41	90.93	154.72	237.73	299.82	333.99
17	0	236.39	184.61	140.31	71.82	31.83	21.57	25.55	52.37	110.98	185.99	243.26	275.29
	15	187.22	140.45	97.79	36.83	12.55	3.73	6.18	22.92	70.54	137.65	190.02	219.83
	30	141.37	99.58	58.89	10.33	-6.17	-13.57	-12.60	3.20	33.77	93.10	140.50	168.04
	45	99.15	62.28	23.90	-8.27	-24.22	-30.25	-30.69	-15.82	0.95	52.68	95.05	120.27

Cuadro N° 12. Energía útil del colector de Heat Pipe (W/m²)

Hora	Min	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
6	0	73.97	38.91	-1.33	-16.99	-30.42	-34.56	-34.82	-23.42	-8.89	30.48	72.06	94.54
	15	112.62	72.50	33.23	0.33	-13.63	-19.14	-17.98	-5.69	12.84	66.80	113.68	138.60
	30	155.30	110.02	68.36	18.40	3.92	-3.01	-0.35	12.85	45.78	107.65	159.82	187.12
	45	201.74	151.25	107.55	44.68	22.13	13.75	17.98	32.10	82.81	152.78	210.18	239.82
7	0	251.62	195.88	150.48	79.79	40.92	31.05	36.90	61.47	123.64	201.84	264.40	296.32
	15	304.55	243.54	196.79	118.16	62.20	48.77	56.30	100.29	167.89	254.42	322.04	356.18
	30	360.06	293.81	246.03	159.40	99.21	66.81	84.81	142.22	215.13	310.04	382.62	418.89
	45	417.66	346.21	297.70	203.08	138.78	99.99	124.61	186.77	264.89	368.17	445.56	483.89
8	0	476.78	400.22	351.27	248.69	180.41	137.04	166.60	233.45	316.62	428.20	510.24	550.54
	15	536.84	455.26	406.15	295.70	223.60	175.61	210.25	281.69	369.73	489.49	576.03	618.19
	30	597.20	510.76	461.70	343.55	267.79	215.19	254.98	330.89	423.61	551.38	642.20	686.14
	45	657.23	566.09	517.29	391.65	312.42	255.26	300.22	380.43	477.63	613.17	708.06	753.66
9	0	716.25	620.62	572.26	439.40	356.89	295.28	345.34	429.69	531.11	674.13	772.87	820.02
	15	773.62	673.73	625.93	486.18	400.60	334.69	389.74	478.01	583.40	733.55	835.89	884.48
	30	828.68	724.79	677.64	531.40	442.96	372.95	432.80	524.77	633.85	790.72	896.39	946.31
	45	880.78	773.18	726.76	574.45	483.40	409.51	473.93	569.32	681.80	844.93	953.67	1004.79
10	0	929.31	818.32	772.66	614.77	521.35	443.87	512.56	611.08	726.65	895.53	1007.04	1059.25
	15	973.71	859.66	814.76	651.82	556.28	475.54	548.13	649.49	767.81	941.89	1055.87	1109.04
	30	1013.44	896.70	852.51	685.11	587.72	504.05	580.14	684.00	804.74	983.42	1099.55	1153.57
	45	1048.02	928.97	885.44	714.19	615.21	529.02	608.15	714.17	836.97	1019.60	1137.58	1192.31
11	0	1077.04	956.07	913.12	738.68	638.38	550.08	631.75	739.56	864.07	1049.98	1169.47	1224.78
	15	1100.14	977.68	935.19	758.23	656.90	566.94	650.62	759.84	885.67	1074.17	1194.83	1250.61
	30	1117.05	993.51	951.36	772.59	670.52	579.34	664.48	774.72	901.51	1091.87	1213.37	1269.48
	45	1127.56	1003.38	961.44	781.57	679.04	587.13	673.14	784.01	911.37	1102.85	1224.84	1281.16
12	0	1131.55	1007.17	965.30	785.05	682.35	590.20	676.49	787.59	915.13	1106.99	1229.13	1285.52
	15	1127.56	1003.38	961.44	781.57	679.04	587.13	673.14	784.01	911.37	1102.85	1224.84	1281.16
	30	1117.05	993.51	951.36	772.59	670.52	579.34	664.48	774.72	901.51	1091.87	1213.37	1269.48
	45	1100.14	977.68	935.19	758.23	656.90	566.94	650.62	759.84	885.67	1074.17	1194.83	1250.61
13	0	1077.04	956.07	913.12	738.68	638.38	550.08	631.75	739.56	864.07	1049.98	1169.47	1224.78
	15	1048.02	928.97	885.44	714.19	615.21	529.02	608.15	714.17	836.97	1019.60	1137.58	1192.31
	30	1013.44	896.70	852.51	685.11	587.72	504.05	580.14	684.00	804.74	983.42	1099.55	1153.57
	45	973.71	859.66	814.76	651.82	556.28	475.54	548.13	649.49	767.81	941.89	1055.87	1109.04
14	0	929.31	818.32	772.66	614.77	521.35	443.87	512.56	611.08	726.65	895.53	1007.04	1059.25
	15	880.78	773.18	726.76	574.45	483.40	409.51	473.93	569.32	681.80	844.93	953.67	1004.79
	30	828.68	724.79	677.64	531.40	442.96	372.95	432.80	524.77	633.85	790.72	896.39	946.31
	45	773.62	673.73	625.93	486.18	400.60	334.69	389.74	478.01	583.40	733.55	835.89	884.48
15	0	716.25	620.62	572.26	439.40	356.89	295.28	345.34	429.69	531.11	674.13	772.87	820.02
	15	657.23	566.09	517.29	391.65	312.42	255.26	300.22	380.43	477.63	613.17	708.06	753.66
	30	597.20	510.76	461.70	343.55	267.79	215.19	254.98	330.89	423.61	551.38	642.20	686.14
	45	536.84	455.26	406.15	295.70	223.60	175.61	210.25	281.69	369.73	489.49	576.03	618.19
16	0	476.78	400.22	351.27	248.69	180.41	137.04	166.60	233.45	316.62	428.20	510.24	550.54
	15	417.66	346.21	297.70	203.08	138.78	99.99	124.61	186.77	264.89	368.17	445.56	483.89
	30	360.06	293.81	246.03	159.40	99.21	66.81	84.81	142.22	215.13	310.04	382.62	418.89
	45	304.55	243.54	196.79	118.16	62.20	48.77	56.30	100.29	167.89	254.42	322.04	356.18
17	0	251.62	195.88	150.48	79.79	40.92	31.05	36.90	61.47	123.64	201.84	264.40	296.32
	15	201.74	151.25	107.55	44.68	22.13	13.75	17.98	32.10	82.81	152.78	210.18	239.82
	30	155.30	110.02	68.36	18.40	3.92	-3.01	-0.35	12.85	45.78	107.65	159.82	187.12
	45	112.62	72.50	33.23	0.33	-13.63	-19.14	-17.98	-5.69	12.84	66.80	113.68	138.60

Ahora sabemos para producción de energía instantánea pero para poder determinar la cantidad de energía que un colector produce durante el día necesitamos integrar la curva para poder sacar el área bajo esta, para esto usaremos la siguiente ecuación:

$$Qu * (t_i) = \int_{t_0}^{t_i} Qu(t) dt$$

Para nuestro caso nosotros tenemos valores de la radiación a diferentes instantes de tiempo por los que la integración se reduce a:

$$Qu*(t_i) = \sum \frac{1}{2} Qu * t$$

Haciendo la sumatoria obtenemos los siguientes valores:

Cuadro N°12. Energía útil acumulada del colector s olar

COLECTOR		Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
CPP	KW- Hr/m2 Día	7.86	6.86	6.34	4.91	4.04	3.40	3.92	4.81	5.85	7.38	8.41	8.93
Heat Pipe		8.11	7.03	6.50	5.02	4.15	3.49	4.05	4.94	6.04	7.65	8.75	9.28
CPP	KJ/m2 Día	28307.48	24683.97	22808.54	17682.14	14556.27	12255.40	14107.28	17301.52	21052.91	26585.93	30267.91	32160.75
Heat Pipe		29183.94	25321.24	23399.95	18079.67	14943.26	12576.59	14582.98	17774.30	21751.01	27523.79	31500.64	33402.46

Para poder determinar el área colectora del sistema se usara la siguiente ecuación:

$$Area\ colectora = \frac{Energía\ Requerida\ sistema}{Energia\ útil\ del\ colector}$$

Reemplazando estos valores tenemos:

COLECTOR		Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
CPP	m2	209.38	240.11	268.05	348.28	428.66	525.01	469.34	383.92	306.25	239.00	198.46	191.21
Heat Pipe		203.09	234.07	261.27	340.62	417.56	511.60	454.03	373.71	296.42	230.86	190.70	184.10

Para poder determinar la cantidad de colectores requeridos es necesario dividir los resultados anteriores entre el área de los colectores solares:

Área del colector solar de placa plana: ancho=1m, largo =2 m, área= 2m².

Área del colector solar Heat Pipe: Número de tubos=30, diámetro del tubo=0.058m, largo del tubo = 1.8m, área =3.132 m².

$$N^{\circ} \text{ de colectores} = \frac{\text{Área colectora requerida}}{\text{Área del colector}}$$

Reemplazando estos valores obtenemos el siguiente cuadro:

COLECTOR	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
CPP	104.69	120.06	134.02	174.14	214.33	262.50	234.67	191.96	153.13	119.50	99.23	95.60
Heat Pipe	64.84	74.73	83.42	108.76	133.32	163.35	144.96	119.32	94.64	73.71	60.89	58.78

Sacando un promedio podemos seleccionar la cantidad de colectores que se requieren:

COLECTOR	PROMEDIO	CANT. SELECCIONADA
CPP	158.65	160
Heat Pipe	98.39	100

ANÁLISIS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA SOLAR

Ahora que sabemos cuántos colectores vamos a usar, es necesario pronosticar el funcionamiento de estos colectores a lo largo del año.

Para esto compararemos la energía generada por los colectores solares versus la demanda energética del sistema para lo cual usaremos la siguiente fórmula:

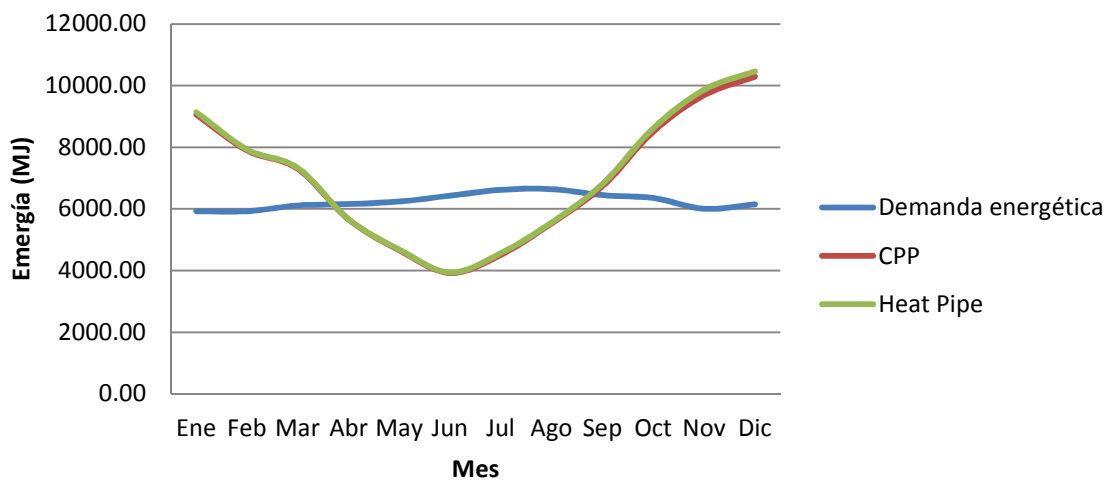
Energía sistema solar

= Producción de energía útil del colector \times área del colector \times cantidad de colectores

Usando la anterior fórmula obtenemos el siguiente cuadro y gráfico:

MES	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Demanda energética	5926.93	5926.93	6113.82	6158.31	6239.68	6434.19	6621.08	6642.43	6447.54	6354.10	6007.02	6149.41
CPP	9058.40	7898.87	7298.73	5658.29	4658.01	3921.73	4514.33	5536.49	6736.93	8507.50	9685.73	10291.44
Heat Pipe	9140.41	7930.61	7328.86	5662.55	4680.23	3938.99	4567.39	5566.91	6812.42	8620.45	9866.00	10461.65

DEMANDA ENERGÉTICA VS ENERGÍA UTIL DE LOS COLECTORES



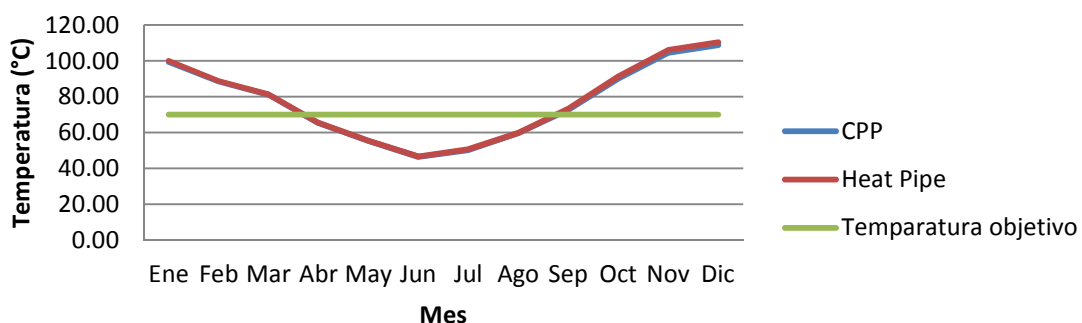
Ahora para poder pronosticar la temperatura a la que va llevar el sistema solar se usara la siguiente formula:

$$T_{pronosticada} = \frac{\text{Energía del sistema solar}}{\text{masa} \times cp_{\text{agua}}} + T_i$$

Reemplazando la formula obtenemos el siguiente cuadro y gráfico:

MES	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
CPP	99.32	88.47	81.10	65.32	55.19	46.47	50.27	59.64	72.71	90.16	104.45	108.79
Heat Pipe	100.09	88.76	81.38	65.36	55.40	46.63	50.77	59.93	73.42	91.22	106.14	110.38

DEMANDA ENERGÉTICA VS ENERGÍA UTIL DE LOS COLECTORES



A LOCALIZACIÓN

El presente proyecto tiene ámbito de aplicación en el Hospital, ubicado en EL DEPARTAMENTO DE AREQUIPA

B ANÁLISIS TÉCNICO DEL PROGRAMA

Para alcanzar los resultados esperados será necesario desarrollar las siguientes actividades:

B.1 Términos de Referencia y Diseño final del sistema solar térmico.

- Diseño del sistema de calentamiento de agua con energía solar térmica, el cual debe incluir las mejoras al sistema de distribución de tuberías u otros en base a las condiciones actuales del sistema en el Hospital.

El diseño final elaborado por el consultor deberá contar con la descripción de los equipos propuestos, los detalles técnicos, dimensiones y memoria de cálculo. Además de incluir las mejoras al sistema que garanticen su funcionamiento adecuado.

Una vez finalizado el diseño del sistema SE PROCEDERA A EJECUTAR.


B.2 Adquisición, instalación, mejoras en el sistema de tuberías y recepción final de los equipos.

- En base al diseño final y especificaciones aprobado por el Organismo Ejecutor prepararán los Términos de Referencia y el documento de licitación para adquirir los equipos y materiales en la instalación del sistema de calentamiento de agua solar.
- Instalación del sistema de calentamiento de agua solar y recepción final de los equipos.
- Capacitación a técnicos encargados de la administración y mantenimiento del sistema de calentamiento de agua a fin de garantizar el cuidado adecuado del sistema instalado.

El Organismo Ejecutor con la colaboración de la administración del Hospital identificará el personal de mantenimiento que serán capacitados para la operación adecuada del sistema.

La capacitación debe contemplar entre otros las temáticas de:

- ✓ funcionamiento del sistema,
- ✓ mantenimiento y operación
- ✓ Fallas más frecuentes



CAPITULO V
INGRESOS, EGRESOS, FINANCIAMIENTO Y
EVALUACIÓN DEL PROYECTO

CAPITULO V

INGRESOS, EGRESOS, FINANCIAMIENTO Y EVALUACIÓN DEL PROYECTO

Antes de llevar a cabo una nueva inversión, debe construirse un modelo económico y financiero en el cual se identifiquen las variables clave y se proyecten hacia el futuro. El objetivo de un modelo económico y financiero es desarrollar un análisis preciso de la inversión y su financiación, teniendo en cuenta el entorno del proyecto. Junto con otros factores no cuantificables, que han de ser tenidos en cuenta, el modelo puede ser un buen soporte del proceso de toma de decisiones.

El modelo permite al analista experimentar con diferentes supuestos y escenarios, sin poner en riesgo el negocio. Además debe ayudar a encontrar aquellos puntos de ruptura que provocan cambios en las decisiones a tomar.

La simulación financiera implica la cuantificación del impacto probable de las decisiones sobre la cuenta de resultados, el flujo de caja y por consiguiente en la tesorería del hospital.

5.1. INGRESOS Y EGRESOS OPERATIVOS

En el cuadro 5-1, se muestran los ingresos que esperamos obtener por la modalidad de presupuesto operativo recibido cada año por el Hospital Regional Honorio Delgado, en función a las variables determinadas por la Ley de Presupuesto generada cada año y que postula incrementos de acuerdo a la ejecución de cada año.

Por lo tanto, para proyectar los ingresos del presente estudio, se han estimado en función a los indicadores macroeconómicos contenidos en el Marco Macroeconómico Multianual del Banco Central de Reserva del Perú, los mismos que se presentan en el siguiente Cuadro.

CUADRO 5.1 SUPUESTOS MACROECONÓMICOS 2010-2030

INDICADORES	2010	2011	2012	2013-2030
Producto Bruto interno				
Variación porcentual anual real	1,5	5,0	5,5	6,0
Tipo de Cambio Supuesto (S/.)				
Promedio	2,824	2,753	2,637	2,803
Fin de período	2,826	2,754	2,638	2,805
Inflación				
Promedio	3,0	2,7	2,0	2,0
Acumulada	3,0	2,0	2,0	2,0
INDICADOR A UTILIZAR	6.0	6.0	6.0	10.0

FUENTE: Marco Macroeconómico Multianual 2010-2013. Banco Central de Reserva del Perú

De conformidad con la información presentada en el cuadro anterior, los ingresos y egresos operativos del Hospital Regional Honorio Delgado los proyectaremos en un 6.0% hasta el año 2012 y del 2013 al 2030 en un 10% de incremento anual.

Los ingresos por Tesoro Público, son alrededor de 1,58 MM de Nuevos Soles mensuales, lo que hace 18,96 MM de Nuevos Soles anuales. Para razones de evaluación, dolarizamos los montos anuales trabajando con un tipo de cambio de 2.87 Nuevos Soles por cada Dólar Americano.

Una vez dolarizado el presupuesto de ingresos, observamos entonces que iniciamos nuestra proyección con US \$ 5,579,657 dólares americanos para el primer año, para el siguiente (2012), se incrementa en un 6%; en tanto que para el año 2013 se incrementa en un 10% y así sucesivamente hasta el año 2030 en que supuestamente se terminaría de cancelar la deuda por parte del establecimiento de salud.

Los ingresos de Recursos propios, se estiman en 3% de los recibidos por Tesoro Público.

Luego de esta explicación presentamos el Cuadro 5.2 de ingresos del establecimiento.

CUADRO 5.2 RESUMEN DE INGRESOS POR AÑOS- HRHD (EN US \$)

INGRESOS	2002	2003	2004	2005	2006-2020
TOTAL	5,579,657	5,914,437	6,505,880	7,156,468	110,209,611
TESORO PÚBLICO	5,417,143	5,742,171	6,316,389	6,948,027	106,999,622
RECURSOS PROPIOS	162,511	172,265	189,492	208,441	3,209,989

Fuente: Recopilación de información

Los egresos que constatamos en la operación diaria, mensual o anual del Hospital Regional Honorio Delgado, y de acuerdo al Cuadro V-3, se analizan los costos de los servicios de salud que incluyen remuneraciones, la adquisición de bienes y servicios y la adquisición de bienes de capital.

Los egresos al igual que los ingresos se han dolarizado y su cálculo resulta de un promedio de los ingresos observado en el análisis de la información histórica, realizado en este establecimiento de salud.

CUADRO 5.3 RESUMEN DE EGRESOS POR AÑOS- HRHD

INGRESOS	2012	2013	2014	2015	2016-2030
TOTAL	5,579,657	5,914,437	6,505,880	7,156,468	110,209,611
REMUNERACIONES	4,217,143	4,470,171	4,917,189	5,408,907	83,297,174
BIENES Y SERVICIOS	1,122,514	1,189,865	1,308,852	1,439,737	22,171,947
BIENES DE CAPITAL	240,000	254,400	279,840	307,824	4,740,490

Fuente: Recopilación de información

5.2 INVERSIONES POR FUENTE DE FINANCIAMIENTO

Las inversiones en material para las redes de vapor y retorno de condensado de acuerdo al proyecto y que son necesarias para su viabilización las apreciamos en el Cuadro siguiente:

CUADRO 5.4
COSTO DE MATERIAL PARA LAS REDES DE VAPOR Y RETORNO DE CONDENSADO

NUM.	CANT.	DESCRIPCIÓN	P. UNITARIO	PRECIO TOTAL
1	14	TUBERÍA DN 5" SCH 40 x 6m	263,6	3690,4
2	11	TUBERÍA DN 4" SCH 40 x 6m	233,8	2571,8
3	14	TUBERÍA DN 3 1/2" SCH 40 x 6m	204	2856
4	11	TUBERÍA DN 3" SCH 40 x 6m	174,2	1916,2
5	38	TUBERÍA DN 2 1/2" SCH 40 x 6m	144,4	5487,2
6	54	TUBERÍA DN 2" SCH 40 x 6m	114,6	6188,4
7	8	TUBERÍA DN 1 1/2" SCH 40 x 6m	84,8	678,4
8	11	TUBERÍA DN 1 1/4" SCH 40 x 6m	67,9	746,9
9	43	TUBERÍA DN 1" SCH 40 x 6m	51,9	2231,7
10	6	TUBERÍA DN 3/4" SCH 40 x 6m	22,9	137,4
11	18	TUBERÍA DN 1/2" SCH 40 x 6m	7,91	142,2
12	4	JUNTAS DE DILATACIÓN DN 5"	405,31	1621,2
13	3	JUNTAS DE DILATACIÓN DN 3 1/2"	385,1	1155,3
14	1	JUNTAS DE DILATACIÓN DN 3"	348,3	348,3
15	10	JUNTAS DE DILATACIÓN DN 2"	302,6	3026
16	2	JUNTAS DE DILATACIÓN DN 1 1/2"	255,1	510,2
17	11	TRAMPAS DE VAPOR IB 812	232,5	2557,5
18	3	TRAMPAS DE VAPOR IB 811	142,5	427,5
19	26	TRAMPAS DE VAPOR IB 800	105,3	2737,8
20	3	TRAMPAS DE VAPOR DC 43	65,3	195,9
21	2	TRAMPA BOMBA DPT 312RP 3"x 2"	2250,5	4501
22	1	TEES DN 5" SCH 40	35,5	35,5
23	8	TEES DN 4" SCH 40	27,9	223,2
24	2	TEES DN 3 1/2" SCH 40	24,1	48,2
25	2	TEES DN 3" SCH 40	20,3	40,6
26	12	TEES DN 2 1/2" SCH 40	16,5	198
27	10	TEES DN 2" SCH 40	13,8	138
28	5	TEES DN 1 1/2" SCH 40	10,8	54
29	5	TEES DN 1 1/4" SCH 40	8,9	44,5
30	16	TEES DN 1" SCH 40	7,8	124,8
31	15	TEES DN 3/4" SCH 40	5,9	88,5
32	16	TEES DN 1/2" SCH 40	4	64
33	10	CODOS DN 5" SCH 40	14,4	144
34	8	CODOS DN 4" SCH 40	11,4	91,2
35	4	CODOS DN 3 1/2" SCH 40	9,9	39,6
36	4	CODOS DN 3" SCH 40	8,4	33,6
37	11	CODOS DN 2 1/2" SCH 40	6,9	75,9
38	15	CODOS DN 2" SCH 40	5,4	81
39	4	CODOS DN 1 1/2" SCH 40	3,9	15,6
40	32	CODOS DN 1 1/4" SCH 40	3,2	102,4
41	31	CODOS DN 1" SCH 40	2,4	74,4
42	25	CODOS DN 3/4" SCH 40	2,3	57,5
43	92	CODOS DN 1/2" SCH 40	2,1	193,2
44	24	VÁLVULA DE BOLA 0 1"	22,5	540
45	15	VÁLVULA DE BOLA 0 V**	18,7	280,5
46	85	VÁLVULA DE BOLA 0 Vi**	15	1275
47	8	VISORES DE FLUJO 0 1"	32,9	263,2
48	3	VISORES DE FLUJO 0 3/4"	28,5	85,5
49	29	VISORES DE FLUJO 0 Vj"	18,1	524,9
50	8	FILTRO A1SC 0 1"	24,8	198,4
51	5	FILTRO AISC 0 3/4"	19,5	97,5
52	28	FILTRO A1SC 0 V2"	14,2	397,6
53	5	PURGADORES DE AIRE TV-2	17,3	86,5
54	1	SEPARADORES DE HUMEDAD 0 3"	78,3	78,3
55	3	SEPARADORES DE HUMEDAD 0 2"	55,1	165,3
56	2	VÁLVULA DE COMPUERTA BRIDADA 0 5"	155,9	311,8
57	3	VÁLVULA DE COMPUERTA BRIDADA 0 4"	119,4	358,2
58	4	VÁLVULA DE COMPUERTA BRIDADA 0 3"	43,8	175,2
59	2	VÁLVULA DE COMPUERTA ROSCADA 0 1 1/4"	22,6	45,2
60	3	VÁLVULA DE COMPUERTA ROSCADA 0 1"	20,1	60,3
61	4	VÁLVULA DE COMPUERTA ROSCADA 0 3/4"	18,7	74,8
62	1	VÁLVULA DE GLOBO TIPO PISTÓN BRIDADA 0 3 1/2"	210,1	210,1
63	2	VÁLVULA DE GLOBO TIPO PISTÓN BRIDADA 0 3"	191,4	382,8
64	4	VÁLVULA DE GLOBO TIPO PISTÓN BRIDADA 0 2 1/2"	178,1	712,4
65	1	VÁLVULA DE GLOBO TIPO PISTÓN BRIDADA 0 2"	155,3	155,3
66	7	VÁLVULA DE GLOBO TIPO PISTÓN ROSCADO 0 1 1/4"	81,9	573,3
67	1	VÁLVULA DE GLOBO TIPO PISTÓN ROSCADO 0 3/4"	61,5	61,5
68	8	VÁLVULA DE GLOBO TIPO PISTÓN ROSCADO 0 1/2"	57,1	456,8
69	4	VÁLVULA DE SEGURIDAD 19-601 1/2"x 1 1/2"	75,7	302,8
70	1	VÁLVULA DE SEGURIDAD 19-801 2 1/2"x 2 1/2"	98,3	98,3
71	4	VÁLVULA DE RETENCIÓN TIPO DISCO	49,8	199,2
72	426	BRIDAS	48,5	20661
73	150	SOPORTES	49,6	7440
74		OTROS.10% DE LOS RUBROS ANTERIORES		8196,67
TOTAL				90.163,4

Fuente: Recopilación de información

En el próximo Cuadro, se presenta el costo de aislamiento térmico para las tuberías a instalar y hacer posible la ejecución futura del proyecto

**CUADRO 5.5
COSTO DEL AISLAMIENTO TÉRMICO PARA LAS TUBERÍAS**

NUM	CANT.	DESCRIPCIÓN	P. UNITARIO	PRECIO TOTAL
1	84	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 5"x 21/2" xm	38,75	3.255,00
2	8	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 4"x 21/2" x m	33,65	269,20
3	54	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 4"x 11/2" x m	19,75	1.066,50
4	63	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 31/2"x 21/2" x m	31,1	1.959,30
5	16	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 31/2"x 11/2" x m	18,2	291,20
6	63	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 3"x 21/2" x m	28,55	1.798,65
7	217	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 21/2"x 2" x m	21,1	4.578,70
8	6	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 21/2"x 11/2" X m	15,45	92,70
9	223	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 2"x 2" x m	18,5	4.125,50
10	101	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 2"x 11/2" x m	13,55	1.368,55
11	31	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 11/2"x 2" x m	16,15	500,65
12	16	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 11/2"x 11/2" x m	12	192,00
13	54	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 11/4"x 2" x m	15,2	820,80
14	7	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 11/4"x 11/2" x m	11,2	78,4C
15	5	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 1"x 2" x m	14,4	72,00
16	251	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 1"x 1" x m	6,5	1.631,50
17	20	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 3/4"x 2" x m	13,2	264,00
18	13	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 3/4"x 1" x m	5,75	74,75
19	41	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 1/2"x 11/2" x m	9,12	373,92
20	67	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 1/2"x 1" x m	5,55	371,85
21	3	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 10"x 21/2" x m	77,5	232,50
22	3	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 8"x 21/2" x m	67,3	201,90
23	2	AISLAMIENTO MEDIAS CAÑAS DN 6"x 21/2" x m	57,5	115,00
24	5	CEMENTO AISLANTE	27,3	136,50
25		RECUBRIMIENTO METÁLICO		12.546,00
26		OTROS. 10% DE LOS RUBROS ANTERIORES		3.641,71
TOTAL				40.058,8

Fuente: Recopilación de información

Asimismo, se adjunta el costo de obras civiles, los mismos que asumen la cantidad de US \$ 42,187.20 Dólares Americanos.

CUADRO 5.6 COSTO DE OBRAS CIVILES

NUM	DESCRIPCIÓN	COSTO
1	ACONDICIONAMIENTO DE SALA DE CALDEROS	8.520,00
2	CONSTRUCCIÓN DE ACCESOS PARA LAS REDES DE VAPOR	4.230,00
3	ACONDICIONAMIENTO DEL SERVICIO DE LAVANDERÍA	7.980,00
4	ACONDICIONAMIENTO DEL SERVICIO DE COCINA	8.920,00
5	ACONDICIONAMIENTO DEL SERVICIO DE ESTERILIZACIÓN	7.456,00
6	ACONDICIONAMIENTO OEL SERVICIO DE CALENTADORES	1.246,00
7	OTROS 10% DE LOS RUBROS ANTERIORES	3.835,20
TOTAL		42,187,20

Fuente: Recopilación de información

De la misma manera, en el Cuadro Nro. 5.7, se presenta el costo del material de casa de fuerza.

CUADRO 5.7 COSTO DE MATERIAL DE CASA DE FUERZA

NUM	DESCRIPCIÓN	COSTO
1	CALDERO INTESA 125BHP	32.450,00
2	ADAPTACIÓN DE QUEMADORES A GAS	28.456,00
3	CAMBIO DE ZEOLITA	1.200,00
4	CAMBIO DEL ELEMENTO FILTRANTE	560,00
5	TANQUE DESGACIFICADOR DE ALIMENTACIÓN DE AGUA	1.252,00
6	TANQUES DE RECEPCIÓN DE CONDENSADO	1.956,00
7	TANQUE DE COMBUSTIBLE Y SISTEMA DE BOMBEO	46.582,00
8	TANQUE DE COMBUSTIBLE DE USO DIARIO Y ACCESORIOS	4.856,00
9	BOMBAS DOSIFICADORAS	765,00
10	MANIFOLD DE CASA DE FUERZA	2.130,00
11	MANIFOLD DE DISTRIBUCIÓN DE SERVICIOS	1.654,00
12	MANIFOLD DEL SERVICIO DE LAVANDERÍA	1.123,00
13	OTROS.10% DE LOS RUBROS ANTERIORES	10.994,60
TOTAL		133.978,60

Fuente: Recopilación de información.

CUADRO 5.8 COSTO DE MATERIAL E INSTALACIÓN DE COLECTORES SOLARES

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANT.	PRECIO UNITARIO	SUB TOTAL	INSTALACION	TOTAL	TIEMPO DE RECUPERACIÓN
1	COLECTOR SOLAR DE 2M2	400	S/. 800.00	S/. 320,000.00	S/. 80,000.00	S/. 400,000.00	10.58
2	COLECTOR HEAT PIPE	250	S/. 3,265.00	S/. 816,250.00	S/. 204,062.50	S/. 1,020,312.50	27.00

El gasto en material e instalación de colectores solares será de S/.400,000.00 (cuatrocientos mil nuevos soles), en dólares con un cambio de \$2.78, siendo la suma de \$. 143.884

En el Cuadro 5.9, se observan las inversiones programadas para el Proyecto, y como podemos también apreciar, las fuentes del financiamiento para el logro de los objetivos propuestos son dos:

- Aporte propio
- Recursos externos

Podemos apreciar entonces que el monto de la inversión total llega a los **DOS MILLONES TRESCIENTOS CUARENTAISIETE MIL CUARENTAINUEVE DÓLARES AMERICANOS (US \$ 2,490,933)**; de los cuales el 20.70% son aportes propios y el 79.30% son recursos que se buscarán como un crédito

externo a través de una solicitud a la Secretaría Ejecutiva de Cooperación Técnica Internacional del Ministerio de la Presidencia.

Respecto a la participación de los activos fijos en la inversión total, vemos pues que representa el 79.3%, la participación de los activos intangibles en el total de inversiones representan el 1.74%, mientras que el capital de trabajo representa el 18.96%.

**CUADRO 5.8
PROGRAMA DE INVERSIONES POR FUENTE DE FINANCIAMIENTO
EN DOLARES**

CONCEPTO	TOTAL	APORTES	
		PROPIO *	EXTERNO
TOTAL	2.347.049	485.916	1.861.133
PARTICIPACIÓN	100,00%	20,70%	79,30%
ACTIVOS FIJOS	1.861.133	0	1.861.133
COSTO DE OBRAS CIVILES	42.187	0	42.187
COSTO DE MAT. PARA LAS REDES DE VAPOR Y CONDENSADO	90.163	0	90.163
COSTO DE MAT. PARA EL AISLAMIENTO TÉRMICO	40.059	0	40.059
COSTO DE MAT. DE CASA DE FUERZA	133.979	0	133.979
COSTO DE LOS FLOW RITE TEMP	23.016	0	23.016
COSTO DE EQUIPOS DE MAQUINARIAS DE LAVANDERÍA	455.309	0	455.309
COSTO DE EQUIPOS Y MAQUINARIAS DE COCINA	436.624	0	436.624
COSTO DE EQUIPOS Y MAQUINARIAS DE ESTERILIZACIÓN	470.602	0	470.602
OTROS.10%DE LOS RUBROS ANTERIORES	169.194	0	169.194
ACTIVOS INTANGIBLES	40.945	40.945	0
ESTUDIOS	37.223	37.223	0
CAPACITACIÓN	3.722	3.722	0
CAPITAL DE TRABAJO	444.971	444.971	0
REMUNERACIONES	351.429	351.429	0
BIENES Y SERVICIOS	93.543	93.543	0

* Tesoro Público y Recursos Propios

Fuente: Propia

El servicio de deuda que se ha estimado por el crédito a solicitar lo apreciamos enseguida bajo las condiciones siguientes:

Crédito	US\$ 1,861,133
Interés anual	5.0 %
Pagos	Anuales
Plazo de repago	17 Años
Plazo de gracia	5 Años

CUADRO 5.9 SERVICIO DE DEUDA CRÉDITO EXTERNO (EN US \$)

Monto	1.861.133	
Interés	5,0%	Anual
Tiempo	17	Años
Gracia	5	Años
Pago	12	Año Vencido

Año	Monto	Intereses	Amort.	Saldo	Cuota
2003	1.861.133	93.057	0	1.861.133	93.057
2004	1.861.133	93.057	0	1.861.133	93.057
2005	1.861.133	93.057	0	1.861.133	93.057
2006	1.861.133	93.057	0	1.861.133	93.057
2007	1.861.133	93.057	0	1.861.133	93.057
2008	1.861.133	93.057	143.164	1.717.969	236.221
2009	1.717.969	85.898	143.164	1.574.805	229.063
2010	1.574.805	78.740	143.164	1.431.641	221.904
2011	1.431.641	71.582	143.164	1.288.477	214.746
2012	1.288.477	64.424	143.164	1.145.313	207.588
2013	1.145.313	57.266	143.164	1.002.148	200.430
2014	1.002.148	50.107	143.164	858.984	193.271
2015	858.984	42.949	143.164	715.820	186.113
2016	715.820	35.791	143.164	572.656	178.955
2017	572.656	28.633	143.164	429.492	171.797
2018	429.492	21.475	143.164	286.328	164.639
2019	286.328	14.316	143.164	143.164	157.480
2020	143.164	7.158	143.164	0	150.322

RESUMEN			
AÑO	INTERÉS	CAPITAL	TOTAL
2003	93.056,64	0,00	93.056,64
2004	93.056,64	0,00	93.056,64
2005	93.056,64	0,00	93.056,64
2006-2020	837.509,78	1.861.132,84	2.698.642,61
TOTAL	1.116.679,70	1.861.132,84	2.977.812,54

Fuente: Propia

5.3. EVALUACIÓN ECONÓMICA Y FINANCIERA

El elemento crucial en el estudio económico y financiero es la determinación de si el proyecto va a ser positivo o no y si su TIR supera al costo de los recursos financieros puestos a disposición del proyecto.

Para ello es preciso analizar todos los factores que intervienen en la fijación de los flujos netos de caja, cuyo análisis permite determinar la rentabilidad que los proveedores de capital van a obtener por su contribución a la financiación del proyecto.

El proyecto ha de ser evaluado bajo distintos escenarios. Se analiza la influencia de variables tales como los tipos de interés, inflación y en algunos casos los factores políticos o el entorno de la inversión a realizar.

El análisis a realizar para determinar la viabilidad de un proyecto sigue la secuencia presentada a continuación:

Determinación de los flujos esperados.

- Determinación de la tasa de descuento apropiada.
- Cálculo del valor actual de los flujos esperados.

5.4 FLUJO DE CAJA PROYECTADO E INDICADORES DE EVALUACIÓN

El Flujo de Caja Proyectado, que se muestra en el Cuadro Nro. 5.10, tiene saldos positivos por lo que concluimos que los resultados de la evaluación económica y financiera son altamente halagadores dadas las condiciones con las que se formula el presente documento.

Con esta información se ha determinado los siguientes indicadores de evaluación:

- TIRE 8.16 %,
- TIRF 1.92 %
- COK 8.00 %
- VANE 48,677
- VANF 56,966

Lo que nos permite concluir en resaltar las bondades del Proyecto por ser referencias muy positivas.

5.5. CONCLUSIONES DE LA EVALUACIÓN ECONÓMICA

El modelo económico y financiero que permite la simulación y determinación de los flujos, no es un fin en sí mismo. No podemos olvidar que su principal objetivo es servir para que acreedores e inversionistas puedan analizar en qué medida va a ser posible que se cumplan sus requerimientos, en tanto al cumplimiento del servicio de la deuda y obtención de una rentabilidad adecuada al riesgo soportado respectivamente. Al fin y al cabo, el modelo no trata de predecir eventos futuros sino de indicar las consecuencias lógicas que se derivarían de una serie de hipótesis definidas.

Los siguientes consejos pueden ser oportunos:

- Cada simulación debe corresponderse con un conjunto de valores coherentes de las diferentes variables.
- El pasar de un escenario a otro implica la necesidad de revisar cada variable, dado que algunas pueden cambiar y otras no.

- Para el desarrollo de los distintos escenarios es oportuno comenzar con un plan de juego que indique que variables van a ser susceptibles de ser modificadas, y lo más importante, por qué causas.

Luego de estas apreciaciones, podemos colegir la necesidad de evaluar el proyecto bajo estas consideraciones y como podemos observar, los resultados son altamente positivos por tratarse de un Hospital de nivel regional.



CUADRO 5.10
FLUJO DE CAJA PROYECTADO
(EN US\$)

CONCEPTO	2001	2003	2004	2005	2006-2020	V. RESIDUAL
INGRESOS		6.007.493	6.598.937	7.249.525	112.908.254	
TESORO PÚBLICO		5.742.171	6.316.389	6.948.027	106.999.622	
RECURSOS PROPIOS		172.265	189.492	208.441	3.209.985	
RECURSOS EXTRAORDINARIOS		93.057	93.057	93.057	2.698.643	
VENTA DE ACTIVOS		0	0	0	0	186.113
EGRESOS		5.914.437	6.505.880	7.156.468	110.209.611	
INVERSIÓN	2.347.049					
Activos fijos	1.861.133					
Activos intangibles	40.945					
Capital de trabajo	444.971					
COSTO DE PRODUCCIÓN						
Remuneraciones		4.470.171	4.917.189	5.408.907	83.297.174	
Bienes y Servicios		1.189.865	1.308.852	1.439.737	22.171.947	
Bienes de Capital		254.400	279.840	307.824	4.740.490	
FLUJO DE CAJA ECONÓMICO	-2.347.049	93.057	93.057	93.057	2.698.643	186.113
APORTE PROPIO	485.916					
APORTE EXTERNO	1.861.133					
SERVICIO DEUDA		93.057	93.057	93.057	2.698.643	
- INTERESES		93.057	93.057	93.057	837.510	
- CAPITAL		0	0	0	1.861.133	
AHORRO FISCAL		27.917	27.917	27.917	251.253	
FLUJO DE CAJA FINANCIERO	0	27.917	27.917	27.917	251.253	186.113
COBERTURA DE DEUDA		1,00	1,00	1,00	1,00	

TASA INTERNA DE RETORNO ECONÓMICA	8,16%
TASA INTERNA DE RETORNO FINANCIERA	1,92%
COSTO DE OPORTUNIDAD DEL CAPITAL	8%
VALOR ACTUAL NETO ECONÓMICO	45.677
VALOR ACTUAL NETO FINANCIERO	-56.9G6

Fuente: Propia

5.6. EVALUACIÓN SOCIAL

La evaluación social busca maximizar el aporte de las inversiones al bienestar del conjunto social de la economía regional arequipeña. Dentro de este contexto la evaluación social se vuelve una herramienta de planeación que intenta hacer compatible los objetivos de una economía regional dentro de un plan de desarrollo nacional hasta cierto punto rezagado.

Dicho de esta manera, la evaluación socioeconómica se convierte en una aplicación de las técnicas de optimización de la función de bienestar social que

buscan determinar los impactos de la inversión sobre el bienestar, para luego determinar la factibilidad real de este proyecto.

El objetivo de la Evaluación Social consiste en analizar los beneficios generados por el proyecto dentro del contexto de servicios hospitalarios en base a lo cual podemos explicar la función del bienestar o de utilidad:

$$U = f(I, N, C, S, Y)$$

Donde:

U = Bienestar o utilidad económica de la región

I = Inversión

N = Empleo

C = Consumo agregado

S = Ahorro en base al excedente económico

Y = Renta de los agentes económicos

Entonces se puede considerar que los elementos componentes de la función de la utilidad económica, resumen los recursos que contribuyen al bienestar de la economía regional haciendo un análisis económico de las variables consideradas en la función de utilidad, posibilitan y el análisis de eficiencia dentro del contexto económico. Es así, que podemos cuantificar impactos positivos en base a las variables e indicadores financieros, económicos, empresariales, sociales, técnicos y ambientales.

La evaluación social permite a la sociedad valorar el proyecto en términos de la maximización de la inversión al bienestar del conjunto social. Dentro de este contexto la evaluación social constituye una herramienta de planeamiento estratégico, con lo cual se puede conseguir los objetivos del desarrollo regional.

De allí que tratamos de explicar los siguientes impactos:

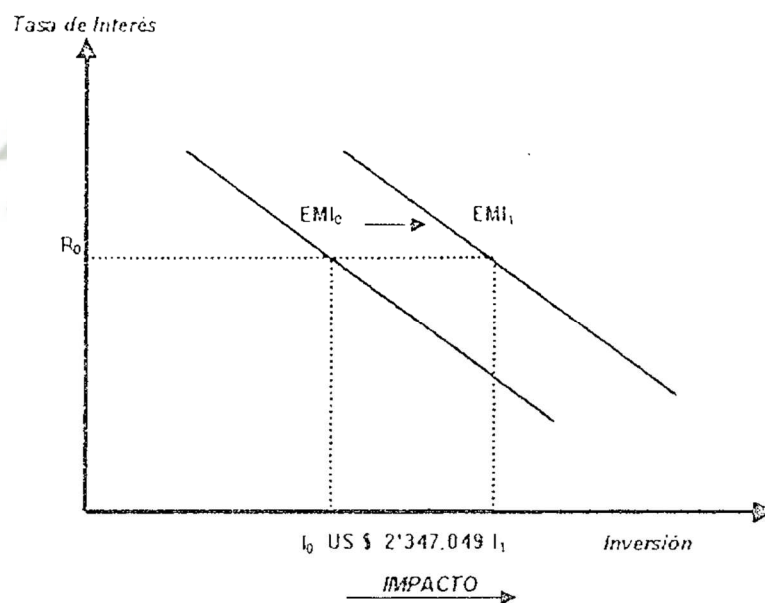
- a. Impacto en la Inversión
- b. Impacto en la Producción (futuros servicios de salud)

- c. Impacto en el Empleo
- d. Impacto en el Ingreso
- e. Impacto en el Consumo
- f. Impacto en el Ahorro

5.6.1. IMPACTO EN LA INVERSIÓN

De acuerdo al nivel de inversión inicial del proyecto que asciende a US \$ 2347,049, posibilita la adquisición de bienes y servicios en una economía regional arequipeña, que de acuerdo al monto, es bastante significativo en un país y sobre todo en una zona donde hay relativa carencia de recursos financieros. Sin embargo existe la posibilidad de utilización de líneas de crédito que ofrece la Cooperación Técnica Internacional, el impacto del proyecto consiste en realizar desembolsos monetarios en la compra de bienes reales que serán utilizados en la producción de servicios de salud.

GRÁFICO IMPACTO EN LA INVERSIÓN



Donde:

EMI₀ = Eficacia Marginal de Inversión sin Proyecto

EMI₁ = Eficacia Marginal de Inversión con Proyecto

I₀ = Inversión sin Proyecto

I₁ = Inversión con Proyecto

R₀ = Tasa de Interés a Rebatir

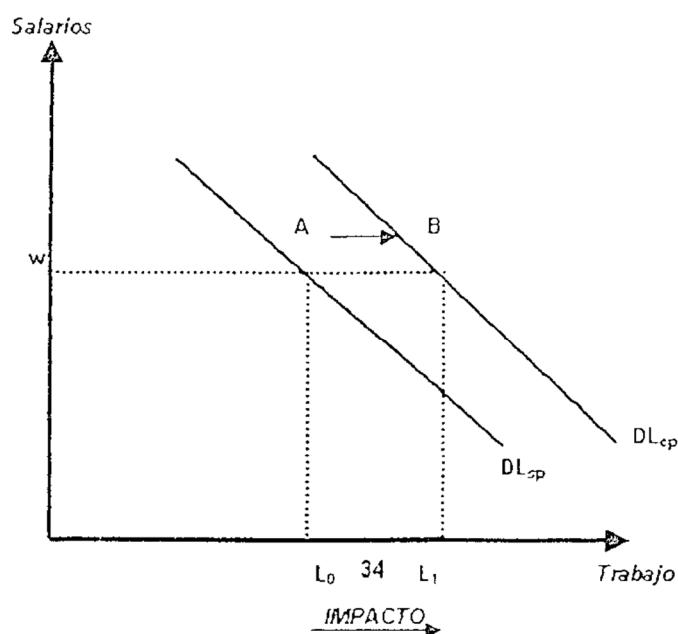
El impacto en la inversión constituye el diferencial con respecto a la existente en la zona que sirve para capitalizar la economía regional.

5.6.2. IMPACTO EN EL EMPLEO

Con el nivel de inversión en el presente proyecto, se incrementará la demanda de trabajo, creando 34 puestos de trabajo para el desarrollo del proyecto.

Con nuestro proyecto se incrementará el empleo directo y de manera indirecta en la zona del presente estudio, de la misma forma repercutirá en las familias e impulsará a que se dediquen a la actividad de servicios de salud, por lo tanto generando mayores ingresos y mejores niveles de vida, disminuyendo así el nivel de pobreza existente en la región.

GRÁFICO IMPACTO EN EL EMPLEO



Donde:

L_0 = Mano de obra sin proyecto

L_1 = Mano de obra con proyecto

DL_{sp} = Demanda de mano de obra sin proyecto

DL_{cp} = Demanda de mano de obra con proyecto

w = Salario de mano de obra

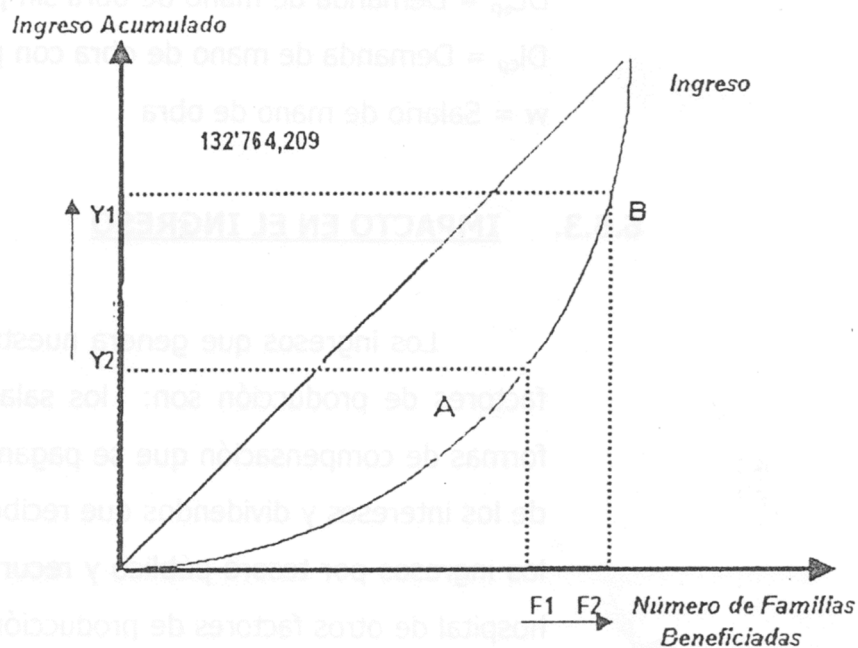
5.6.3. IMPACTO EN EL INGRESO

Los ingresos que genera nuestro proyecto mediante los factores de producción son: los salarios, los sueldos y otras formas de compensación que se pagan al trabajador, el ingreso de los intereses y dividendos que reciben los dueños del capital, los ingresos por tesoro público y recursos propios que recibe el hospital de otros factores de producción.

El trabajo genera la mayor parte del ingreso total y es la parte que aumenta ligeramente con el transcurso del tiempo. La distribución de los ingresos entre los individuos depende de la cantidad de trabajo, capital y recursos naturales que ofrece dicha actividad económica.

Para nuestro proyecto el ingreso acumulado que se postula es de US \$ 132764,209 para los diecisiete años, período de vida útil del mismo, lo cual contribuirá en el desarrollo social de la región dando mejores niveles de salud a toda la colectividad que participa directa o indirectamente en nuestras actividades, y por otro lado generar el consumo de las familias y mejorar los niveles de salud en la región Arequipa.

GRÁFICO IMPACTO EN EL INGRESO



Donde:

F_i = Número de familia beneficiadas sin proyecto

F_2 = Número de familia beneficiadas con proyecto

Y_i = Ingreso acumulado sin proyecto

Y_2 = Ingreso acumulado con proyecto

5.6.4. IMPACTO EN EL CONSUMO

Mediante la producción de servicios de salud durante el período de vida útil del proyecto, propiciará un mayor consumo de dicho servicio, puesto que con el mejoramiento de los niveles de salud de la población arequipeña, se logrará indudablemente un incremento en la producción regional y el incremento de valor agregado en todos los sectores económicos de la región. Los precios de nuestros servicios no sobrepasarán los precios del mercado, lo cual no afectará los ingresos de los consumidores para seguir obteniendo otros servicios de salud.

Donde:

Q_i = Cantidad de servicios de salud sin proyecto

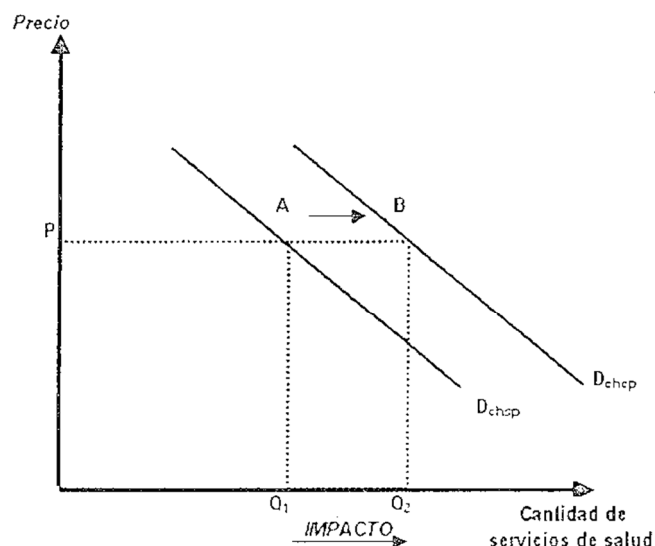
Q_2 = Cantidad de servicios de salud con proyecto

D_{CHSP} = Demanda de servicios de salud sin proyecto

D_{CHCP} = Demanda de servicios de salud con proyecto

P = Precio

GRÁFICO IMPACTO EN EL CONSUMO



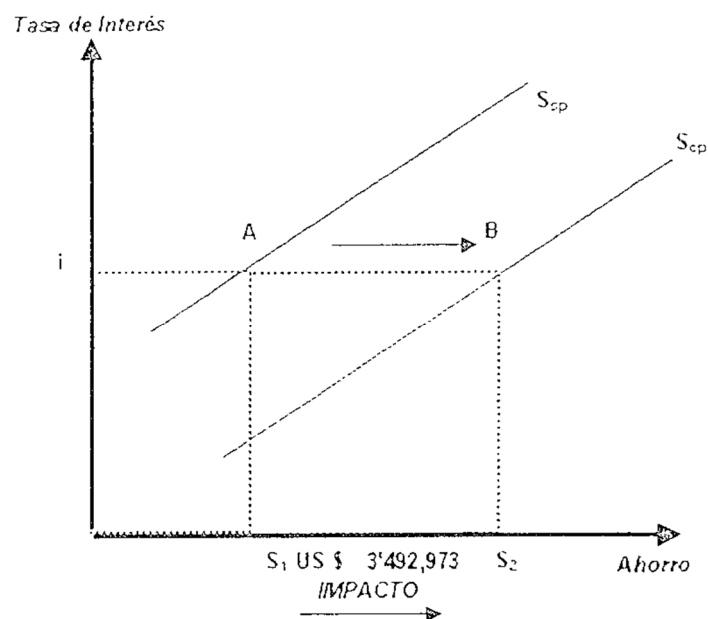
5.6.5. IMPACTO EN EL AHORRO

El ahorro por cambio de combustible será de US \$ 155,858 por año y el ahorro por retorno de condensado será US \$ 39,984 por año, lo que nos permite colegir que con el presente estudio se generarán saldos por ahorro hasta una cantidad de US \$ 3329,325 durante el período de vida útil del proyecto, mediante lo cual es posible incrementar los servicios de salud en dicha cantidad para el hospital y para beneficio de la población de la región.

No hay que olvidar que a esto, se añade los ingresos no calculados generados por estas actividades en el sistema de servicios de salud.

Como se sabe, a mayores niveles de ahorro se puede generar mayores niveles de inversión, mediante la adquisición de nuevas maquinarias, equipos y otros factores de producción de acuerdo con la tecnología de la época, que minimicen costos y maximicen beneficios, para lograr una producción de servicios de salud de bajo costo y de esta manera generar mejores niveles de vida, buscando el desarrollo de toda la región, como a continuación se muestra el impacto del crecimiento del nivel de ahorro en la economía rural y urbano en dicha zona.

GRÁFICO IMPACTO EN EL AHORRO



Donde:

S_1 = Niveles de ahorro sin proyecto

S_2 = Niveles de ahorro con proyecto

S_{sp} = Nivel de ahorro en la producción de servicios de salud sin proyecto

S_{cp} = Nivel de ahorro en la producción de servicios de salud con proyecto

i = Tasa de interés



CONCLUSIONES

1. El diseño de una línea de vapor con Gas Licuado de Petróleo (GLP) y Precalentamiento Solar, es factible de ser realizado por cubrir los requerimientos necesarios para su implementación.
2. El consumo de vapor total del planteamiento de los nuevos servicios del hospital es de: $= 5760 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$, se deja una reserva para el sistema de Humidificación de 480kg/hr para los ambientes que lo exigen así en el HRHDE. Para todos los Servicios se aplica un factor de demanda 1.0 ya que en algún momento se llegaran a utilizar todos los Equipos.
3. Para el diseño seleccionaremos los colectores solares de placa plana, porque tienen mayor tiempo de vida útil, la inversión de instalación y mantenimiento es de S/.400,000.00, comparado con los tubos al vacío tipo Heat Pipe, que es de S/.1.020.312.50, se evidencia una diferencia de S/.620.312.50 en lo que ha inversión se refiere. La inversión inicial para este parque de colectores solares nos dará un ahorro que será evidente tras el primer año de funcionamiento para el precalentamiento del agua para caldera.
4. El consumo mensual de Diesel aproximado es de 5045 galones con un precio promedio de S/.12.00 x galón, su gasto mensual es de S/.60.540, con la aplicación del nuevo diseño del GLP el gasto promedio por los 5045 x 6.25 galones será de S/.31.531,25. El ahorro será de S/.29.011,25
5. La innovación que se propone, lograría que se cumpla la función principal que es abastecer a un hospital en todos sus requerimientos teniendo en cuenta el máximo ahorro energético en su generación.
6. El presupuesto propuesto ha considerado los materiales y la reingeniería del diseño actual, con un costo aproximado de \$2,490.933 (Dos millones cuatrocientos noventa mil novecientos treinta y tres dólares americanos)
7. Se comprobó con datos obtenidos en Repsol, que el Gas Licuado de Petróleo (GLP) que su uso, no implica una contaminación ambiental y que su impacto no perjudica la salud ambiental actual.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda cerrar el paso de la vapor hacia las áreas que no utilicen el recurso, con esto se reduce las pérdidas generadas en la tubería, en especial al área de cocina donde gran parte de la tubería se encuentra expuesta al ambiente. Con este procedimiento se reduce el tiempo y número de veces que el generador debe encenderse para mantener la presión de trabajo.
- Es recomendable utilizar la cantidad de químicos adecuados para tratar el agua de alimentación de la caldera, con esto se logra reducir las incrustaciones dentro de las tuberías de transporte de vapor, además de las pérdidas generadas por purgas de la caldera.
- Realizar las purgas de superficie y de fondo en las calderas dos o tres veces por día para evitar mantenimientos frecuentes y mantener la transferencia de calor del combustible al agua en las calderas.
- Se recomienda programar los consumos de vapor en cada una de las áreas para evitar los picos de consumo y mantener la caldera apagada por un tiempo mayor, por lo que se obtiene un ahorro de combustible mayor.
- Consideremos también el mantener una caldera en stand by para que entre en funcionamiento ante cualquier eventualidad como mantenimientos programados, no programados y emergencias.

BIBLIOGRAFIA

1. Chassériaux J. M. Conversión térmica de la radiación solar. Editorial: Librería Agropecuaria S.A, Paris. 1990
2. Duffie John A. Solar Energy Thermal Processes. Editorial John Wiley & Sons, EEUU. 1974
3. Gordillo Andia, Carlos. Suministros energéticos, Programa Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica y Mecatrónica.
4. Hermosillo Villalobos, Juan Jorge. Energía Solar. ITESO; México: 2009.
5. Manrique, José A. Energía Solar. Fundamentos y Aplicaciones Fototérmicas. Editorial: Harla S.A. de CV, México. 1984
6. Meinel Aden B. y Meinel Marjoie P. Aplicaciones de la Energía Solar. Editorial Reverté S.A., España. 1982
7. Nakamura Moroy J. Termodinámica Básica para ingenieros, W.H. Editores SRLTDA, 2002.
8. Postigo Jaime y Cruz, Juan. Termodinámica Aplicada, W.H. Editores SRLTDA. 2001
9. Sistemas Solares Térmicos – Autor: Dr. Felix A. Peuser, Karl Heinz Remmers- Editorial: SOLAR PRAXIS, España. 2003
10. Spirax Sarco. Separadores de Humedad de Vapor o Aire Comprimido, 1984.
11. Twidell John. Renewable Energy Resources. Editorial: E & FN SPON, Inglaterra. 1990
12. Valera P. Aníbal. Energía Solar. Editorial UNI, Perú. 1993

Hemerografía

13. Alvarado Molina, Gustavo Adolfo. Tipos, Selección y Mantenimiento de Trampas para Vapor. Trabajo de Graduación. Facultad de Ingeniería. Universidad de San Carlos de Guatemala: 1986.

14. Curso Programado de Instalaciones de Energía Solar. Editorial: PROGENSA, España. 2001
15. Huanca Alpaca, Helard Renato y Mogrovejo Bernedo, Edwin Luis. Diseño de una línea de vapor para el Hospital Regional Honorio Delgado Espinoza. UCSM – Programa de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ciencias e Ingenierías Física y Formales. Arequipa, 2002.
16. Steam, It's Generation and Use, The Babcock & Wilcox Company, New York.
17. Análisis comparativo de los gases de escape de la caldera pirotubular del laboratorio de mecánica de fluidos y maquinas térmicas de la firme, usando combustible GLP y Diesel n° 2 y su impacto sobre el medio ambiente , Ing. Jaime Gregorio Flores Sánchez , 01de Junio del 2010 al 31 de Mayo del 2012)(Resolución Rectoral N° 705–2010–R)

Hemerografía

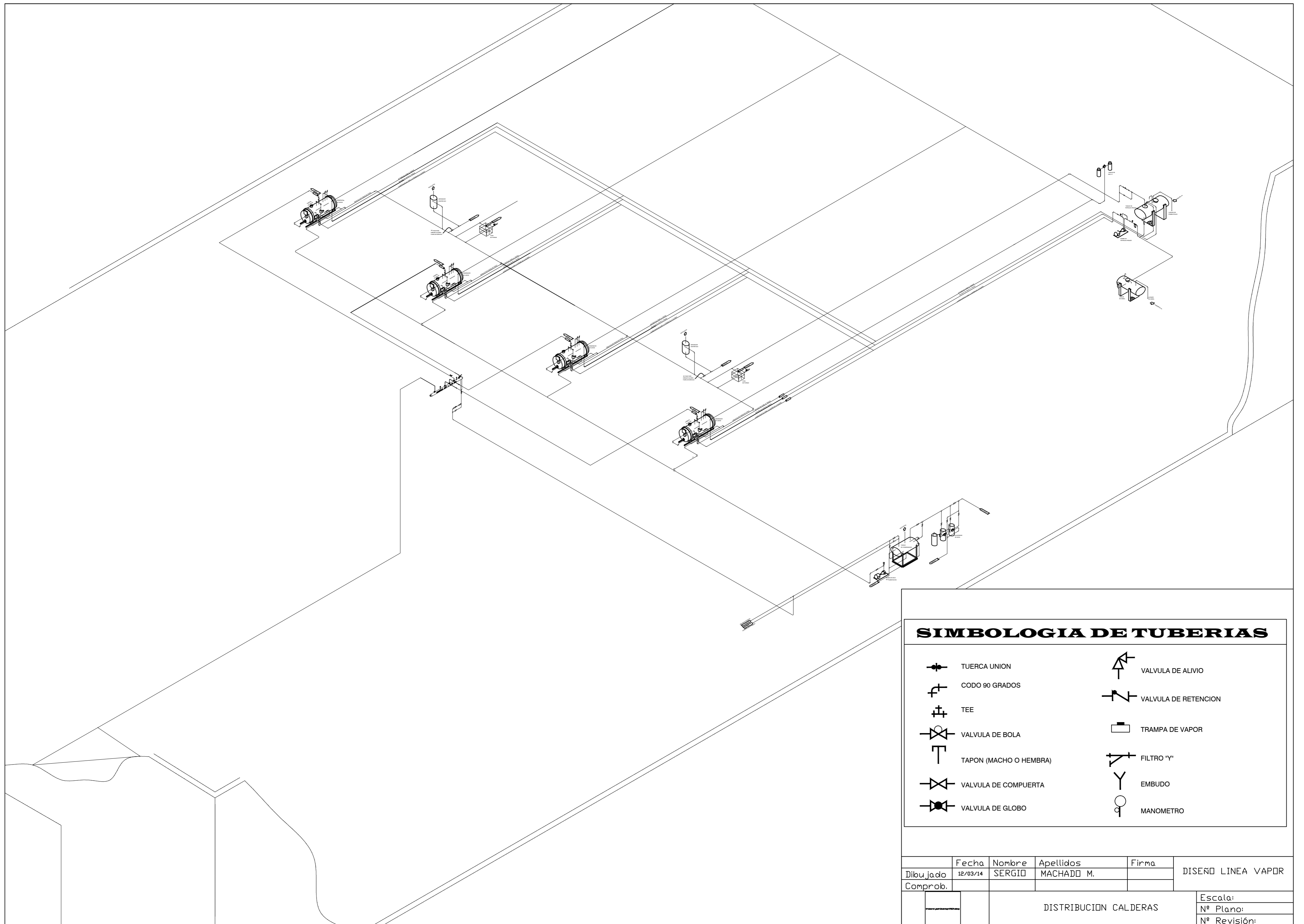
18. Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes, Fenercom 2013
19. Manual de Combustibles, PETROPERU, 1999.
20. Guía de Juntas de Expansión, HIDRA, 1971.
21. Resinas Industriales, Química Trepic, 1995.
22. Y-Type Pipeline Strainers-Bolletín 171s, Armstrong, 1998.
23. Manual de Válvulas de Acero Fundido, WALWORTH.
24. Trampas de Vapor-Bolletín 108-cs, Armstrong, 1997.
25. TV-2 Thermostatics Air Vents-Bolletín 455-b, Armstrong, 1993.

Páginas de internet

26. <http://www.fenercom.com/pages/publicaciones/publicacion.php?id=188>
27. https://www.google.com.pe/search?q=dise%C3%B1o+de+una+l%C3%ADnea+de+vapor+para+hospital&oq=dise%C3%B1o+&aqs=chrome.1.69i57j69i59j0l4.2564j0j8&sourceid=chrome&espv=2&es_sm=122&ie=UTF-8



ANEXOS

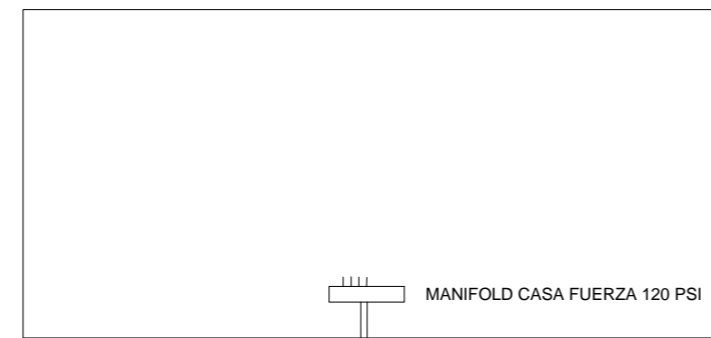


SIMBOLOGIA DE TUBERIAS

- | | | | |
|--|------------------------|--|----------------------|
| | TUERCA UNION | | VALVULA DE ALIVIO |
| | CODO 90 GRADOS | | VALVULA DE RETENCION |
| | TEE | | TRAMPA DE VAPOR |
| | VALVULA DE BOLA | | FILTRO "Y" |
| | TAPON (MACHO O HEMBRA) | | EMBUDO |
| | VALVULA DE COMPUERTA | | MANOMETRO |
| | VALVULA DE GLOBO | | |

	Fecha	Nombre	Apellidos	Firma	DISEÑO LINEA VAPOR
Dibujado	12/03/14	SERGIO	MACHADO M.		
Comprob.					
DISTRIBUCION CALDERAS					Escala:
					Nº Plano:
					Nº Revisión:

CASA DE FUERZA



MANIFOLD CASA FUERZA 120 PSI

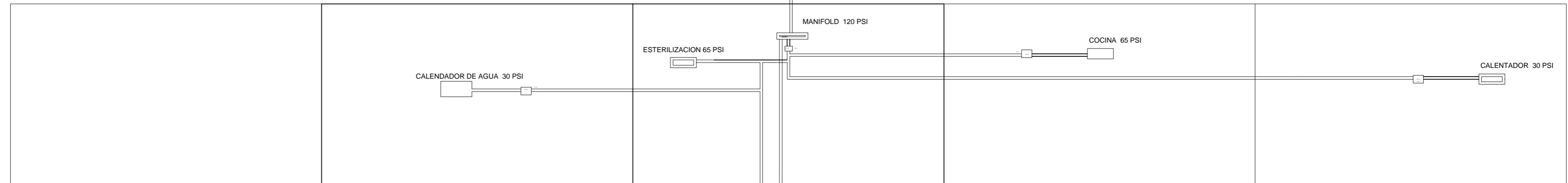
ZONA I

ZONA II

ZONA III

ZONA IV

ZONA V



CALENTADOR DE AGUA 30 PSI

ESTERILIZACION 65 PSI

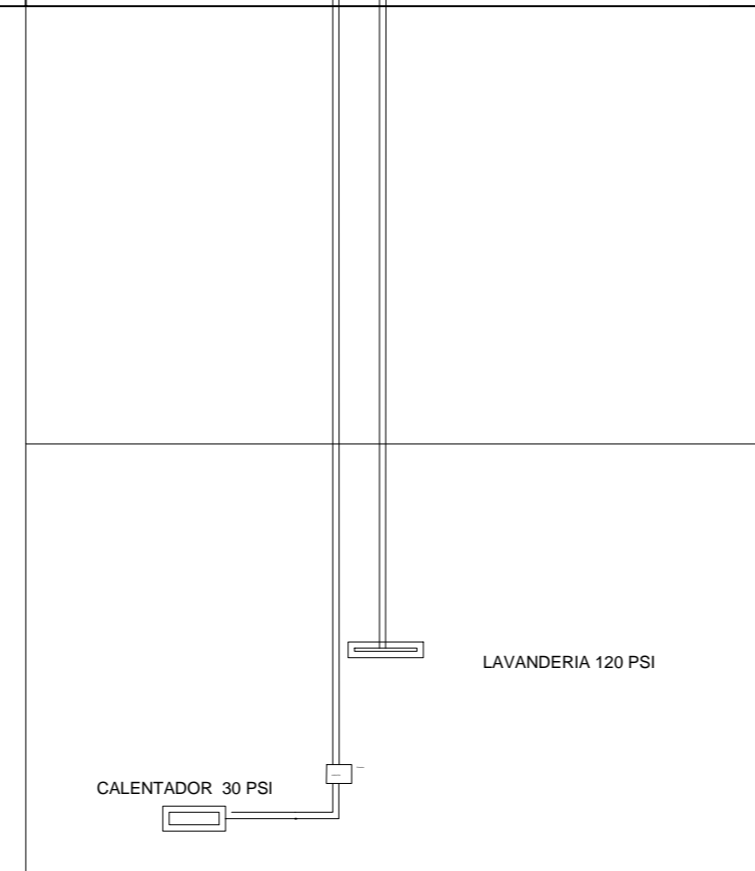
MANIFOLD 120 PSI

COCINA 65 PSI

CALENTADOR 30 PSI

ZONA VI

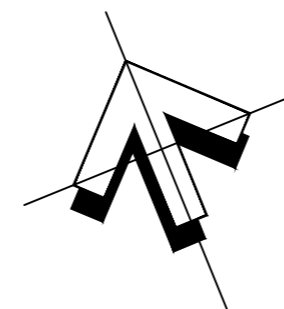
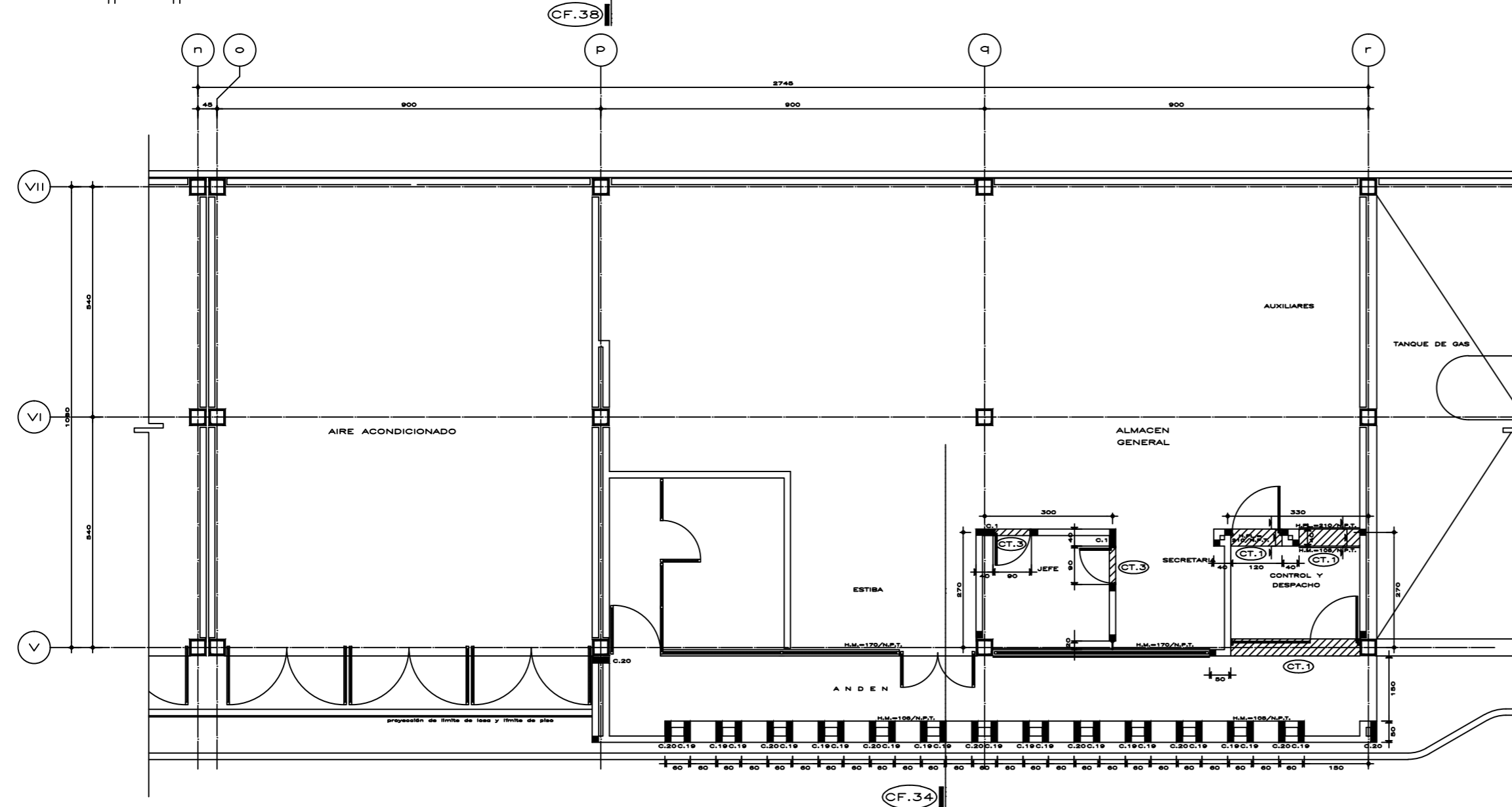
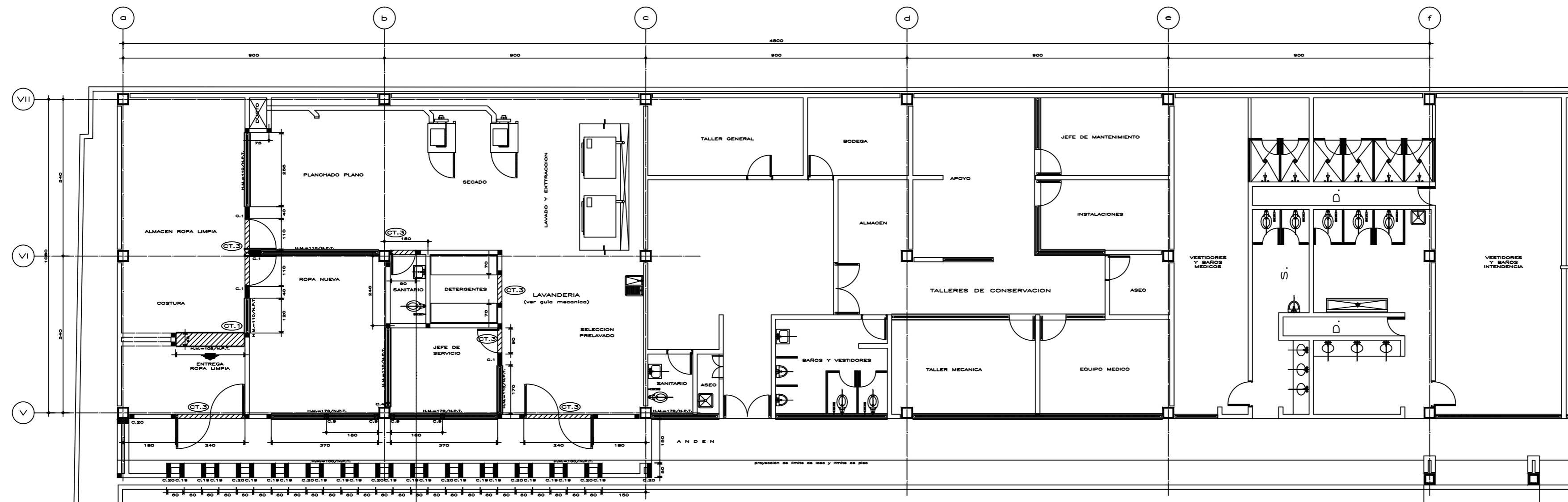
ZONA VII



LAVANDERIA 120 PSI

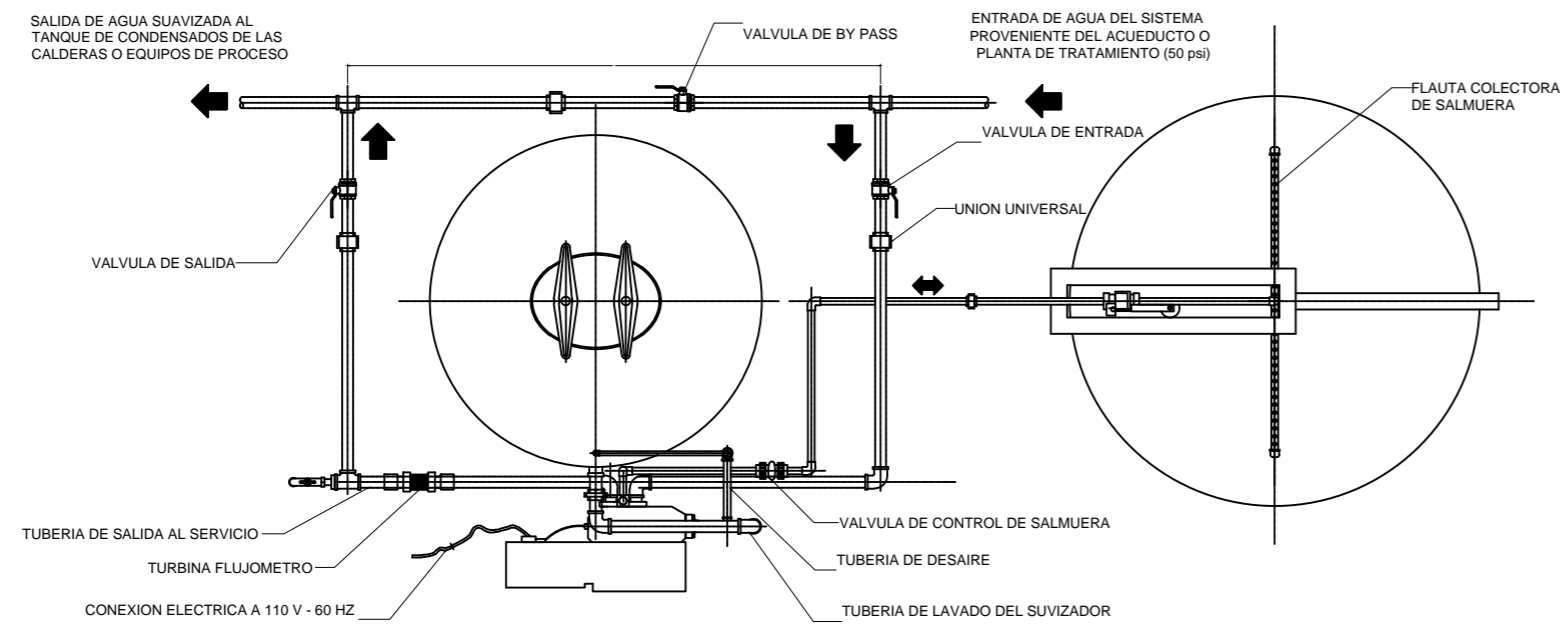
CALENTADOR 30 PSI

	Fecha	Nombre	Apellidos	Firma	DISEÑO LINEA VAPOR
Dibujado	12/03/14	SERGIO	MACHADOM.		
Comprob.					
DISTRIBUCION ESQUEMATICA					Escala:
					Nº Plano:
					Nº Revisión:

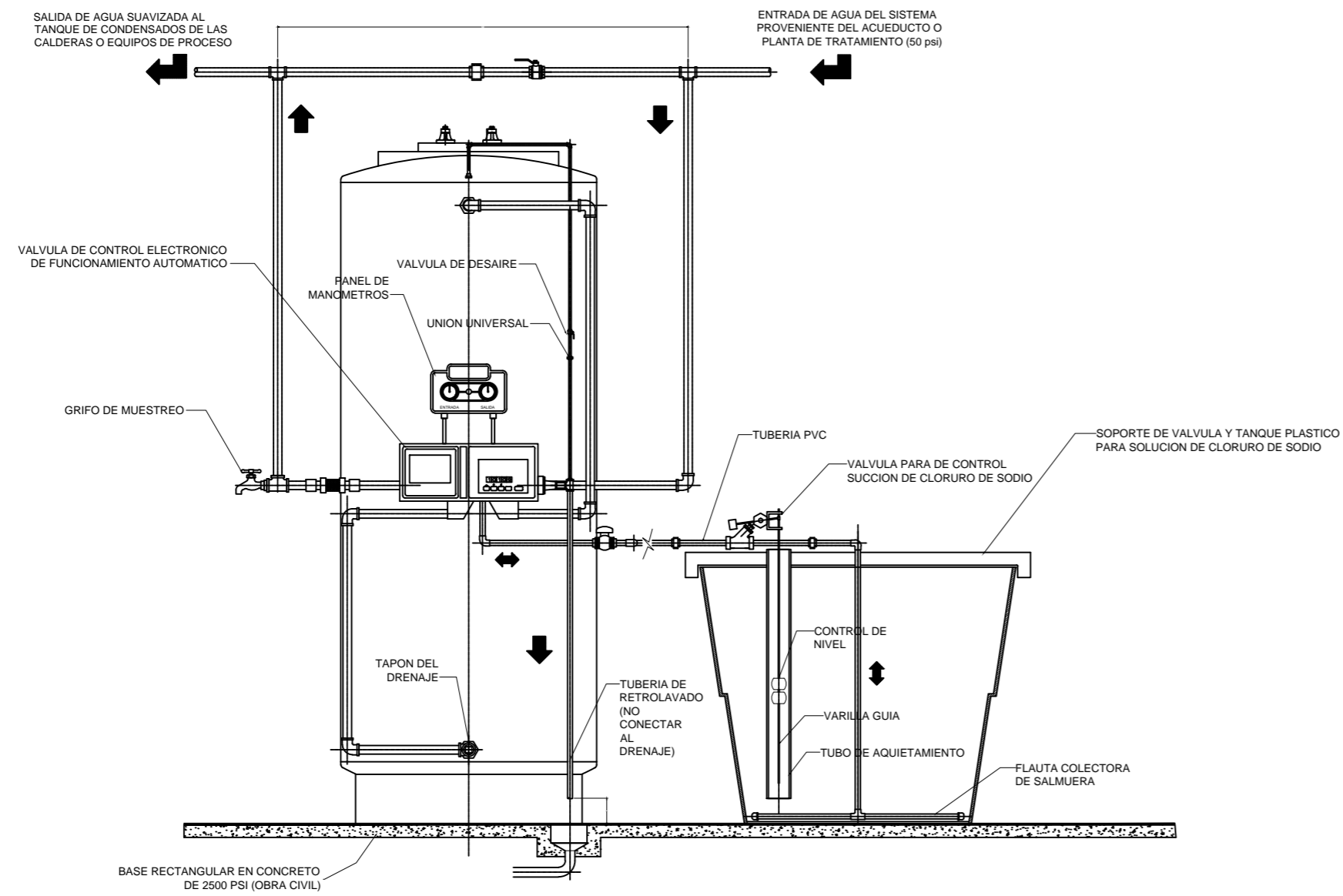
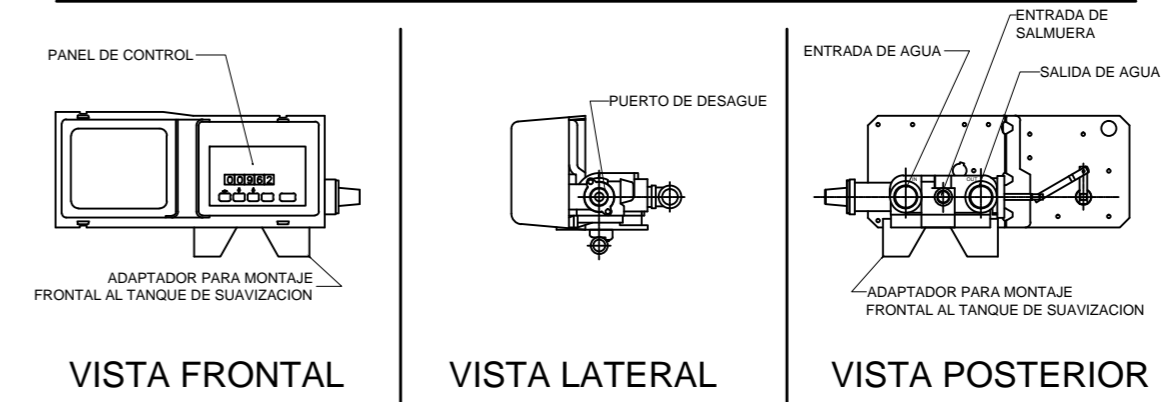


Dibujado	Fecha	Nombre	Apellidos	Firma	DISEÑO LINEA VAPOR
Comprob.	12/03/14	SERGIO	MACHADO M.		
DETALLE ZONA LAVANDERIA					Escala:
					Nº Plano:
					Nº Revisión:

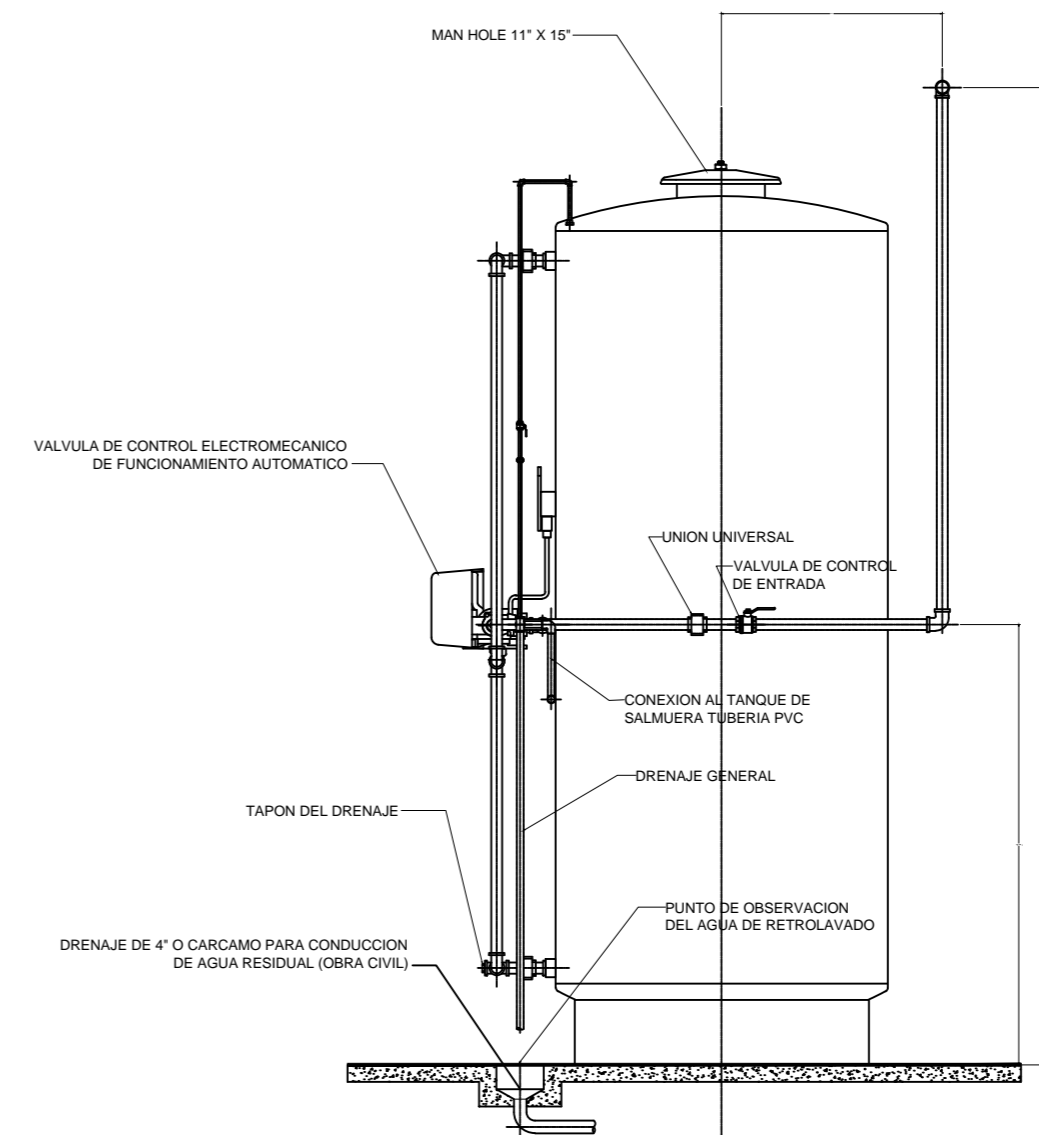
VISTA SUPERIOR



CONTROL ELECTRONICO DI-962 Y VALVULA 180

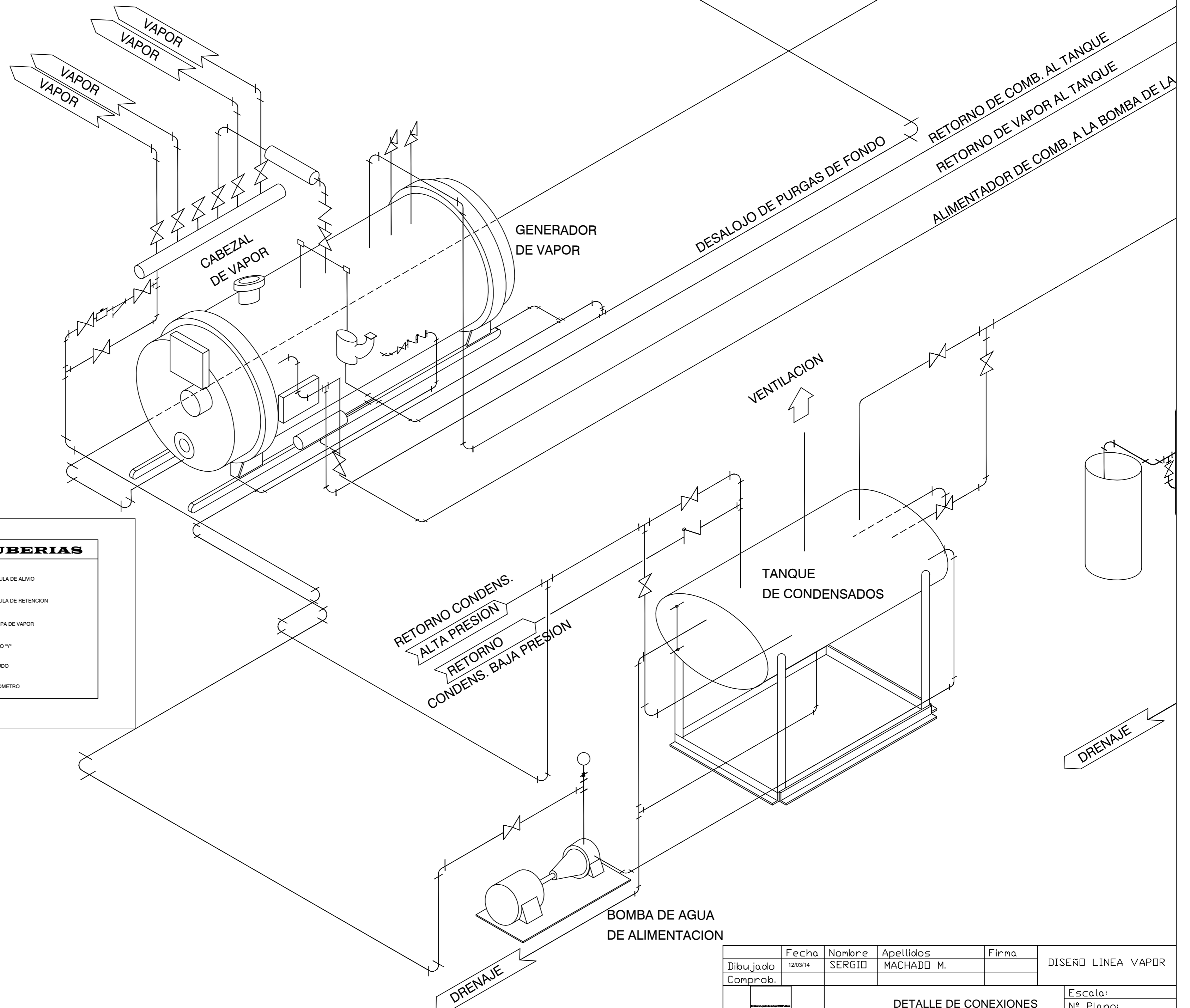


VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL

Fecha	Nombre	Apellidos	Firma
Dibujado			
Comprob.			
			Escala:
			Nº Plano:
			Nº Revisión:



SIMBOLOGIA DE TUBERIAS

- | | | | |
|--|------------------------|--|----------------------|
| | TUERCA UNION | | VALVULA DE ALIVIO |
| | CODO 90 GRADOS | | VALVULA DE RETENCION |
| | TEE | | TRAMPA DE VAPOR |
| | VALVULA DE BOLA | | FILTRO "Y" |
| | TAPON (MACHO O HEMBRA) | | EMBUDO |
| | VALVULA DE COMPUERTA | | MANOMETRO |
| | VALVULA DE GLOBO | | |

Dibujado	Fecha	Nombre	Apellidos	Firma	DISEÑO LINEA VAPOR
Comprob.	12/03/14	SERGIO	MACHADO M.		
DETALLE DE CONEXIONES					Escala:
					Nº Plano:
					Nº Revisión:

NOTA:

- * Todas las tuberías son de cobre Tipo L según norma ASTM-B-88.
- * Las uniones soldadas contiene 15% de plata.

REGULADORES				
SIMBOLO	DESCRIPCION	CANT.	CAPACIDAD	PRESION DE SALIDA
R1	FISHER 67/743	1	750,000 BTU/H	20 PSI
R2	FISHER 912/104	3	320,000 BTU/H	11"WC

LEYENDA

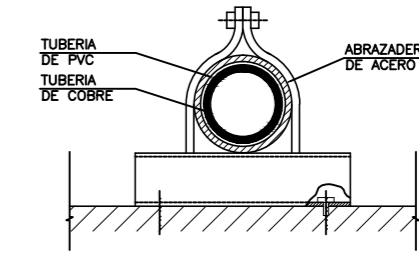
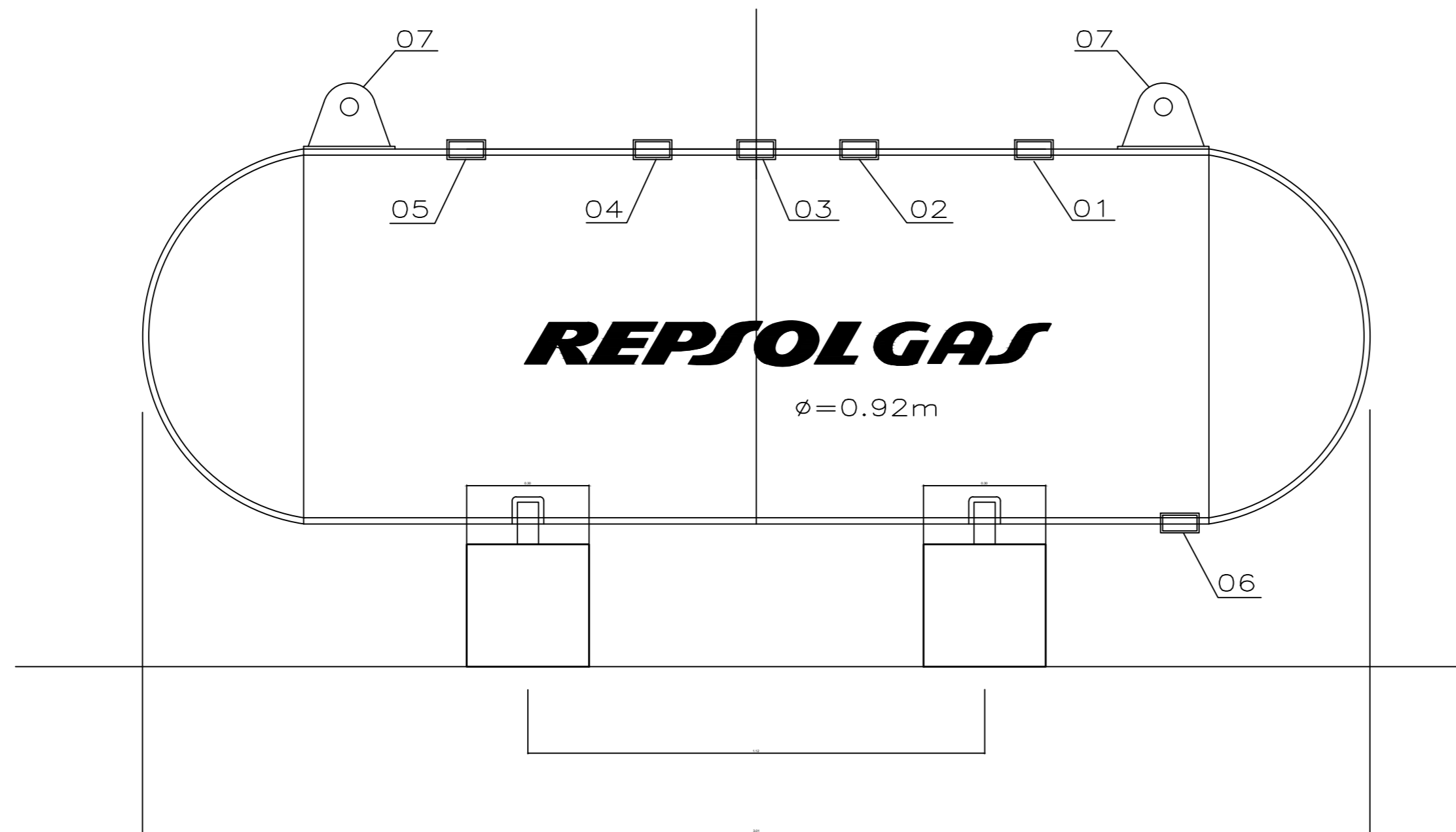
SIMBOLOS	DESCRIPCION
	REGULADOR DE PRESION
	VALVULA DE BOLA-ARRANQUE DE ARTEFACTO
	VALVULA DE BOLA-LLAVE DE CORTE
	TUBERIA DE ALTA PRESION
	TUBERIA DE Cu MEDIA PRESION
	TUBERIA DE Cu BAJA PRESION
	VENTO

TANQUE 500 GLNS.

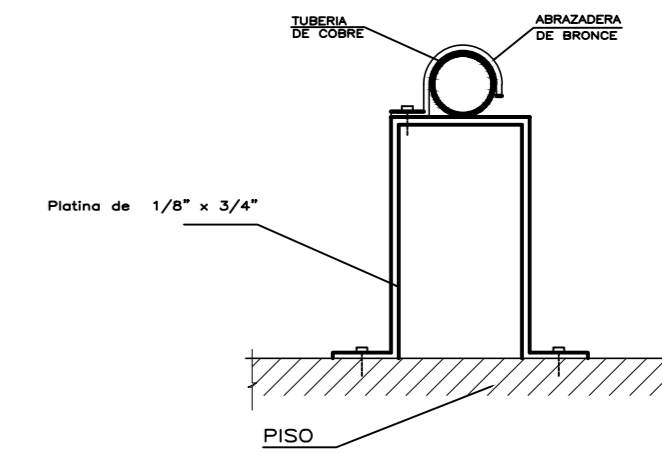
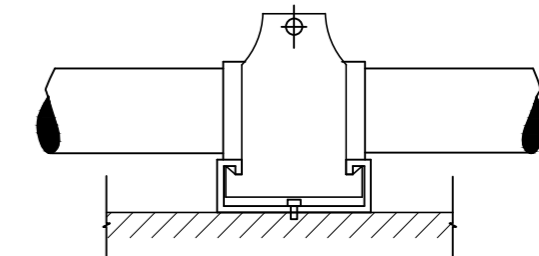
VÁLVULAS DEL TANQUE DE GLP			
ITEM	CODIGO	DESCRIPCION	CANT.
1	REGO 7590U 3/4"	VALVULA DE SERVICIO LIQUIDO	1
2	ROCHESTER B8981 1"	MEDIDOR DE NIVEL	1
3	REGO 7556R 3/4"	MULTIVALVULA	1
4	REGO 7579 1 1/4"	VALVULA LLENADO	1
5	REGO 8885G 3/4"	VALVULA DE SEGURIDAD	1
6	REGO 7590U 3/4"	VALVULA DRENAJE	1
7		AGARRADERAS DE ELEVACION	2

TANQUE AEREO 500 GLNS

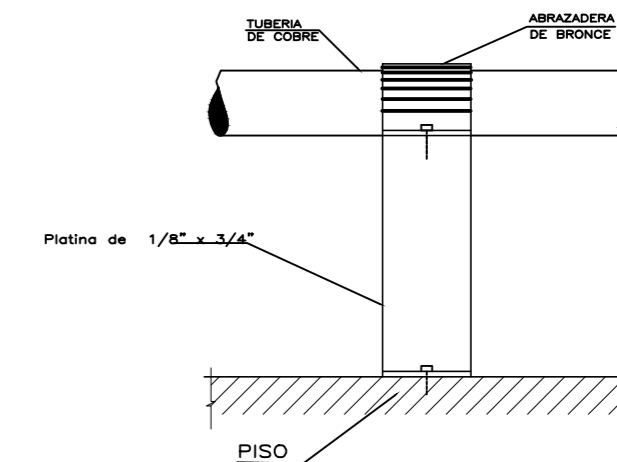
TRINITY INDUSTRIA DE MEXICO S.A.



DETALLE DE SUJECION AL PISO



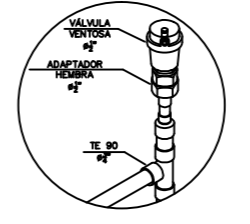
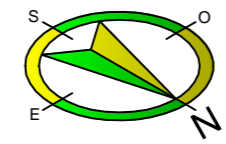
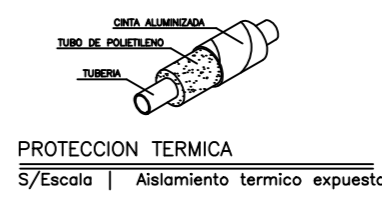
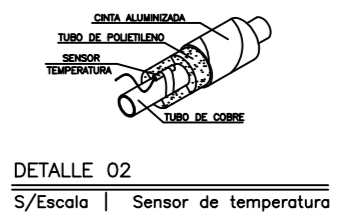
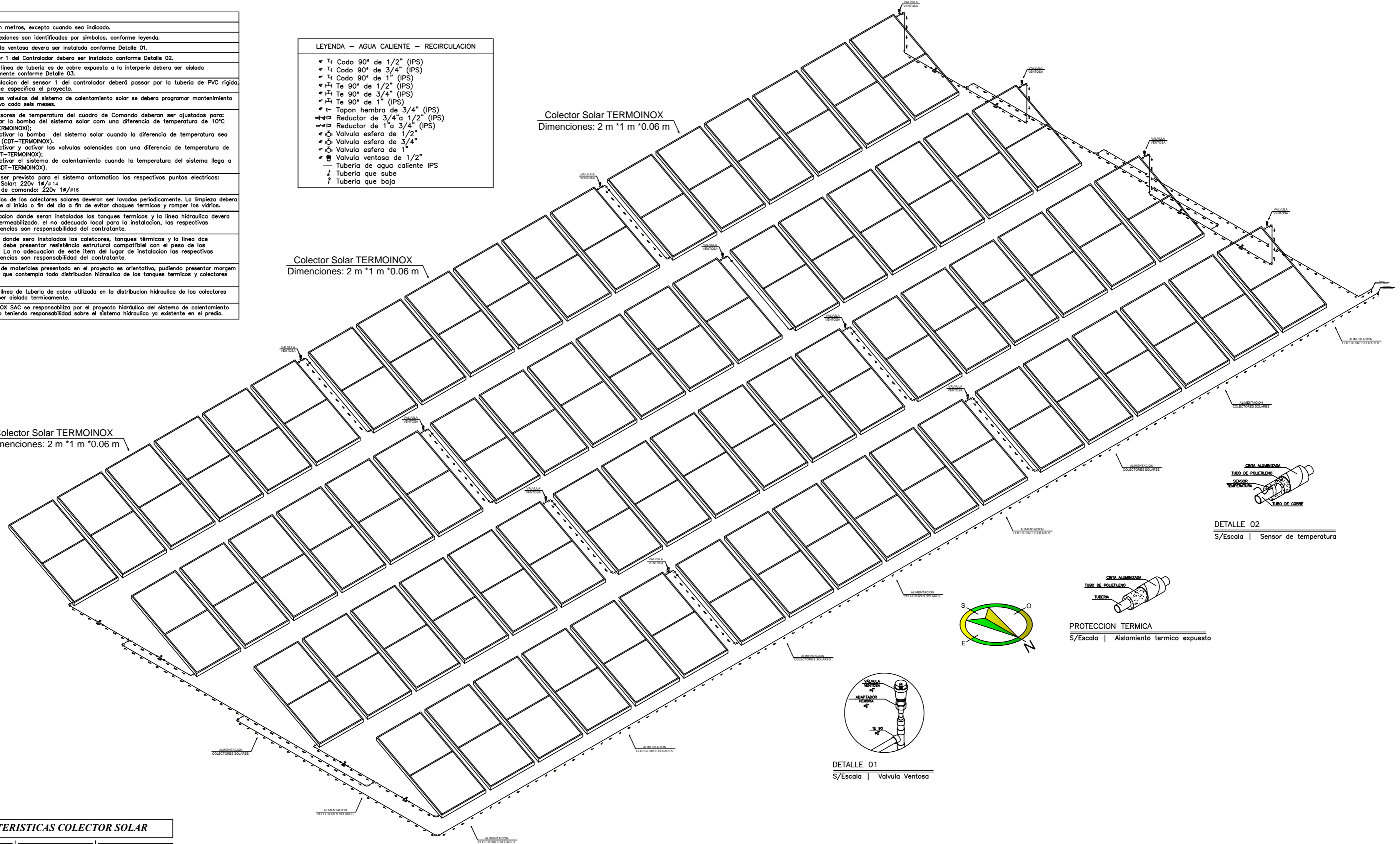
DETALLE DE SUJECION AL PISO (DET. A-A)



Dibujado	Fecha	Nombre	Apellidos	Firma	LINEA DE COMBUSTIBLE
Comprob.	12/03/14	SERGIO	MACHADO M.		
ALMACENAMIENTO DE GLP					Escala:
					Nº Plano:
					Nº Revisión:

OBSERVACIONES	
1	Cotas en metros, excepto cuando sea indicado.
2	Las conexiones son identificadas por símbolos, conforme leyenda.
3	La valvula ventosa debera ser instalada conforme Detalle 01.
4	El sensor 1 del Controlador debera ser instalado conforme Detalle 02.
5	Toda la linea de tuberia es de cobre expuesta a la interperie debera ser aislada termicamente conforme Detalle 03.
6	La instalacion del sensor 1 del controlador debera pasar por la tuberia de PVC rigida, conforme especifica el proyecto.
7	Todas las valvulas del sistema de calentamiento solar se debera programar mantenimiento preventivo cada seis meses.
8	Los sensores de temperatura del cuadro de Comando deberan ser ajustados para: - Activar la bomba del sistema solar con una diferencia de temperatura de 10°C (CDT-TERMOINOX). - Desactivar la bomba del sistema solar cuando la diferencia de temperatura sea de 4°C (CDT-TERMOINOX). - Desactivar y activar las valvulas solenoides con una diferencia de temperatura de 8°C (CDT-TERMOINOX). - Desactivar el sistema de calentamiento cuando la temperatura del sistema llega a 70°C (CDT-TERMOINOX).
9	Debera ser previsto para el sistema automatico los respectivos puntos electricos: Bomba Solar: 220v 18/4/14 Cuadro de comando: 220v 18/4/16
10	Los vidrios de los colectores solares deberan ser lavados periodicamente. La limpieza debera realizarse al inicio o fin del dia a fin de evitar choques termicos y romper los vidrios.
11	La ubicacion donde seran instalados los tanques termicos y la linea hidraulica debera ser impermeabilizado, el no adecuado local para la instalacion, las respectivas consecuencias son responsabilidad del contratante.
12	El lugar donde seran instalados los colectores, tanques termicos y la linea de tuberias debe presentar resistencia estructural compatible con el peso de los equipos. La no adecuacion de este item del lugar de instalacion los respectivos consecuencias son responsabilidad del contratante.
13	La lista de materiales presentado en el proyecto es orientativo, pudiendo presentar margen de error que contemple toda distribucion hidraulica de los tanques termicos y colectores solares.
14	Toda la linea de tuberia de cobre utilizada en la distribucion hidraulica de los colectores debera ser aislada termicamente.
15	TERMOINOX SAC se responsabiliza por el proyecto hidraulico del sistema de calentamiento solar, no teniendo responsabilidad sobre el sistema hidraulico ya existente en el predio.

LEYENDA - AGUA CALIENTE - RECIRCULACION	
↖	Codo 90° de 1/2" (IPS)
↗	Codo 90° de 3/4" (IPS)
↘	Codo 90° de 1" (IPS)
↙	Te 90° de 1/2" (IPS)
↘	Te 90° de 3/4" (IPS)
↙	Te 90° de 1" (IPS)
↖	Tapon hembrera de 3/4" (IPS)
↗	Reductor de 3/4" a 1/2" (IPS)
↘	Reductor de 1" a 3/4" (IPS)
↙	Valvula esfera de 1/2"
↖	Valvula esfera de 3/4"
↗	Valvula esfera de 1"
↘	Valvula ventosa de 1/2"
↙	Tuberia de agua caliente IPS
↖	Tuberia que sube
↗	Tuberia que baja

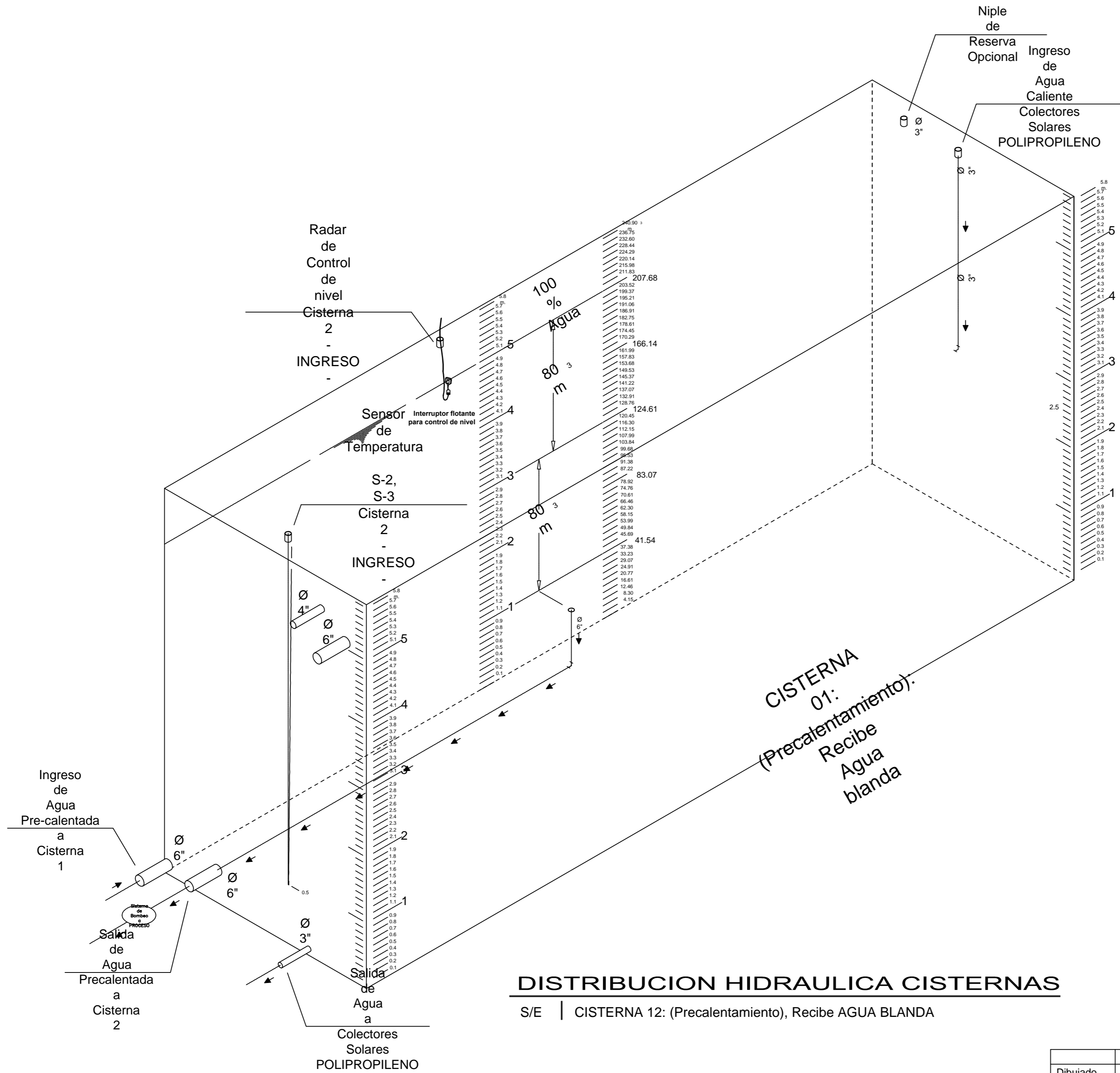


CARACTERISTICAS COLECTOR SOLAR		
LARGO	ANCHO	ALTURA
2 m.	1 m.	0.06 m.
AREA / COLECTOR		2 m ²
NUMERO DE COLECTORES		160
AREA DE COLECCION SOLAR TOTAL		144 m ²
INCLINACION DE COLECTOR		27 °
ORIENTACION DE COLECTOR		NORTE

Fecha	Nombre	Apellidos	Firma
Escala:			
N° Plano:			
N° Revisión:			

PRODUCED BY AN AUTODESK EDUCATIONAL PRODUCT

PRODUCED BY AN AUTODESK EDUCATIONAL PRODUCT



DISTRIBUCION HIDRAULICA CISTERNAS

S/E | CISTERNA 12: (Precaentamiento), Recibe AGUA BLANDA

Fecha	Nombre	Apellidos	Firma
Escala:			
N° Plano:			
N° Revisión:			

Item	Fecha	Descripción	Gabones	Cant	Placa	O disterna	O casa de fuerza	Observaciones
1	08/01/2012		5045	1050	YH-3297	Julio Callata	Lino Gutierrez Larico	5045
2	12/01/2012	Petroleo		3995	ZH-2062	Julio Callata	Rodli Arguellas Carbajal	
3	02/02/2012		5045	2880	XH-1602	Orlando Arce	Alejandro Meza	
4	03/02/2012	Petroleo		2165	XH-1603	Orlando Arce	Alejandro Meza	
5	01/03/2012		5270	200	XH-1603	Orlando Arce	FIRMA DE EDGAR	
6	02/03/2012			4355	XH-1603	Orlando Arce	Alejandro Meza	
7	03/03/2012	Petroleo		715	XH-1603	Orlando Arce	Senecio Suasaca	
8	19/03/2012		4870	3745	XH-1603	Orlando Arce		
9	22/03/2012	Petroleo		1125	XH-1603	Orlando Arce	Rodli Arguellas Carbajal	
10	24/04/2012		5270	200	Tanque	Orlando Arce	Alejandro Meza	
11	26/04/2012	Petroleo		775	XH-1603	Orlando Arce		
12	27/04/2012	Petroleo		715	XH-1603	Orlando Arce		
13	01/05/2012	Petroleo		3580	XH-1603	Orlando Arce	Alejandro Meza	
14	18/05/2013		5040	3580	XH-1603	Orlando Arce	Emilio Rodrigo	
15	19/05/2013	Petroleo		1460	XH-1603	Orlando Arce	Alejandro Meza	
16	06/06/2013	Petroleo		1460	XH-1603	Orlando Arce	Alejandro Meza	
17	26/06/2012	Petroleo		2880	XH-1603	Orlando Arce	Alejandro Meza	
18	03/08/2012	Petroleo		3000	XL-7747	Gustavo Huertas	Hipolito Leon	
19	07/08/2012	Petroleo		3050	XL-7748	Gustavo Huertas	Emilio Rodrigo	
20	02/09/2012	Petroleo		7000	YI-5231 / ZG 4526	Agusto Gallegos	Senecio Suasaca	
21	08/10/2012	Petroleo		4000	YI-5231	Gustavo Huertas	Alejandro Meza	
22	27/10/2012	Petroleo		9250	ZP-7225 / YI-1883	Manuel Chambilla		
23	31/10/2012	Petroleo		9250	ZP-7225 / YI-1883	Manuel Chambilla		

TERMOINOX

Fábrica de Termas Solares y Afines

PROFORMA

NOMBRE & TELEFONO

SENGIO
MACHADO
458314667 (RPC)

DIRECCION & CIUDAD

12 MAR 2014
11 MAR 2014

PRODUCTOS

Cantidad	Cantidad	Cantidad	Cantidad	Cantidad	Cantidad	Cantidad	Cantidad	Cantidad

DESCRIPCION	PRECIO TOTAL
- colector 20 Lts TUBOS	2180.00
- colector 25 Lts TUBOS	2720.00
colector 30 Lts TUBOS	3265.00

TERMOINOX*
Su Terma Solar

TIENDA PRINCIPAL: Alvarez Thomas 412 A
Telefonos: 054-222096 RPC: 946716015
Lic. Juan de Dios Guitierrez
DEPARTAMENTO DE VENTAS
Email: donatto2002@hotmail.com
juandedios@termoinox.com

TERMOINOX*
Su Terma Solar

TIENDA PRINCIPAL: Alvarez Thomas 412 A
Telefonos: 054-222096 RPC: 946716015
Lic. Juan de Dios Guitierrez Ramos
DEPARTAMENTO DE VENTAS
Email: donatto2002@hotmail.com
juandedios@termoinox.com

5 AÑOS DE GARANTIA

TRANSPORTE DE INSTALACION

KIT DE ACCESORIOS

1ER AÑO DE MANTENIMIENTO GRATUITO

ACERO INOXIDABLE

LIMA: Av. Tomás Marsano 505 2do Piso Surquillo / Telefax: 01-2265738 RPC: 946716012 RPM: #0122266 Nextel: (99)409*5828

AREQUIPA Planta: Av. Socabaya 803 San Martín de Socabaya Telf: 054-437547

Tienda1: Alvarez Thomas 219 Cercado / Telf: 054-231367 Tienda2: Alvarez Thomas 412-A Cercado / Telf: 054- 222096

Tienda3 Distribuidor Autorizado: Av. Trinidad Morán H-14 Urb. León XIII - Cayma Telf: 054-257030

La instalación es a partir de los aranceles en el hecho, hasta 2 metros a la redonda / Los precios incluyen IGV / Regulador para crédito fotográfico del DNI y recibo de agua o luz / Proforma válida por 15 días.

AGUA CALIENTE SANITARIA **acs**


SUPERSOL

LÍDERES EN ENERGÍA SOLAR

Oficina: Av. Virgen del Pilar N° 140 - Cercado
☎ 054-243570

Sucursal: Alvarez Thomas 303 - Cercado
☎ 054-631125 - ☎ 959902415 - 959170555

E-mail ✉ : supersol_fredy@hotmail.com
www.supersolsac.com
www.supersoltermas.com



PISCINA TEMPERADA
MARIANO MELGAR


PROFORMA N° 000428

Nombre: *Sergio Machado* 201 958314667 RPC



Dirección:

CANT.	DESCRIPCION / PRODUCTO	PRECIO TOTAL
01	<i>Oferta</i> <i>100 litros al día</i> <i>en 2 módulos</i> <i>S/ 4800.00 de 25 cl</i>	



Daniel R.
95-9167448 RPC



THERMAS INDUSTRIALES

PISCINA TEMPERADA

ELECTRON **Diners Club International** **AMERICAN EXPRESS** **MasterCard** **VISA**

INCLUYE

- Instalación y Accesorios
- Sistema Auxiliar Eléctrico
- 5 Años de Duración
- Servicio Técnico Permanente

La Instalación es a 2 m. del arranque en el techo

5 Años
Garantía

Nuestras unidades de Transporte, están siempre listas, para un servicio Rápido y Efectivo