



INSTITUTO TECNOLÓGICO DE COSTA RICA

ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO INDUSTRIAL



RILESA CR

FLORIDA ICE & FARM Co.

“DISEÑO DE EFICIENCIA ENERGÉTICA, PARA EL APROVECHAMIENTO DE CALOR RESIDUAL Y DISMINUCIÓN DE HUELLA CARBONO, EN PLANTA PEPSI”

INFORME DE PRÁCTICA DE ESPECIALIDAD PARA OPTAR POR EL GRADO DE LICENCIATURA EN INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO INDUSTRIAL

JOSÉ EDUARDO VÍQUEZ HERNÁNDEZ

BARREAL DE HEREDIA

JUNIO, 2015



engineerscanada

Escuela Acreditada por el Canadian Engineering Accreditation Board (CEAB)

Profesor Guía:

Ingeniero Manuel Centeno.

Asesor Industrial:

Ingeniero Dennis García. (FIFCO)

Ingeniero Esteban Solís. (RILESA)

Jurado:

Ingeniero Óscar Monge.

Ingeniero Juan José Montero.

Información del Estudiante

Nombre: José Eduardo Víquez Hernández

Cédula: 1-1466-0536

Carné TEC: 201024722

Dirección de Residencia: San José, Desamparados, San Antonio. 125 metros Noreste de la GAO. Casa 63-E.

Teléfono Celular: 8545-4103

Email: viquez27@gmail.com

Información del Proyecto

Nombre del Proyecto:

Diseño de Eficiencia Energética, para el aprovechamiento de calor residual y disminución de huella carbono, en la planta Pepsi.

Profesor Asesor: Ingeniero Manuel Centeno

Horario de Trabajo: Lunes a Viernes de 8 am a 4 pm.

Información de la Empresa Consultora

Nombre: RILESA CR.

Dirección: San Pedro de Poás, Alajuela.

Teléfono: 2448-6449 / 8812-6907

Actividad: Venta e instalación de calentadores solares y fotovoltaicos. Auditorías de Eficiencia Energética.

Información de la Empresa donde se realiza el Proyecto

Nombre: Embotelladora Centroamericana, Pepsi, Florida Ice & Farm Co.

Dirección: 200 m Este y 100 Norte de la Zona Franca Metropolitana, Barreal Heredia.

Teléfono: 2437-7321

Actividad: Elaboración de bebidas carbonatadas.

Dedicatoria

A mi padre José Eduardo Víquez, por cuidarme desde el Cielo, gracias por ser mi modelo por seguir y enseñarme a ser una persona dedicada, impecable, luchadora y de buen corazón. Contigo hasta el final Pa!

A mi madre Olga Hernández, por enseñarme el valor de la perseverancia, la humildad y a seguir los sueños sin importar qué dificultades se presenten en la vida.

A mi hermana Carolina Víquez y a Randall Song, por ser ambos un ejemplo de superación y brindarme toda la ayuda en estos últimos meses. Gracias por enseñarme el valor de dar sin esperar nada a cambio.

A mi hermano Juan Pablo Víquez, por brindarme compañía durante todos estos años y ser un excelente hermano.

A mi novia Catalina Hidalgo, por ser mi apoyo incondicional en las buenas y en las malas. Gracias por todo ese tiempo de calidad que pasamos en la universidad. Lo logramos amor!

Agradecimiento

A la empresa Embotelladora Centroamericana, por permitirme realizar el proyecto de graduación en sus instalaciones.

Agradezco especialmente al ingeniero Dennis García, por brindarme la oportunidad de aprender más y desarrollar mi proyecto en la empresa.

Al ingeniero Esteban Solís, por la confianza en mí para realizar este proyecto.

Al Tecnológico de Costa Rica, especialmente a la profesores de mantenimiento industrial, por compartir todo su conocimiento durante mi enseñanza.

Al ingeniero Manuel Centeno, por brindar el apoyo y orientación durante la realización del proyecto.

Mi más sincero agradecimiento a mis compañeros y futuros colegas, por todos los esfuerzos hechos durante la carrera.

Les agradezco a todas las personas que participaron de una u otra forma en la realización de este proyecto.

TABLA DE CONTENIDO

Tabla de contenido.....	i
Índice de Figuras.....	vi
Índice de Tablas.....	ix
Índice de ecuaciones	xiii
Resumen.....	1
Abstract.....	2
Capítulo 1. Perfil de la empresa	3
1.1. Reseña histórica	4
1.2. Misión y visión de la empresa	7
1.2.1. Misión.....	7
1.2.2. Visión	7
1.3. Valores de la empresa	8
1.4. Organigrama general	9
1.5. Carbono neutral	9
Capítulo 2. Situación actual.....	10
2.1. Definición del problema.....	11
2.2. Objetivos	12
2.2.1. Objetivo general	12

2.2.2. Objetivo específicos	12
2.3. Metodología	13
2.4. Justificación.....	15
Capítulo 3. Marco teórico	16
3.1. Transferencia de calor	17
3.1.1. Conducción	17
3.1.2. Convección	18
3.1.3. Radiación	19
3.1.4. Intercambiadores de calor.....	20
3.2. Sistemas de vapor	21
3.2.1. Eficiencia general de la caldera	22
3.2.2. Vapor flash	23
3.2.3. Trampas de vapor	25
3.2.4. Aislamiento.....	28
3.3. Sistema de refrigeración	30
3.3.1. Amoniaco	33
3.4. Sistema de aire comprimido.....	34
3.5. Calentadores solares	38
Capítulo 4. Análisis de energía en equipos.....	43

4.1. Equipos que consumen vapor.....	44
4.2. Cálculo de energía requerida por los equipos.....	47
4.2.1. Lavadora de envases de vidrio San Martin	47
4.2.2. Saneamiento AICIP	51
4.2.3. Tanque de condensados.....	56
4.2.4. Resumen de energía requerida.....	59
4.3. Cálculo de energía suministrada por equipos.	61
4.3.1. Aire comprimido a 7 Bar.....	62
4.3.2. Aire comprimido a 40 Bar.....	64
4.3.3. Sistema de refrigeración por amoniaco.....	66
4.3.4. Colectores solares	68
4.3.5. Resumen de energía aportada.....	73
Capítulo 5. Balance de energía térmica	76
5.1. Arranque de la planta.....	77
5.2. Funcionamiento de la caldera con la XYP.....	81
5.3. Funcionamiento de lavadora San Martin.....	83
Capítulo 6. Diseño aprovechamiento de calor.....	85
6.1. Esquemas generales del sistema de recuperación.....	86
6.2. Esquema detallado del diseño de aprovechamiento.....	91

6.3. Planos del diseño de aprovechamiento.	94
6.4. Cálculo de bombas de agua necesarias.	97
Capítulo 7. Análisis financiero	108
7.1. OCE 1. Aislar tanques de saneamiento.	110
7.1.1. Cálculo de ahorro en combustible.	110
7.1.2. Lista de materiales por utilizar.	111
7.1.3. Retorno simple de inversión.	111
7.1.4. Cálculo del VAN y del TIR.	112
7.2. OCE 2. Elevar temperatura del tanque de condensados durante el arranque de la caldera.	113
7.2.1. Cálculo de ahorro en combustible.	113
7.2.2. Lista de materiales y equipos por utilizar.	114
7.2.3. Retorno simple de inversión.	115
7.3. OCE 3. Tanque de condensados a 70 °C con la XYP.	115
7.3.1. Cálculo de ahorro en combustible.	115
7.3.2. Lista de equipos por utilizar.	116
7.3.3. Retorno simple de inversión.	117
7.3.4. Cálculo del VAN y del TIR.	118
7.4. OCE 4. Precalentar tanques de lavadora.	119

7.4.1. Cálculo de ahorro en combustible.....	119
7.4.2. Lista de equipos por utilizar.....	120
7.4.3. Retorno simple de inversión.....	121
7.4.4. Cálculo del VAN y del TIR.....	121
7.5. OCE 5. Ajustar válvulas de intercambiadores de lavadora.	122
7.5.1. Cálculo de ahorro en combustible.....	122
7.5.2. Lista de equipos por utilizar.....	123
7.5.3. Retorno simple de inversión.....	124
7.5.4. Cálculo del VAN y del TIR.....	124
7.6. Análisis financiero global del proyecto.	126
Capítulo 8. Impacto ambiental.....	129
Capítulo 9. Conclusiones	137
Capítulo 10. Recomendaciones	139
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	140
Anexos	144
Apéndices	160
Glosario.....	172

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Valores empresariales Florida Ice & Farm Co.	8
Figura 1.2. Organigrama general Florida Ice & Farm Co.	9
Figura 3.1. Recuperación de vapor flash.	24
Figura 3.2. Trampa de vapor cubeta invertida.....	26
Figura 3.3. Trampa de vapor flotador libre.	26
Figura 3.4. Trampa de vapor tipo bimetálica.....	27
Figura 3.5. Trampa de vapor tipo disco.....	27
Figura 3.6. Ciclo teórico con refrigerantes zeotrópicos.	30
Figura 3.7. Diagrama del ciclo teórico refrigerantes azeotrópicos.....	31
Figura 3.8. Ciclo teórico multietapas.	32
Figura 3.9. Diagrama presión – entalpía ciclo teórico multietapas.....	32
Figura 3.10. Esquema de una red de aire comprimido.	35
Figura 3.11. Consumo energético a diferentes cargas.....	36
Figura 3.12. Mapa solar de Costa Rica utilizando estaciones meteorológicas.	40
Figura 3.13. Mapa solar de Costa Rica utilizando datos de satélite.....	41
Figura 3.14. Irradiación global durante el día.	41
Figura 4.1. Medidor de flujo de vapor.....	44
Figura 4.2. Porcentaje de vapor consumido por equipos.	45

Figura 4.3. Caldera marca Cleaver Brooks de 200 BHP.....	46
Figura 4.4. Lavadora de envases de vidrio San Martin.	47
Figura 4.5. Termómetro instalado en el tanque 1 que marca 100 °C.....	50
Figura 4.6. Agua que se evapora en los tanques de la lavadora.	51
Figura 4.7. Tanques de almacenamiento ALCIP.....	52
Figura 4.8. Pantalla interactiva del saneamiento ALCIP.	53
Figura 4.9. Tanque de condensados de 2,6 m ³	58
Figura 4.10. Resumen de la cantidad de energía requerida.	60
Figura 4.11. Compresores de aire a 7 Bar.	62
Figura 4.12. Torre de enfriamiento y compresor Francois de 40 Bar.	65
Figura 4.13. Compresor y tanque de líquido del sistema de refrigeración.	67
Figura 4.14. Colector solar modelo TZ 58/1800-20R1.....	69
Figura 4.15. Resumen de la cantidad de energía residual aprovechable.	74
Figura 6.1. Configuración actual del compresor Francois.	86
Figura 6.2. Configuración propuesta para el compresor Francois.....	87
Figura 6.3. Configuración actual del sistema de refrigeración.	87
Figura 6.4. Configuración propuesta para el sistema de refrigeración.	88
Figura 6.5. Configuración propuesta del sistema de captación solar.	88
Figura 6.6. Configuración propuesta de los colectores en serie - paralelo.....	89

Figura 6.7. Configuración propuesta del sistema de aire comprimido.....	90
Figura 6.8. Configuración propuesta del sistema de circuito cerrado.....	90
Figura 6.9. Esquema detallado del diseño de aprovechamiento de calor.	92
Figura 6.10. Diseño de recuperación de calor en planta.....	95
Figura 6.11. Diseño de recuperación de calor ubicación colectores solares.....	96
Figura 6.12. Distribución de tuberías circuito principal colectores solares.	102

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4.1. Consumo de vapor por equipo en planta.	45
Tabla 4.2. Datos del fabricante lavadora envases de vidrio.	48
Tabla 4.3. Datos actualizados lavadora envases de vidrio.	48
Tabla 4.4. Energía requerida por la lavadora de envases de vidrio.	49
Tabla 4.5. Requisitos mínimos de temperatura en el saneamiento.....	54
Tabla 4.6. Temperaturas finales de los tanques aislados del saneamiento.	55
Tabla 4.7. Registro de temperatura en tanque de condensados.	57
Tabla 4.8. Energía perdida por convección en el tanque de condensados.....	58
Tabla 4.9. Energía requerida por el tanque de condensados.	59
Tabla 4.10. Resumen de energías requeridas y temperaturas de operación.....	60
Tabla 4.11. Datos compresores a 7 Bar.....	62
Tabla 4.12. Energía suministrada por compresor Kaeser.	63
Tabla 4.13. Rango de temperaturas de la torre de enfriamiento.	64
Tabla 4.14. Energía suministrada por compresor Francois.....	65
Tabla 4.15. Datos técnicos intercambiador de amoniaco fuera de uso.	66
Tabla 4.16. Energía suministrada por el desuperheater de amoniaco.	68
Tabla 4.17. Datos climatológicos de la zona de Alajuela.	70

Tabla 4.18. Especificaciones del certificado solar modelo TZ58/1800-20R1	71
Tabla 4.19. Producción de energía solar por mes.....	72
Tabla 4.20. Energía suministrada por un colector solar en un día.	73
Tabla 4.21. Resumen de energías aportadas y temperaturas máximas.	74
Tabla 5.1. Cantidad de colectores solares por utilizar.....	78
Tabla 5.2. Balance de energía en el tanque de condensados.	79
Tabla 5.3. Temperatura final del tanque de condensados.	80
Tabla 5.4. Balance de energía XYP en funcionamiento.	82
Tabla 5.5. Balance de energía lavadora en funcionamiento.	84
Tabla 6.1. Selección bomba del circuito de tanque de condensados.....	98
Tabla 6.2. Selección bomba del intercambiador de la lavadora.	99
Tabla 6.3. Selección bomba del circuito de tanque de lavadora.	100
Tabla 6.4. Selección bomba intercambiador colectores solares.	101
Tabla 6.5. Selección diámetro tubería circuito principal colectores solares.	102
Tabla 6.6. Selección bomba del circuito principal colectores solares.....	103
Tabla 6.7. Selección bomba del intercambiador del Francois.	104
Tabla 6.8. Selección bomba del circuito de Francois.	105
Tabla 6.9. Selección bomba del circuito del desuperheater de amoniaco.	106
Tabla 6.10. Selección bomba del intercambiador Kaeser.	107

Tabla 7.1. Ahorro de combustible por aislar tanques de saneamiento OCE 1.....	110
Tabla 7.2. Inversión para aislar tanques de saneamiento OCE 1.....	111
Tabla 7.3. Retorno simple de inversión OCE 1.....	111
Tabla 7.4. Cálculo del VAN y del TIR para OCE 1.....	112
Tabla 7.5. Ahorro de combustible al elevar temperatura de arranque OCE 2.....	113
Tabla 7.6. Inversión para calentar tanque de condensados en el arranque OCE 2.	114
Tabla 7.7. Retorno simple de inversión OCE 2.....	115
Tabla 7.8. Ahorro de combustible al aumentar temperatura del tanque de condensado OCE 3.....	116
Tabla 7.9. Inversión para calentar tanque de condensados OCE 3.....	117
Tabla 7.10. Retorno simple de inversión de la OCE 3.....	118
Tabla 7.11. Cálculo del VAN y del TIR en la OCE 3.....	118
Tabla 7.12. Ahorro de combustible al precalentar la lavadora OCE 4.....	119
Tabla 7.13. Inversión para precalentar tanques de lavadora OCE 4.....	120
Tabla 7.14. Retorno simple de inversión en la OCE 4.....	121
Tabla 7.15. Cálculo del VAN y del TIR en la OCE 4.....	121
Tabla 7.16. Ahorro de combustible al disminuir la temperatura de la lavadora OCE 5.	122
Tabla 7.17. Inversión para disminuir temperatura de lavadora OCE 5.....	123
Tabla 7.18. Retorno simple de inversión con válvulas nuevas OCE 5.....	124

Tabla 7.19. Cálculo del VAN y del TIR de la OCE 5.	124
Tabla 7.20. Retorno simple de inversión con la capacitación OCE 5.....	125
Tabla 7.21. Cálculo del VAN y del TIR con capacitación OCE 5.....	125
Tabla 7.22. Inversión total del diseño de recuperación de calor.	127
Tabla 7.23. Retorno simple de inversión global.	128
Tabla 7.24. Cálculo del VAN y del TIR global.	128
Tabla 8.1. Huella de carbono por aislar tanques de saneamiento OCE 1.....	130
Tabla 8.2. Huella de carbono por calentar tanque condensados en arranque OCE 2.	131
Tabla 8.3. Huella de carbono por mantener tanque condensado a 70 °C OCE 3.	132
Tabla 8.4. Huella de carbono por precalentar tanques lavadora OCE 4.	133
Tabla 8.5. Huella de carbono por ajustar válvulas de lavadora OCE 5.	134
Tabla 8.6. Huella de carbono anual producida por las bombas.	135
Tabla 8.7. Resumen de disminución en la huella de carbono.	136

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1. Fórmula para la transferencia de calor por conducción.....	18
Ecuación 2. Fórmula para la transferencia de calor por convección.....	19
Ecuación 3. Fórmula para la transferencia de calor por radiación.	19
Ecuación 4. Fórmula para el método directo de la eficiencia global de la caldera.	22
Ecuación 5. Fórmula para calcular el porcentaje de vapor flash.	23
Ecuación 6. Fórmula para obtener la energía necesaria para calentar un tanque. ...	160
Ecuación 7. Fórmula utilizada para obtener energía perdida por conducción.....	161
Ecuación 8. Fórmula para obtener la tasa de variación en la temperatura.	161
Ecuación 9. Fórmula para obtener la temperatura final de tanque aislado.	161
Ecuación 10. Fórmula para obtener el flujo de energía en los equipos.....	163
Ecuación 11. Fórmula para el ángulo de incidencia solar.	164
Ecuación 12. Pérdidas por inclinación y orientación.	164
Ecuación 13. Eficiencia global del colector de tubos al vacío.	164
Ecuación 14. Energía entregada por cada colector solar.....	164
Ecuación 15. Cantidad de colectores necesarios.....	164
Ecuación 16. Altura mínima del colector para el hemisferio Norte.	167
Ecuación 17. Cálculo de cabeza total de la bomba de agua.....	170
Ecuación 18. Cálculo de los litros consumidos por la caldera.....	171

RESUMEN

Este proyecto fue elaborado en la empresa Pepsi, ubicada en Ulloa de Heredia. El cambio climático es un tema de vital importancia para las empresas y de esta forma buscan aportar mediante la reducción de su propia huella carbono. La planta Pepsi no se queda atrás y por esta razón cuenta con tres fases para lograr el objetivo, las cuales son: Medir, Reducir y Compensar.

El presente proyecto busca reducir la mayor cantidad de combustible búnker consumido por la empresa. Actualmente cuenta con una caldera pirotubular de 200 BHP la cual en ocasiones trabaja solo para alimentar un equipo. Esto provoca el consumo innecesario de combustible y aumenta las emisiones de CO₂ producidas por la empresa.

Mediante el diseño de un sistema de recuperación de calor se aprovecha la mayor cantidad de energía de los sistemas de aire comprimido y del sistema de refrigeración por amoniaco. Además se propuso la utilización de colectores solares para contar con un respaldo de energía limpia.

En cuanto a los sistemas que se van a intervenir, está el saneamiento AICIP, la lavadora de envases de vidrio San Martin y el tanque de condensados de la caldera. El equipo con mayor consumo de energía es la lavadora, por lo que su precalentamiento genera un ahorro significativo.

El diseño cuenta con una serie de intercambiadores de calor que extraen gran cantidad de energía de los sistemas y mediante un circuito cerrado de agua caliente se direcciona hacia la lavadora, y el tanque de condensados.

Palabras claves: Pepsi, huella de carbono, búnker, caldera, emisiones de CO₂, recuperación de calor, aire comprimido, colectores solares, refrigeración, intercambiador de calor.

ABSTRACT

This project was developed in the Pepsi Company located in Ulloa Heredia. The climate change is a theme of fundamental importance for the enterprises and they seek to contribute by reducing its own carbon footprint. Pepsi Company is not far behind and for this reason counts in three phases to achieve the objective: Measure, reduce and compensate.

This project seeks to reduce the quantity of bunker fuel mayor consumed by the company. It currently has a shell boiler of 200 BHP which sometimes only works for feeding one equipment. This causes unnecessary fuel consumption and increases emissions of CO₂ from the company.

By designing a heat recovery system the most energy of compressed air systems and ammonia cooling system is utilized. In addition the use of solar collectors is for having a cleaned energy proposed.

As for the systems that will be intervened is the Alcip sanitation, San Martin washing glass machine and tank boiler condensate. The equipment with the mayor energy consumption is the washing machine, so its preheating generates significant savings.

The design features a series of heat exchangers that extract large amounts of energy from the systems and directs it towards the washing machine and condensate tank through a closed hot water circuit.

Keywords: Pepsi, carbon footprint, bunker, boiler, CO₂ emissions, heat recovery, compressed air, solar collectors, cooling, heat exchanger.

Capítulo 1. Perfil de la empresa

1.1. Reseña histórica

El origen de la industria cervecera costarricense se remonta a 1852, cuando se otorgaron los dos primeros permisos para la fabricación de cerveza a los señores Napoleón Millet y Juan M. Young.

El alemán Arturo Kopper y el inglés Hasland, establecieron en 1867 una fábrica de cerveza en Cartago. Un año después, el gobierno del Dr. José María Castro Madriz encargó al Sr. Carlos Johanning la construcción y operación de una cervecería en San José.

José Traube importa de Alemania el primer equipo cervecero industrial en el año 1888, con el que fabrica las marcas Pájaro Azul, Selecta y Traube Pilsen; esta última sigue comercializándose hoy bajo el nombre de Pilsen.

El 16 de Setiembre de 1908, los hermanos Lindo Morales fundan la Florida Ice & Farm Co. en San José. Esta empresa era la propietaria de una finca en La Florida de Siquirres, en Limón, que a su vez, tenía una fábrica de hielo. Su nombre lo debe a esa combinación de factores y está en inglés, por ser este un idioma común en la zona Atlántica de nuestro país, en aquella época. Para 1912, la Florida Ice & Farm adquiere la Cervecería Traube.

En 1914, el español Manuel Ortega establece la Cervecería Ortega y fabrica entre otras, las cervezas Imperial y Bavaria. Para el año 1957, la Florida Ice & Farm Co. adquiere la fábrica del señor Ortega y continúa produciendo dichas marcas actualmente.

La necesidad de ampliar la producción y de efectuarla fuera del casco urbano, motivan la construcción de una nueva planta cervecera por parte de Florida Ice & Farm en Echeverría de Heredia, inaugurada en 1966 con el nombre de Cervecería Costa Rica.

Ese mismo año, un grupo de emigrantes cubanos que añora producir la famosa cerveza cubana Tropical, se asocia con inversionistas costarricenses y de otras latitudes para fundar la Cervecería Tropical. La cerveza del mismo nombre sale a la venta en agosto de 1970. Después de varios años de intensa competencia, en 1977, Florida Ice & Farm adquiere una participación mayoritaria en Cervecería Tropical y en 1998 termina de adquirir las acciones que estaban en manos de otros inversionistas, formando así una sola empresa.

Para 1987, Florida inicia sus inversiones en los otros países centroamericanos al asociarse con Envases del Istmo S.A., empresa dedicada a la producción de envases de lata y a Comegua S.A., productora de envases de vidrio. En 1993 funda con otras empresas centroamericanas el Consorcio Cervecerero Centroamericano (COCECA) que invierte en la industria cervecera de Nicaragua.

En 1994, ante las perspectivas del desarrollo turístico e inmobiliario en la provincia de Guanacaste y la necesidad de inversionistas nacionales que impulsarán ese desarrollo, Florida Ice & Farm Co (FIFCO) invierte con el Grupo Situr de México en la empresa Ecodesarrollo Papagayo y en 1993, junto con el Grupo Bavaria de Colombia, en el proyecto que hoy se conoce como Reserva Conchal.

En el 2002, a raíz de la diversificación de sus inversiones y campos de actividad, Florida Ice & Farm Co. crea tres subsidiarias: Florida Bebidas, Florida Inmobiliaria (a cargo de las inversiones en bienes raíces) y Florida Capitales (vela por las inversiones en otras empresas, dentro y fuera de Costa Rica).

En el año 2002, Florida establece una alianza estratégica con Heineken International B.V. al adquirir esta empresa un 25% de las acciones de Florida Bebidas S.A.

Ese mismo año, las dos empresas compran la Cervecería El Barú de Panamá. Para el 2006, Florida adquiere Industrias Alimenticias Kern`s de Guatemala. En el 2007, Florida adquiere las empresas Embotelladora Centroamericana, S.A. y Distribuidora Centroamericana de Bebidas, productora y distribuidora, respectivamente, de las marcas de Pepsico, Inc. en Costa Rica. A su vez, adquiere el 42.5% de Reserva Conchal, activos que anteriormente pertenecían a SAB-Miller.

A finales del año 2011, FIFCO inició un intenso período de crecimiento, con la adquisición de Musmanni, empresa dedicada a elaborar productos de panadería y repostería, así como su distribución mediante el modelo de franquicia.

Posteriormente, FIFCO incursionó en la categoría de lácteos mediante una alianza con Coopeleche y la comercialización de los productos Mú!, y consolidó su participación en el segmento de vinos y destilados, gracias a una alianza con Diageo de Costa Rica.

Además se dedica a producir y distribuir bebidas y alimentos en Centroamérica, el Caribe y Estados Unidos principalmente, así como a negocios inmobiliarios en la provincia de Guanacaste, Costa Rica, e inversiones varias.

Su sede se encuentra en Costa Rica, y cuenta con operaciones en Guatemala, El Salvador y recientemente en Estados Unidos, al adquirir la empresa North American Breweries (NAB) en octubre de 2012.

En la actualidad, cuenta con más de 2.700 productos, entre ellos, cerveza, vino, licores, bebidas alcohólicas saborizadas, así como agua embotellada, jugos, refrescos, néctares, tés, bebidas carbonatadas, bebidas energizantes, leche y derivados, frijoles, conservas, salsa de tomate y productos de panadería. Tiene, en total, más de 5.700 colaboradores y 2.400 accionistas, de los cuales ninguno posee más del 10% de las acciones totales de la compañía.

1.2. Misión y visión de la empresa

1.2.1. Misión

"Ser la empresa líder de bebidas y conservas en Centroamérica, en términos de creación de valor económico, social y ambiental, excediendo las expectativas de sus consumidores, en beneficio de sus clientes, colaboradores, accionistas y las comunidades en donde actúa".

1.2.2. Visión

Liderazgo de mercado: Ser una empresa que ostenta el primero o segundo lugar en participación de mercado en todas las categorías de bebidas en las que participa.

Enfoque en clientes y consumidores: Ser una empresa que consistentemente excede las expectativas de sus clientes y consumidores, por medio de la permanente innovación y desarrollo de sus marcas, productos, y servicios de reconocida calidad superior.

Operación de clase mundial: Ser una empresa reconocida por sus prácticas de negocios de clase mundial, destacada por su ejecución en el punto de venta, eficiente gestión de manufactura y cadena de suministro, que le dan una ventaja competitiva en costos.

Opción laboral de presencia: Ser una empresa reconocida por valorar y desarrollar el talento humano, lo que la sitúa entre las primeras cinco empresas de preferencia de los mercados laborales en donde actúa.

Creación de valor: Ser una empresa que alcanza consistentemente sus objetivos de rentabilidad y retorno sobre inversión, garantizando el crecimiento sostenible de largo plazo.

Responsabilidad social corporativa: Ser una empresa cuyas prácticas de negocios son consistentes con su código de ética, sus compromisos ambientales, el desarrollo del país y de las comunidades en las que actúa.

1.3. Valores de la empresa

La siguiente figura muestra el conjunto de valores presentes en la empresa.

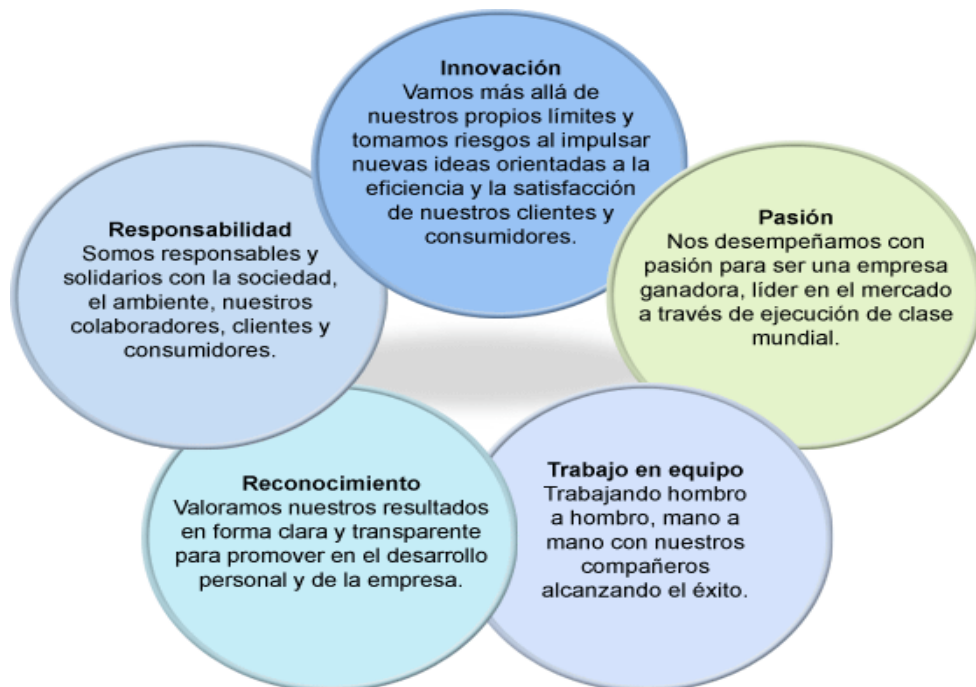


Figura 1.1. Valores empresariales Florida Ice & Farm Co.

Fuente: (FIFCO, 2015).

1.4. Organigrama general



Figura 1.2. Organigrama general Florida Ice & Farm Co.

Fuente: (FIFCO, 2015).

1.5. Carbono neutral

Florida Ice & Farm Co. se fijó como objetivo llegar a ser una empresa carbono neutral en el año 2017. De esta manera, la empresa aborda un tema vital como lo es el cambio climático, y busca aportar mediante la reducción de su propia huella de carbono.

Para lograrlo, debe cumplir con tres fases:

- Medir los gases de efecto invernadero que genera. Ello se logró en el 2012 con la certificación de la huella de carbono mediante la norma INTE-ISO 14064.
- Reducir o eliminar las fuentes que los generan (combustibles fósiles, consumo eléctrico, uso de refrigerantes, entre otros.)
- Compensar la huella a través de iniciativas de reforestación y proyectos de energía limpia.

Capítulo 2. Situación actual

2.1. Definición del problema

Actualmente la empresa Pepsi cuenta con una caldera de tipo pirotubular, marca Cleaver Brooks de 200 BHP, la cual utiliza búnker para la generación de vapor. Su uso está apegado estrictamente al movimiento de la producción, ya que en algunas ocasiones trabaja de forma continua y otras de forma muy discreta.

Su uso intermitente provoca que el tanque de condensados se encuentre a una temperatura muy baja y esto se traduce en gastos innecesarios en consumo de búnker. Se realizó una inspección en la caldera para anotar el rango de temperaturas que maneja el condensado. Se determinó que cuando la producción es baja su temperatura ronda los 30°C y cuando es alta ronda los 70°C.

Además existen equipos, como la etiquetadora XYP, que no cuentan con retorno de condensado por lo que el tanque se mantiene a una temperatura muy baja. La lavadora de envases de vidrio es un equipo fundamental para la producción y utiliza agua caliente para la desinfección de los envases. Su consumo de vapor es excesivo.

En cuanto a los demás equipos que consumen vapor, está el proceso de saneamiento a los tanques de jarabes y a las líneas de producción. En algunas ocasiones la caldera está funcionando todo el día solo para suministrar vapor dos o tres horas para este proceso.

Por estas razones, el mayor problema encontrado en la empresa es de carácter energético, específicamente en el consumo excesivo de combustible búnker en la caldera. Disminuir este consumo no solo ayuda económicamente a la empresa sino que se reduce significativamente la huella carbono de la planta.

2.2. Objetivos

2.2.1. Objetivo general

Diseñar el sistema de aprovechamiento de calor residual y disminución de huella carbono, para la planta de Pepsi.

2.2.2. Objetivo específicos

- Comprender el funcionamiento de los sistemas electromecánicos de donde se obtendrá el calor residual.
- Analizar las áreas donde se puede calentar agua y reducir el consumo de vapor utilizando el calor residual de otros sistemas.
- Disminuir el consumo de combustible en la caldera mediante el aumento de la temperatura del tanque de condensados.
- Calcular y dimensionar todos los accesorios necesarios para la puesta en marcha de los nuevos sistemas.
- Determinar el retorno de inversión del proyecto.
- Calcular la disminución de la huella de carbono.

2.3. Metodología

1. Funcionamiento de sistemas:

El primer paso consistió en familiarizarse con el funcionamiento de los sistemas que podían ser posibles fuentes de aprovechamiento de calor. Se reunieron los datos técnicos de la maquinaria actual, distribución en planta y distancias entre la caldera y los demás sistemas.

2. Áreas donde se puede calentar agua:

Se realizó un estudio de cada equipo que utiliza vapor para calentar agua y así determinar si era factible reducir el consumo de vapor al precalentar el agua..

3. Disminución del consumo de combustible:

Se deseaba elevar la temperatura del agua en el tanque de condensados debido a que el uso de equipos que consumen vapor es muy intermitente. La temperatura del tanque de condensados es muy baja cuando se utiliza la XYP por lo que se analizó la posibilidad de colocar un intercambiador de calor sumergido en el interior del tanque. La XYP es una etiquetadora termo formadora que utiliza vapor vivo para adherir las etiquetas a los refrescos Milory. Es importante mencionar que para la implementación de las medidas citadas se debe respetar el Reglamento de Calderas en cuanto a instalaciones dentro del cuarto de calderas.

4. Calcular y dimensionar los equipos y accesorios:

Parte de la propuesta de diseño del nuevo sistema consistió en la elaboración de planos de la solución encontrada. Se realizó una lista de materiales, equipos y dispositivos necesarios para implementar el proyecto. Se dimensionó válvulas de servicios, manómetros, bombas, cantidad de calentadores solares, intercambiadores de calor, válvulas eléctricas, entre otros.

5. Retorno de inversión:

Se desarrolló una comparación de la cantidad de dinero que tiene que invertir la empresa con los ahorros obtenidos en un plazo de cinco años. Esto mediante los indicadores financieros como el VAN y el TIR. Se utilizó un valor del 5% para la inflación y una tasa básica pasiva del 7%. Además se calculó la cantidad de años en que se recupera la inversión del proyecto.

6. Disminución de la huella de carbono:

Se realizó una proyección en el ahorro de combustible en la caldera con la implementación del proyecto y así se calculó la disminución en los gases de efecto invernadero producidos por la empresa. Se utilizó la tabla de factores de emisión emitida por RECOPE para el combustible búnker.

2.4. Justificación

La empresa Pepsi aplica una política ambiental estricta. Por esta razón cuenta con diferentes proyectos para alcanzar metas como lo son agua neutral, carbono neutral y dimensión ambiental. Además posee programas como lo son: cero desechos, programa de reciclaje y compras sostenibles.

Gracias a la necesidad de contar con un menor impacto ambiental, nace la idea de ser una empresa carbono neutral en el 2017. De esta manera, la empresa aborda un tema vital como lo es el cambio climático, y busca aportar mediante la reducción de su propia huella de carbono.

Este proceso se debe hacer en tres fases. La primera es la medición de los gases de efecto invernadero, por lo que en 2012 la empresa se certificó con la norma INTE-ISO 14064. La segunda es reducir o eliminar fuentes de generación de los gases y la tercera es compensar la huella a través de iniciativas de reforestación y proyectos de energía limpia.

Este proyecto buscó aportar en el segundo y tercer punto para lograr la meta de ser una empresa carbono neutral. Por esta razón, en el segundo punto, se pretendió disminuir el consumo del búnker ya que es el sistema con mayor generación de CO₂ en la planta. Para contribuir con el tercer punto se decidió utilizar energía limpia mediante el uso de calentadores solares.

De esta forma se disminuye la huella de carbono producida por la empresa y a su vez se genera un ahorro energético.

Capítulo 3. Marco teórico

3.1. Transferencia de calor

Para tener conocimiento sobre que trata esta sección se debe definir la palabra calor. Según Cengel (2007), el calor es “la forma de energía que se puede transferir de un sistema a otro como resultado de una diferencia de temperaturas”. La transferencia de calor es la ciencia que explica las razones por las cuales se produce este fenómeno, mientras que la termodinámica se centra en medir las cantidades de la transferencia.

Un principio básico de la transferencia de calor es que la energía fluye del sistema a mayor temperatura hacia el de menor temperatura. El proceso se detiene cuando se llega a un equilibrio térmico, es decir, que los dos sistemas poseen la misma temperatura. Esto es conocido como el Principio Cero de la Termodinámica.

Existen tres formas de transferencia de calor, las cuales se detallan a continuación.

3.1.1. Conducción

La conducción es “la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas”. (Cengel, 2007). Esto quiere decir que un requisito para la ocurrencia de una transferencia de calor por conducción los elementos o sustancias deben estar en contacto físico.

Al mencionar la palabra sustancia se entiende como el líquido, sólido y gas. Cabe mencionar que en los líquidos y gases la conducción se da, específicamente, por difusión y colisión de las moléculas, mientras que para los sólidos se da por medio de las vibraciones de sus moléculas. (Cengel, 2007)

La razón de cambio en la temperatura de una determinada sustancia u objeto depende de varios factores, como lo son: el área superficial del objeto, el espesor, tipo de material, diferencia de temperatura, entre otros. Es aquí donde los materiales aislantes entran a contrarrestar esta razón de cambio. Su función principal es la de reducir la pérdida de calor del objeto aislado. Se debe mencionar que esa reducción también depende del espesor del material aislante. (Cengel, 2007)

La fórmula para calcular la transferencia de calor por medio de la conducción es la siguiente:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx}$$

Ecuación 1. Fórmula para la transferencia de calor por conducción.

Donde k es la constante de conductividad térmica del material, lo que significa que mide la capacidad de un material de conducir el calor. Analizando la fórmula se puede ver como la cantidad de energía es proporcional al área de transferencia al igual que el diferencial de temperatura. En cambio a menor espesor del objeto mayor va a ser la energía transferida.

Se debe aclarar que el área siempre es perpendicular a la dirección de la transferencia. Un valor alto de conductividad térmica indica un buen conductor del calor, mientras que un valor bajo de conductividad térmica indica un muy buen aislante.

3.1.2. Convección

La convección es “el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos”. (Cengel, 2007). A mayor rapidez del fluido, mayor va a ser la transferencia. Si este fluido no está en movimiento, la transferencia sería solamente por conducción pura.

Existen dos tipos de convección: la forzada y la natural. Se dice que la convección es natural cuando el fluido es movilizadado por el cambio de densidad del mismo al existir un diferencial de temperatura, mientras que es forzada cuando se utilizan medios externos como ventiladores o el viento. (Cengel, 2007)

La fórmula para calcular la transferencia de calor por medio de la convección es la siguiente:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s (T_s - T_{\infty})$$

Ecuación 2. Fórmula para la transferencia de calor por convección.

Donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección, la cual no es una propiedad del fluido, sino un parámetro experimental que depende de muchas variables. Esta fórmula toma en cuenta el área superficial y la temperatura superficial del fluido. La T_{∞} se refiere a la temperatura del fluido más alejado de la superficie de contacto.

3.1.3. Radiación

La radiación es “la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas como resultados de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas”. (Cengel, 2007). Este tipo de transferencia es la más rápida de todas, ya que no necesita la presencia de un medio y viaja a la velocidad de la luz.

Es importante mencionar que la radiación se da, prácticamente, en todos los elementos del universo, ya que cualquier cuerpo con una temperatura mayor al cero absoluto emiten radiación térmica. La razón para calcular la transferencia de calor por medio de radiación es la siguiente:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alred}^4)$$

Ecuación 3. Fórmula para la transferencia de calor por radiación.

Donde ε es la emisividad de la superficie y σ es la constante de Stefan – Boltzmann. La emisividad oscila entre valores de 0 y 1, por lo que es máximo cuando toma un valor de 1. Esto es llamado cuerpo negro, el cual emite la máxima radiación y es una superficie idealizada. (Cengel, 2007)

3.1.4. Intercambiadores de calor

Existen diferentes tipos de intercambiadores de calor. El más sencillo de todos, es el de tubo doble, el cual a su vez se subdivide en contra flujo y flujo paralelo. Otro tipo es el compacto, el cual es más usado debido a su relación de peso y volumen.

En la industria se maneja el intercambiador de tubos y coraza, ya que cuenta con cientos de tubos empacados en un casco. La desventaja de este tipo de intercambiador de calor, es su gran tamaño y peso. Dependiendo de su configuración de tubos se puede subdividir en paso de tubos y pasos de coraza.

Otro tipo es de placas y armazón, el cual contiene placas corrugadas que facilita la transferencia entre los dos fluidos. La ventaja que posee es la capacidad de aumentar la transferencia y la capacidad al añadirle más placas.

El intercambiador regenerativo es de tipo estático. Esto quiere decir que posee una masa porosa, la cual almacena gran cantidad de calor. Los fluidos caliente y frio se introducen de manera alternada por lo que la matriz sirve como un almacenamiento temporal de calor.

Al utilizar un intercambiador de calor se debe tomar en cuenta el fluido por utilizar, ya que los aparatos se pueden incrustar y esto provocaría una disminución considerable de la transferencia de calor. Además, si el fluido es contaminante se deben utilizar intercambiadores sellados para evitar que este se combine con el otro fluido o que se escape al ambiente o al recinto donde se encuentre.

3.2. Sistemas de vapor

El vapor se encuentra en estado gaseoso y se produce cuando el agua líquida absorbe suficiente energía para cambiar de estado. Existen dos tipos de vapor: el seco y el húmedo. El vapor seco es cuando todas sus moléculas se encuentran en estado gaseoso, mientras que el vapor húmedo es cuando todavía tiene pequeñas gotas de agua en forma de condensados. (TLV, Teoría del Vapor, 2015)

El vapor ha jugado un papel importante a través de la historia, especialmente en la revolución industrial. Algunas de las aplicaciones en ese momento fueron la locomotora de vapor y el barco de vapor. Actualmente, su utilización se limita como fuente de calor. Esta puede ser directamente al producto que se desea calentar o indirectamente.

Algunas aplicaciones industriales para el contacto directo son cocinar y esterilizar, mientras que para el contacto indirecto están las marmitas, secadores y aplicaciones para derretir. Estos últimos son los más utilizados en la industria ya que su uso se resume en intercambiadores de calor.

Según TLV, Teoría del Vapor (2015) el vapor más utilizado es el saturado. Este se presenta cuando el gas y el agua coexisten juntos a cierta presión y temperatura. El uso de este tipo de vapor tiene varias ventajas, entre las cuales se rescata su gran capacidad de transferir calor latente, el control de temperatura se logra por medio de presión y que su origen es el agua la cual es barata, limpia y segura.

Cabe mencionar, que en la mayoría de plantas, el vapor generado en la caldera es vapor húmedo. Esto quiere decir que al poseer pequeñas partículas de agua se va a disminuir la transferencia de calor y por esta razón es que se deben instalar correctamente las trampas de condensado y las piernas colectoras para facilitar su adecuada extracción.

3.2.1. Eficiencia general de la caldera

Según (IDAE, 2007) existen dos métodos para calcular la eficiencia general de una caldera, los cuales se detallan a continuación:

Directo: Este método se emplea cuando se cuenta con los instrumentos adecuados para medir la cantidad de calor suministrado por el combustible quemado y el total de vapor producido por la caldera. Se utiliza la siguiente fórmula:

$$\eta = \frac{Q_s - Q_p}{Q_s}$$

Ecuación 4. Fórmula para el método directo de la eficiencia global de la caldera.

Donde:

Q_s = Es el calor suministrado por el combustible en BTU.

Q_p = Es el calor perdido en el vapor en BTU.

Indirecto: Cuando no se cuentan con los instrumentos necesarios para medir la cantidad de búnker y de vapor producido se recurre a este método. Se necesitan las mediciones de CO_2 , O_2 y CO en los gases de la chimenea para obtener el dato de eficiencia de combustión.

Una vez obtenido este dato se le restan las pérdidas por radiación de la caldera, las cuales, usualmente, rondan los 3 a 4%. Este método es el más utilizado, ya que el equipo portátil de medición de gases calcula la eficiencia de combustión en el momento de la medición, por lo que es muy práctico.

3.2.2. Vapor flash

El vapor flash “se forma a partir del condensado caliente cuando existe una reducción en la presión”. (TLV, Teoría del Vapor, 2015). La diferencia entre el vapor vivo y el vapor flash es la forma en la que se producen, ya que el primero es generado por la caldera mientras que el segundo se genera cuando el condensado de alta temperatura sufre una caída de presión brusca.

Esto se debe a que el condensado de alta temperatura posee mucha energía que no puede mantenerse en forma líquida a una presión baja, por lo que ese exceso se convierte en porcentaje de vapor flash. Para calcular ese porcentaje generado se utiliza la siguiente fórmula:

$$\% \text{ Vapor flash} = \frac{h_{f1} - h_{f2}}{h_{fg2}}$$

Ecuación 5. Fórmula para calcular el porcentaje de vapor flash.

Donde:

h_{f1} = Entalpía específica del agua en la entrada.

h_{f2} = Entalpía específica del agua en la salida.

h_{fg2} = Calor específico del vapor en la salida.

Como el vapor es menos denso que el condensado, a mayor diferencia de presiones mayor va a ser el porcentaje de vapor generado. Esto se debe a la diferencia del volumen específico que tiene el vapor a diferentes presiones. La calidad del vapor flash es exactamente la misma que la del vapor vivo, por lo que es recomendable, siempre que se pueda, recuperar la máxima cantidad de flash.

Esto representa grandes ahorros de energía, ya que se puede usar el vapor flash en aplicaciones a menor presión y así se estaría reduciendo las nubes de vapor en la planta. En la siguiente figura se puede observar una propuesta de aprovechamiento del vapor flash en la industria.

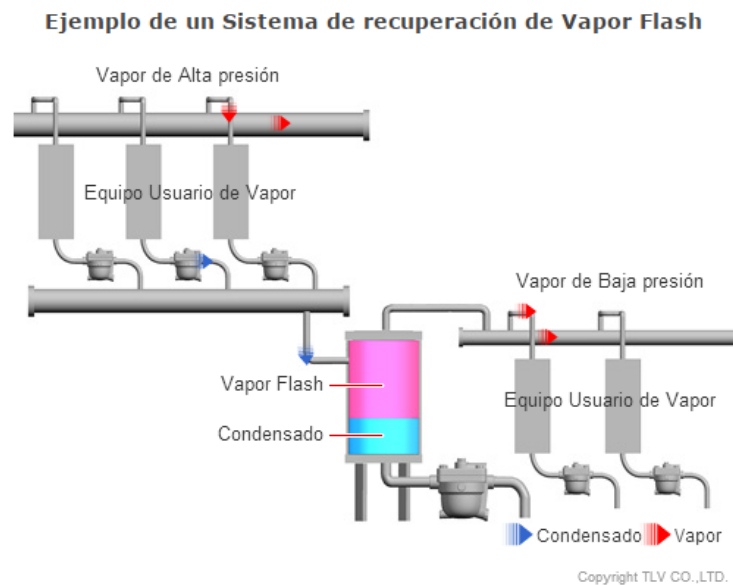


Figura 3.1. Recuperación de vapor flash.

Fuente: (TLV, Teoría del Vapor, 2015).

El condensado del vapor de alta presión se recupera en un tanque, en donde el vapor flash generado se utiliza para aplicaciones con vapor a baja presión. Este método se debe evaluar en conjunto con la recuperación de condensado, ya que están estrictamente ligados y no en todos los casos se puede recuperar el vapor flash.

3.2.3. Trampas de vapor

Según sitio web de TLV (2015), las trampas de vapor son válvulas automáticas que filtran gases no condensables y condensados, sin dejar escapar el vapor.

La principal razón para instalarlas es que el condensado formado por la transferencia de calor aplicada al equipo reduce el área de contacto del vapor, por lo que no se alcanzarían las temperaturas de diseño. Al utilizar la trampa de vapor, el condensado es extraído del sistema en forma eficiente por lo que se asegura la máxima transferencia del calor desde el vapor hacia el usuario.

Las trampas de vapor deben cumplir ciertos requisitos o características para obtener el mayor provecho y así optimizar el uso del vapor. Entre ellos están que la trampa debe descargar completamente el condensado de manera inmediata, además, no debe fugar vapor en ningún momento y por último debe estrictamente descargar los gases no condensables (aire).

Existen diferentes clases de trampas, como lo son las mecánicas, termodinámicas y termostáticas. Cada una se divide en diferentes tipos, los cuales tienen ventajas y desventajas dependiendo de su campo de aplicación. Todas cumplen con los requisitos antes mencionados solo que utilizando diferentes principios de operación.

Con las tecnologías actuales, todas las trampas modernas cuentan con gran durabilidad, facilidad para el mantenimiento y excelente rendimiento. Además, existen gran variedad de proveedores como lo son Armstrong, TLV, Spirax Sarco, entre otros.

A continuación se nombrarán algunos tipos de trampas de vapor según el fabricante TLV.

Cubeta Invertida: Cuenta con una válvula que abre y cierra, debido a la cubeta que flota cuando hay presencia de vapor y se hunde cuando hay condensado. Funciona de forma intermitente y fue la primera trampa inventada, son más robustas y soportan golpes de ariete. Además se pueden abrir para su fácil mantenimiento y son resistentes a la corrosión y desgaste.

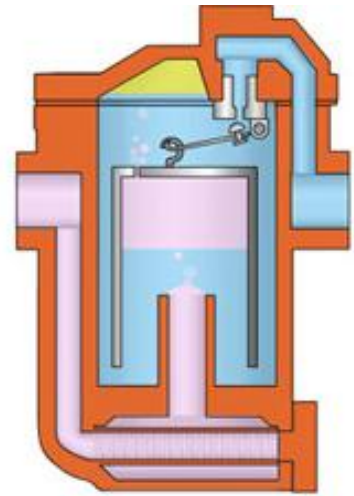


Figura 3.2. Trampa de vapor cubeta invertida.

Fuente: (TLV, Teoría del Vapor, 2015).

Flotador libre: Posee una descarga continua de condensado, ya que el tamaño de la válvula es regulado por un flotador, que ejerce una fuerza en el sello hermético. Al ser utilizado como válvula, el flotador tiene una vida útil muy larga y además, posee otro elemento (ya sea termostato o bimetálico) que se utiliza para ventear el aire frío y caliente.

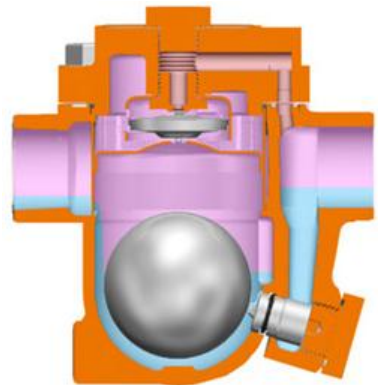


Figura 3.3. Trampa de vapor flotador libre.

Fuente: (TLV, Teoría del Vapor, 2015).

Bimetálica: Estas trampas cuentan con dos tipos de láminas de metal, cada una con un coeficiente de expansión diferente. Cuando cambia la temperatura dentro de la trampa, cambia la forma de la lámina, por lo que se abre o se cierra la válvula de descarga del condensado. Cuenta con un fácil mantenimiento y una vida útil bastante larga.

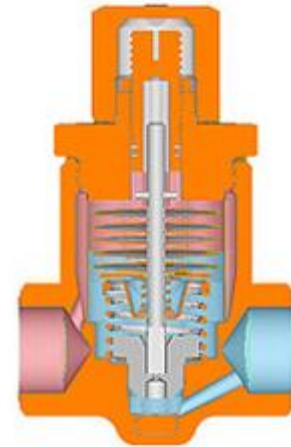


Figura 3.4. Trampa de vapor tipo bimetálica.

Fuente: (TLV, Teoría del Vapor, 2015).

Tipo Disco: La válvula se regula por medio de un disco que está controlado por la variación de presión en la cámara. Cuando entra vapor a la cámara, fluye rápidamente por debajo del disco, creando una baja presión, esto empuja el disco hacia abajo y se cierra la válvula de descarga. Puede verse afectado su funcionamiento si es expuesta al frío o la lluvia.



Figura 3.5. Trampa de vapor tipo disco.

Fuente: (TLV, Teoría del Vapor, 2015).

3.2.4. Aislamiento

El aislamiento es de suma importancia en los sistemas de vapor, ya que la mayoría del calor se pierde en radiación. Las tuberías, válvulas, trampas de vapor y demás accesorios como codos, deben llevar su respectiva camisa de aislante.

En términos de conservación de energía, aislar una tubería con todos sus accesorios representa hasta un 95% de ahorro energético, que se traduce en una caldera más eficiente y menores costos de operación.

Además, una tubería aislada va a evitar que se condense el vapor que transporta, evita quemaduras a personal de la planta y mantiene el vapor a cierta temperatura. La fibra de vidrio es el aislante más común debido a su bajo costo, fácil instalación y no es combustible.

Una desventaja es que no tolera ningún grado de humedad por lo que al entrar en contacto con el agua se debe reemplazar ya que pierde todas sus características. Un material con mejores cualidades para aislante es la lana mineral, que tiene ventajas como soportar una temperatura hasta los 1000 °C y no absorbe humedad.

Para tener un aislamiento económico, se deben tomar en cuenta ciertos factores, porque si bien es cierto a mayor espesor, menor va a ser las pérdidas de calor pero su costo se eleva mucho. Por esta razón en la práctica se tienen tablas que sugieren espesores adecuados dependiendo de la temperatura y diámetro de tubería.

Como, anteriormente, se dijo, los accesorios deben ir cubiertos por aislamiento, pero en el caso de las trampas de vapor no es recomendable en ciertos tipos. Por esta razón, se debe saber exactamente qué tipo de trampa se cuenta en la planta para tomar la decisión de aislar o no.

Las trampas que se pueden aislar totalmente son las del tipo flotador. Como su funcionamiento se basa en la apertura y cierre de la válvula, dependiendo del nivel de condensado que tenga, entonces no hay ningún problema causado por el aislamiento.

En cuanto al tipo de cubeta, se puede aislar ligeramente, ya que si se utiliza aislamiento en exceso, el vapor no se podría condensar y la trampa estaría cerrada todo el tiempo. No se recomienda para aplicaciones en exteriores, ya que el aislante no debe ir descubierto y está sujeto con una malla de hierro.

Las trampas que no se deben aislar son las del tipo de disco y las termostáticas. Su funcionamiento se basa en el enfriamiento para que se abra la válvula, por lo que el aislante provocaría una falla. A pesar de esto, se debe tener especial cuidado de que no se enfríen demasiado, ya que esto provocaría fallas en el sistema de apertura y cierre de la válvula.

3.3. Sistema de refrigeración

La termodinámica está presente en un sistema de refrigeración, ya que sus leyes deben cumplirse. Existen varios modelos teóricos de ciclos de refrigeración mediante compresión, entre los cuales están: El ciclo de Carnot, ciclos con refrigerantes azeotrópicos, ciclos con refrigerante no azeotrópicos, ciclo de Lorenz y ciclos multietapas.

La refrigeración mediante compresión se refiere a que la energía suplida al ciclo es aportada por un compresor, es decir, energía mecánica. Los ciclos con los refrigerantes azeotrópicos y no azeotrópicos son los más utilizados en la actualidad. Se debe recordar que estos ciclos son ideales o teóricos, y que en la realidad cuentan con caídas de presión en el sistema e irreversibilidades que aumentan el consumo de energía en el compresor.

La siguiente figura muestra un esquema del ciclo con refrigerantes azeotrópicos, que según ASHRAE (2009), se puede usar para mantener constante la temperatura durante el cambio de fase a presión constante. A diferencia de este, los no zeotrópicos varían su temperatura al cambiar de fase.

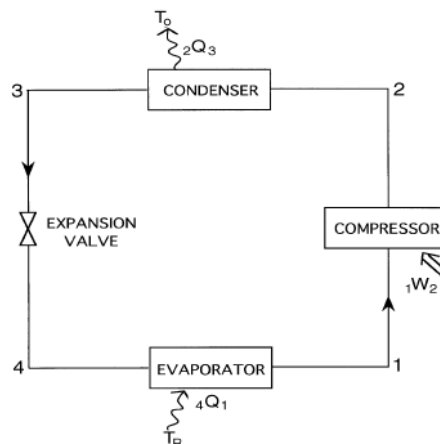


Figura 3.6. Ciclo teórico con refrigerantes zeotrópicos.

Fuente: (ASHRAE, 2009).

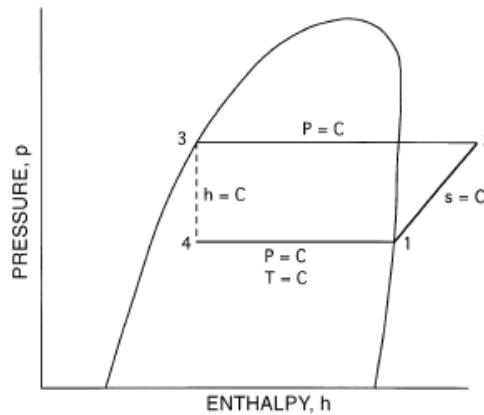


Figura 3.7. Diagrama del ciclo teórico refrigerantes azeotrópicos.

Fuente: (ASHRAE, 2009).

Para el caso de los ciclos multietapa, se colocan cuando varios evaporadores son necesarios a diferentes temperaturas (supermercados) o cuando la temperatura del evaporador es muy baja. Normalmente, se colocan dos o más compresores pequeños, para que cubran todo el rango de presiones necesarias.

Este es el caso de los sistemas que utilizan amoníaco, ya que sufren un gran sobrecalentamiento durante su compresión. Su análisis termodinámico es muy similar al de una etapa y la diferencia radica en el flujo másico que se divide entre sus componentes.

Cuando los compresores están conectados en serie, el vapor generado en la compresión, debe enfriarse para que esté en condiciones saturadas y que pueda ingresar a la siguiente etapa. Esto se logra mediante un “intercooler”, el cual reduce los requerimientos de potencia e incrementa el coeficiente de rendimiento (COP) del sistema.

Si la temperatura de vapor del refrigerante es menor a la ambiental, se debe usar un “intercooler” tipo “flash”, el cual utiliza el mismo refrigerante para enfriarse. En la siguiente figura se muestra con claridad el uso de este “intercooler”.

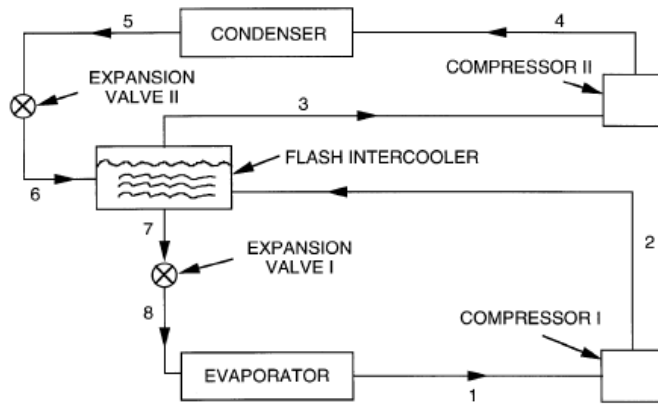


Figura 3.8. Ciclo teórico multietapas.

Fuente: (ASHRAE, 2009).

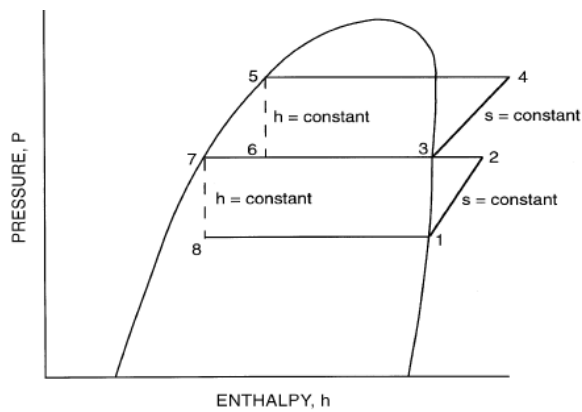


Figura 3.9. Diagrama presión – entalpía ciclo teórico multietapas

Fuente: (ASHRAE, 2009).

Es muy importante tomar en cuenta que los sistemas reales de refrigeración son muy distintos de los teóricos ya mencionados. En este caso existen caídas de presión en cualquier parte del sistema y la transferencia de calor ocurre entre todos los elementos, el refrigerante y el ambiente.

Además, el fluido de trabajo no es una sustancia pura sino una mezcla de refrigerante con aceite del compresor. Todos estos componentes provocan irreversibilidades en el sistema, los cuales no están contemplados en los diagramas de presión - entalpía antes mostrado.

3.3.1. Amoniac

El amoniac o refrigerante R-717 es “tóxico y a ciertas concentraciones, explosivo, lo que excluye su utilización en muchas aplicaciones”. (Pita, 2004). Además, cuenta con un bajo volumen específico y calor latente de vaporización alto, por lo que es superior a los otros halocarburos. Esto se refiere a que posee el más alto efecto refrigerante por libra de los utilizados actualmente.

A pesar de su toxicidad, el amoniac es muy utilizado en fábricas de hielo, plantas empacadoras, pistas de patinaje, entre otros, esto según Dossat (1998). En cuanto a su punto de ebullición a presión atmosférica es de $-2.22\text{ }^{\circ}\text{C}$. Debido a su gran capacidad de transferencia de calor es el refrigerante adecuado para enfriamiento de líquido.

Otra ventaja de su utilización es que tiene un porcentaje menor (1% a 2%) de consumo de energía en comparación con otros refrigerantes. Su bajo costo de venta lo hacen muy recomendable para las industrias en general. Una desventaja es que cuenta con una elevada temperatura de descarga, por lo que el compresor debe estar enfriado por agua para evitar su mal funcionamiento.

El agua tiene una capacidad muy grande de absorber amoniac, lo que aumenta su uso en sistemas de refrigeración por absorción de agua amoniacal. Una ventaja de utilizar esta mezcla es que las presiones en el sistema no son extremadamente altas ni bajas, por lo que los materiales pueden ser de ligera construcción.

Se debe tener sumo cuidado ya que esta mezcla de amoniaco y humedad se torna corrosiva para los metales no ferrosos, como el latón y el cobre. Además, el amoniaco no es miscible con el aceite, por lo que se debe colocar un separador de aceite en el tubo de descarga del sistema.

Utiliza compresores reciprocantes del tipo abierto, rotatorios y centrífugos. En cuanto a su tubería debe estar diseñada para que no trasiegue aceite por el sistema, esto se logra colocando un separador de aceite a la descarga de todos los sistemas que usan amoniaco. Además, se deben instalar sumideros en las partes inferiores de todos los equipos instalados (evaporadores, receptores) para drenarlos periódicamente.

Estos drenajes poseen una pequeña cantidad de aceite removido, lo cual nos indica que se debe llenar el cárter periódicamente. El hecho de que el aceite no regrese al compresor por medio de la tubería, nos permite circular el amoniaco a la mínima velocidad y así dimensionar la tubería para una caída de presión baja.

3.4. Sistema de aire comprimido

El aire comprimido es esencial en la producción de bebidas carbonatadas, ya que se utiliza para el accionamiento de actuadores neumáticos, riles, pistones, sistema de embalaje y paletizado. Este debe ser seco y sin aceite para evitar dañar los diferentes elementos que lo componen.

El diseño debe contemplar el punto de rocío del sistema, ya que esto produce condensación en la tubería provocándole una posible oxidación. Para evitar este fenómeno se coloca un secador de aire en la salida del compresor.

La siguiente figura muestra la composición de una red de aire comprimido.

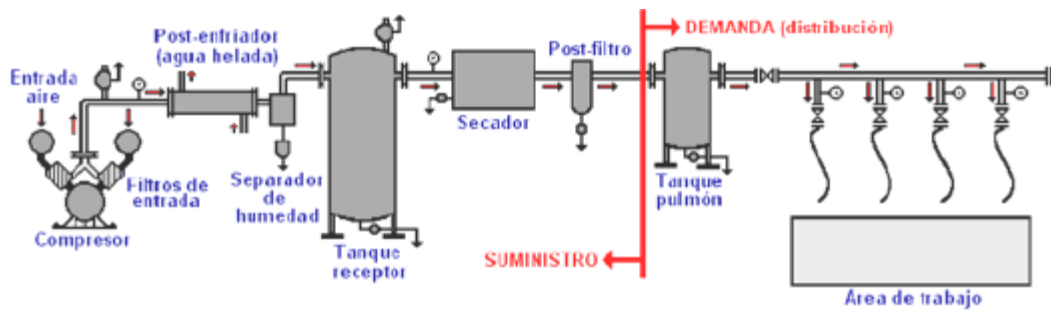


Figura 3.10. Esquema de una red de aire comprimido.

Fuente: (Balaguera, 2015).

Como se puede observar en la figura, el suministro está compuesto por el conjunto compresor – motor, filtros, tanque de almacenamiento, secador y enfriador. Además, la demanda cuenta con líneas de distribución, las cuales deben tener un “cuello de ganso” para evitar que el condensado se dirija hacia los equipos. El área de trabajo está compuesta por las mangueras, válvulas reguladoras de presión y equipos neumáticos.

Los filtros del sistema dependen de la calidad del aire que necesiten los usuarios finales, además de su aplicación en la industria. Estos se clasifican según su capacidad para retener partículas. Estos van desde los 40 μm a 5 μm . Si se desea una filtración con mayor capacidad se deben colocar varios filtros continuos.

Los microfiltros tienen la capacidad de retener partículas hasta los 0.1 μm , los micrónicos hasta 0.01 μm y por último los filtros de carbón activo hasta 0.003 μm . Se debe tener en cuenta que cada filtro provoca una caída de presión que debe ser suplida por el compresor, por lo que al ensuciarse esta aumentaría considerablemente.

Otra consideración es que cada filtro cuenta con un rango de caudal en el que su desempeño es el óptimo, ya que, a mayor caudal mayor caída de presión en el sistema.

La presión está directamente relacionada con la energía consumida en el compresor, por lo que se debe operar el sistema a la presión requerida. Según Sullair (2004), con un aumento del 10% en la presión se estaría consumiendo un 5% más de energía. Por esta razón se debe mantener limpios los separadores de aceite para evitar obstrucciones.

Una medida de ahorro energético en los sistemas de aire comprimido es mantener el aire de succión lo más frío posible. Esto debido a que “bajar 5°C en la temperatura de succión ahorrará un 1% de energía”, (Sullair, 2004). Para lograr esto se debe contar con una buena ventilación en sala de máquinas.

Existen varios tipos de control de capacidad del compresor, entre los cuales está el tipo carga y descarga. Esto significa que el compresor se descarga cuando la demanda disminuye y además el motor se mantiene a carga constante. La siguiente figura muestra cómo se comporta el consumo energético con respecto a la carga del sistema para este tipo de control.

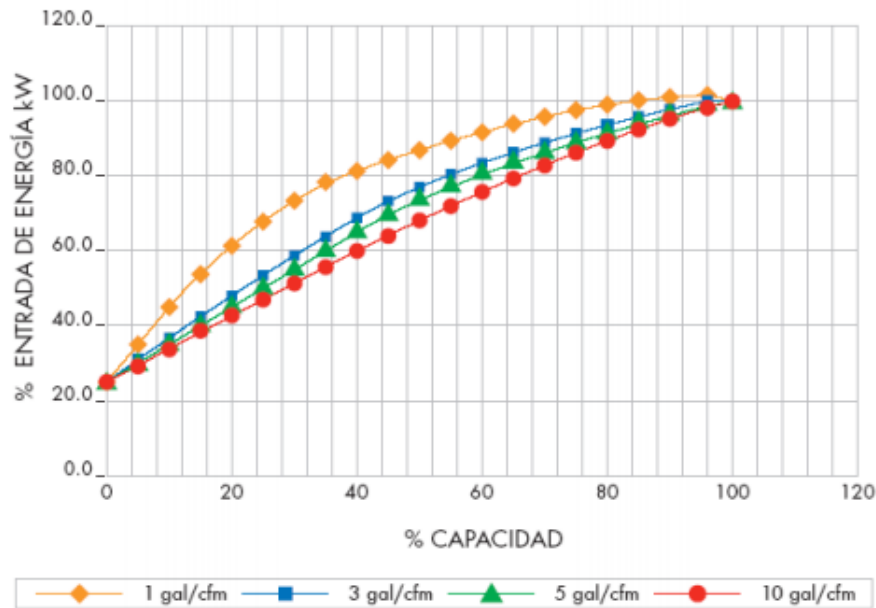


Figura 3.11. Consumo energético a diferentes cargas.

Fuente: (Sullair, 2004).

El sistema de aire comprimido debe contar con ciertos elementos que protejan al mismo sistema y a su vez a las personas que lo operan. Entre ellos están:

- ✓ Válvulas de Seguridad: Su tamaño y capacidad dependen del caudal presente en la tubería.
- ✓ Manómetros: Deben colocarse en un sitio visible y con una escala adecuada. Su cantidad varía en cada sistema.
- ✓ Protección térmica: Este elemento se encarga de la desconexión del compresor en caso de que supere la temperatura máxima de operación. También se instalan en elementos refrigerantes como el aceite o el agua.

El secador es otro elemento muy importante del sistema, ya que es el encargado de disminuir la temperatura de salida del aire después del post - enfriador, logrando extraerle todo el vapor de agua. Existen varios tipos de secadores, entre los cuales están los refrigerativos, por absorción, por adsorción y de membrana.

La selección del tipo de material que se debe usar en la tubería de un sistema de aire comprimido depende de la calidad del mismo. Se debe tomar en cuenta la resistencia a la corrosión, presión de trabajo, dimensión de los tubos, costo económico entre otros.

Si la tubería va a estar expuesta en la intemperie se debe tener cuidado con el coeficiente de dilatación térmica del material para evitar fugas en soldaduras. Su rugosidad está relacionada con la caída de presión por longitud de tubo, por lo que el diseño debe, estrictamente, contemplar el tipo de material que se va por utilizar.

3.5. Calentadores solares

La fuente de energía renovable más limpia disponible es la solar. Los países que lideran la utilización de energía solar son Alemania, Japón, China, Estados Unidos e Italia.

La intensidad de radiación solar que existe en el borde la Tierra es de 1353 W/m², mientras que la real disponible en la superficie terrestre es de 1000 W/m².

Existen varios tipos de energía solar con la tecnología actual. Según (SEIA, 2014), estas son: “la energía fotovoltaica, calefacción solar y refrigeración y la energía solar concentrada”. Los paneles fotovoltaicos generan electricidad mediante el sol, no tienen partes móviles y utilizan un inversor para convertir de corriente directa a corriente alterna.

Las tecnologías de calefacción y refrigeración son para calentar agua o aire y son utilizadas en aplicaciones domésticas e industriales. Las personas prefieren calentar el agua de las piscinas y el agua de baño mediante la utilización de colectores. Esto provoca que el uso de electricidad o gas sea desplazado por estas energías renovables.

Su gran ventaja es que el retorno de inversión en la compra de colectores ronda los tres a seis años para cada hogar. Estos sistemas domésticos cuentan con tres elementos según (SEIA, 2014), los cuales son: el colector solar, aislamiento de tuberías y tanque de almacenamiento del agua caliente. Se deben añadir los elementos de control, los dispositivos de seguridad y el sistema contra la congelación en climas extremos.

Es importante mencionar que los colectores solares son capaces de abastecer hasta el 80% del agua caliente necesaria en un edificio. Existen varios tipos de colectores, entre los cuales están: los de placa plana, tubos al vacío, colector de almacenamiento integral y termosifón.

El sistema de placa plana es el más sencillo, ya que consta de unos tubos de cobre que se fijan a una placa de absorción que está dentro de una caja aislada cubierta por un vidrio templado. Por otro lado el sistema de tubos al vacío es más complejo, pero mucho más efectivo. Este cuenta con filas paralelas de tubos de vidrio a los cuales se le ha evacuado el aire, creando un mejor aislamiento.

El sistema de tubos al vacío es menos común en las viviendas, ya que este se utiliza cuando se necesitan mayores temperaturas con mayores volúmenes de agua. Además, su uso está ligado en la calefacción de procesos y sistemas de aire acondicionado solar.

El uso de la energía solar ofrece beneficios ambientales como son la reducción de emisiones de efecto invernadero y residuos de fuentes de energía basados en combustibles fósiles. Esta juega un papel muy importante en la transición hacia un futuro sostenible. Esto conlleva a que las buenas prácticas de reciclaje apliquen a los colectores de igual manera. Ya que al final de su vida útil deben ser reciclados de manera exitosa.

Cabe mencionar que los colectores solares trabajan aun cuando está nublado el cielo, su eficiencia se disminuye ya que es máxima cuando cuenta con la radiación directa del sol. Esto se debe a que la radiación que se refleja en las nubes es aprovechada de igual manera.

Los costos de la energía solar en las aplicaciones domésticas tienen varios factores a tomar en cuenta. Algunos de ellos son:

- ✓ Techos sin sombra. Orientación según la latitud.
- ✓ Uso actual de energía en cada casa o industria.
- ✓ Radiación solar del lugar.

Para obtener la energía extraída de un colector solar es de vital importancia contar con el certificado solar del modelo por utilizar. Este documento muestra las pruebas de laboratorio y nos informa del rendimiento óptico, el coeficiente por pérdida de radiación y conducción.

Además, cuenta con una tabla de modificadores de ángulo de incidencia, los cuales corrigen el dato de eficiencia del colector. Esto se debe a que las pruebas de laboratorio utilizan la radiación perpendicular sobre el área aprovechable. Cuando el valor del IAM (modificador de ángulo de incidencia) es mayor a 1 quiere decir que se está utilizando un colector de tubos al vacío, el cual es capaz de aumentar el valor de eficiencia por su efecto de seguimiento del sol.

Para obtener la radiación en el lugar donde se instalarán los colectores se debe hacer uso de los mapas solares disponibles para Costa Rica. En este caso existen dos, el de mediciones con las estaciones meteorológicas del país (Wright, 2002) y el de uso de datos de satélites (ACESOLAR, 2013). Las siguientes figuras muestran los mapas de la radiación anual para ambos casos.

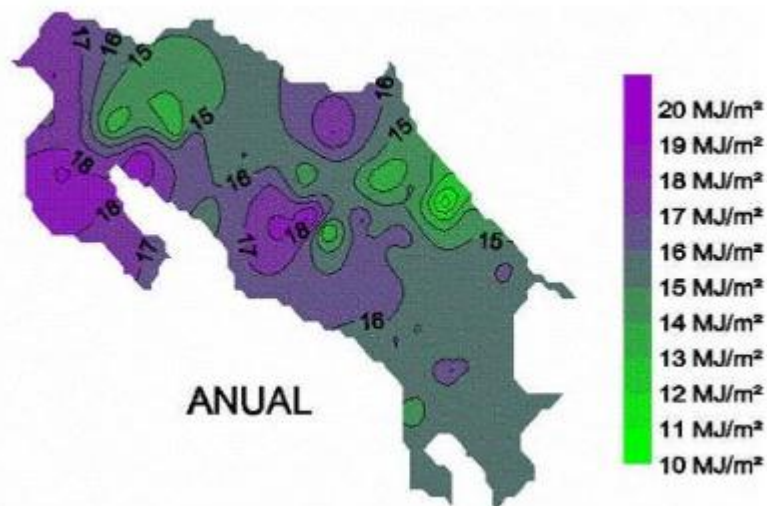


Figura 3.12. Mapa solar de Costa Rica utilizando estaciones meteorológicas.

Fuente: (Wright, 2002)

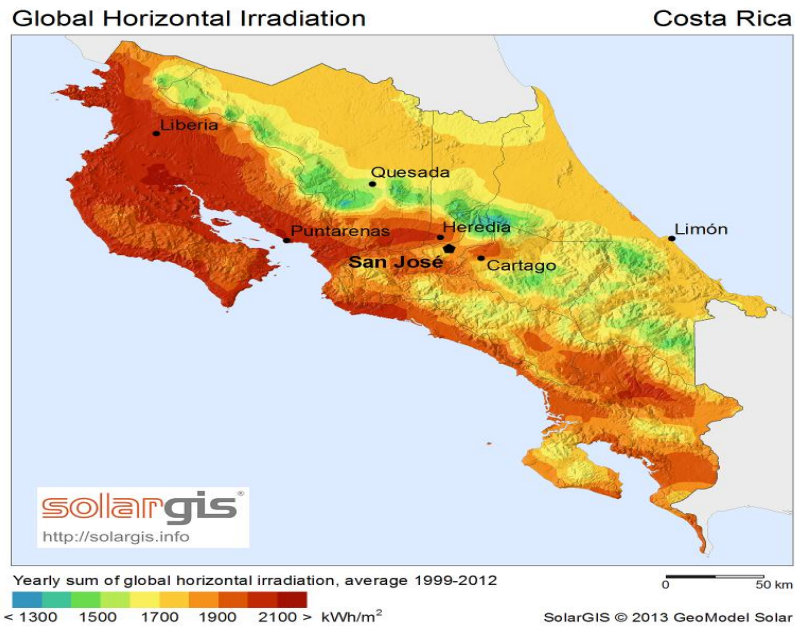


Figura 3.13. Mapa solar de Costa Rica utilizando datos de satélite.

Fuente: (ACESOLAR, 2013)

Normalmente la máxima irradiación se capta al medio día, mientras que al amanecer y al atardecer este alcanza un valor muy bajo. La siguiente figura muestra el comportamiento de la radiación solar en las horas críticas:

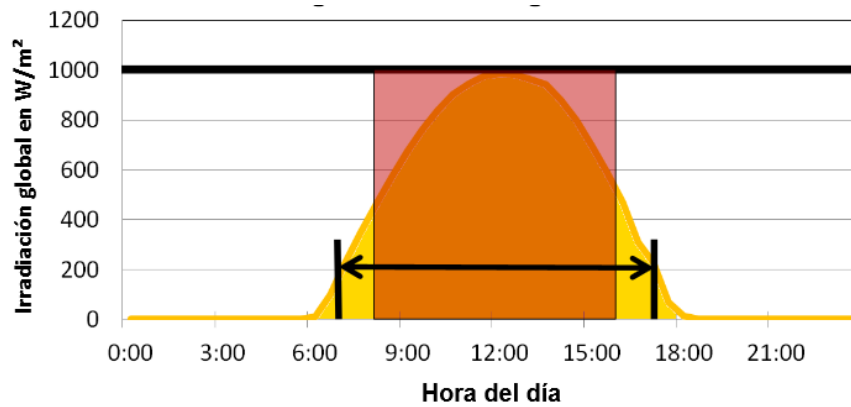


Figura 3.14. Irradiación global durante el día.

Fuente: (Johst, 2014).

Esta figura muestra cómo cambia la irradiación a lo largo del día, por lo que el rendimiento del captador varía según la trayectoria del sol. Existen dos tipos de ángulos, el IAM transversal que refleja el rendimiento del colector durante el día y el IAM longitudinal que toma en cuenta el ángulo de inclinación de la instalación. (TECNOTOOLING, 2013).

Estos ángulos están estrictamente relacionados con la orientación del colector. Normalmente el ángulo utilizado para los cálculos es el 50° , ya que este toma en cuenta la máxima radiación del día (entre las 10:00 a.m y la 2:00 p.m).

Para aprovechar al máximo la eficiencia del colector se deben tomar en cuenta dos aspectos:

Ángulo azimutal: Este valor depende de la ubicación geográfica de la instalación. En este caso Ulloa de Heredia se encuentra en la latitud 9° al Norte, por lo que representaría el ángulo formado entre la proyección de la normal a la superficie horizontal y la dirección sur- norte.

Inclinación: Depende del ángulo del techo donde se instalará el colector. Es decir, es el ángulo entre el plano de la superficie por considerar y la horizontal. Los colectores actuales tienen la capacidad de modificar este ángulo para adaptarlo a las necesidades del cliente.

Si se desea obtener la mayor cantidad de irradiación en el colector se debe colocar con orientación al sur, en el caso de este proyecto ya que la ubicación está en el hemisferio norte. Esto quiere decir que el ángulo Azimutal es de 0° . Esta configuración ayuda a obtener la radiación de la mañana y la tarde.

Además, la inclinación debe ser igual a la latitud de la ubicación para maximizar la irradiación obtenida. Siempre se recomienda que la posición del colector sea con un ángulo azimutal de 0° y una inclinación mayor de 10° para que el agua corra fácilmente por la superficie. (Nandwani, 2005).

Capítulo 4. Análisis de energía en equipos

4.1. Equipos que consumen vapor.

La planta Pepsi cuenta con 4 líneas de producción, las cuales trabajan en forma intercalada, es decir, no trabajan todas al mismo tiempo. La línea uno es exclusiva para la producción de bebidas en botellas de vidrio. Las líneas dos y cuatro producen bebidas en envases PET (300 ml hasta 3000 ml). Cabe mencionar que este tipo de producto es el de mayor elaboración en la empresa. Por último, está la línea tres, en la cual se producen las bolsas de jarabe (Post Mix) que utilizan las empresas de comida rápida para dispensar refrescos.

Todas las líneas, a excepción de la línea dos, tienen equipos que consumen vapor. Por esta razón, era de gran importancia analizar si se podía disminuir ese consumo mediante el aprovechamiento de calor residual. Se realizó un levantamiento de consumo de vapor de estos equipos, utilizando un medidor de flujo volumétrico marca Pro Vu Precision Digital, instalado en la tubería principal de vapor.



Figura 4.1. Medidor de flujo de vapor.

Fuente: Autor.

Se aprovechó el hecho de que las líneas no trabajan simultáneamente, por lo que se obtuvo el consumo individual de los equipos. Es importante mencionar que en cada dato está incluido el consumo de vapor de los intercambiadores instalados en los tanques de búnker principal y tanque diario, el cual siempre es constante.

La siguiente tabla muestra los equipos que consumen vapor en la empresa. Es importante recalcar que existen procesos de lavado de filtros de carbón, que se realizan una vez cada dos meses, por lo que no se tomó en cuenta.

Tabla 4.1. Consumo de vapor por equipo en planta.

Equipo	Consumo vapor (lb/h)	Consumo vapor (kg/h)	Frecuencia de uso
Lavadora San Martin	780*	351	Trabaja 15 días por mes.
Etiquetadora XYP	333	150	Producción de Milory, botella de 600 ml.
Pasteurizador Post Mix	175	79	Producción de Té Frío LipTon.
Saneamiento ALCIP	282**	127	Limpieza tanque y líneas de producción.

*Consumo en pleno funcionamiento. El consumo en el arranque es mucho mayor.

**Consumo promedio de saneamiento a 3 pasos de línea 2.

Fuente: Autor.

La siguiente figura muestra el porcentaje del consumo total de vapor en la empresa.

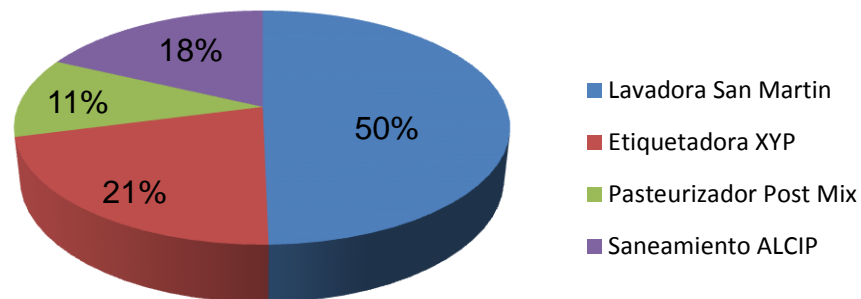


Figura 4.2. Porcentaje de vapor consumido por equipos.

Fuente: Autor.

Como se puede observar en el gráfico, el mayor porcentaje de vapor consumido está en la lavadora de vidrio, por lo que debe tomarse en cuenta para el diseño de aprovechamiento de calor.

En el caso del pasteurizador y la etiquetadora XYP la utilización del calor aprovechado no es posible, ya que su funcionamiento básico depende del vapor. Por el contrario, en el caso de la lavadora San Martín y el saneamiento, sí es posible la utilización de calor para calentar sus tanques.

Ambas representan el 68% del consumo del vapor por lo que la reducción de huella de carbono es considerable al reducir su consumo de combustible.

Este gráfico ayuda a tener una visión de cual equipo es crítico basándose en su consumo de vapor. Esto se debe a que el objetivo primordial de este proyecto es disminuir la huella de carbono de la empresa, por lo que se debe centrar en la reducción de los litros de combustible búnker consumidos por la caldera.

La siguiente figura muestra la caldera instalada en planta Pepsi.



Figura 4.3. Caldera marca Cleaver Brooks de 200 BHP.

Fuente: Autor.

4.2. Cálculo de energía requerida por los equipos.

Realizando un análisis de los equipos que consumen vapor, se llegó a la conclusión de que se pueden intervenir dos de ellos. El primero es la lavadora de envases de vidrio San Martin, la cual representa el mayor consumo de vapor en la empresa. El segundo es el proceso de saneamiento ALCIP, a pesar de su bajo porcentaje de consumo de vapor, es un sistema crítico y con una frecuencia de uso muy alta.

La muestra de cálculos de estos equipos se realiza mediante un ejemplo en el Apéndice 1. Es importante recalcar que esta energía no es en un tiempo determinado, por lo que hay que relacionarla con el aporte de energía y así obtener cuantas horas se necesitan para lograr calentar los tanques.

4.2.1. Lavadora de envases de vidrio San Martin

Su uso es poco en relación con las demás líneas de producción, pero su consumo de vapor es el mayor. La siguiente tabla muestra sus características generales.



Figura 4.4. Lavadora de envases de vidrio San Martin.

Fuente: Autor.

Tabla 4.2. Datos del fabricante lavadora envases de vidrio.

Características	Tanque 1	Tanque 2	Tanque 3	Unidades
Volumen total	2780,0	3382,0	7287,0	Gal
Volumen total	10,5	12,8	27,6	m ³
Temperatura	55,0	65,0	50,0	° C

Fuente: Autor.

Actualmente, estos datos no son válidos, ya que a esa temperatura, los envases duraban más tiempo sumergidos y se realizaba un cuello de botella en la línea. Además, la eficiencia de la llenadora se viene abajo por su capacidad. Por esta razón los datos actualizados son los siguientes:

Tabla 4.3. Datos actualizados lavadora envases de vidrio.

Características	Tanque 1	Tanque 2	Tanque 3	Unidades
Volumen total	2780,0	3382,0	7287,0	Gal
Volumen total	10,5	12,8	27,6	m3
Temperatura	80,0	80,0	30,0	° C

Fuente: Autor.

El funcionamiento de la máquina es el siguiente: las botellas de vidrios pasan por un pre-enjuague, donde agua a presión le remueve residuos como pajillas. Luego entran al primer tanque, el cual tiene una concentración del 3% de soda cáustica, y se sumerge durante un tiempo. El segundo tanque tiene una concentración de 3,5% de soda cáustica. Después de sumergirse en los dos tanques, se le realiza un enjuague a presión con agua fresca y se introduce al tercer tanque donde se realiza el lavado final.

La cantidad de agua presente en los tanques uno y dos no es constante, ya que por arrastre en las botellas se desplaza hasta el tercer tanque. Esto provoca que durante su funcionamiento se deban rellenar los tanques. Actualmente se realiza este procedimiento con agua fresca (25°C), lo que genera un choque térmico.

Además, durante las dos semanas que se mantiene apagada, los tanques se enfrían y el consumo de vapor en el arranque es excesivo. Por esta razón se aprovechó todo el calor residual para precalentar los tanques uno y dos.

En el cálculo de la energía se tomó en cuenta el total del volumen de ambos tanques. Esto debido a que se va a colocar una bomba que recircule este volumen a través de un intercambiador para su pre calentamiento.

La siguiente tabla muestra el resultado de la energía requerida para calentar los tanques uno y dos de la lavadora de envases de vidrio, la muestra de cálculos se especifica en el Apéndice 1.

Tabla 4.4. Energía requerida por la lavadora de envases de vidrio.

Parámetro	Valor	
Densidad del agua	1.000,0	kg/m ³
Volumen total	23,3	m ³
Masa total	23.300,0	kg
Calor específico del agua	4,2	kJ/kg °C
Temperatura inicial	30,0	° C
Temperatura final	80,0	° C
Energía requerida	4.870,0	MJ

Fuente: Autor.

Como se puede observar en la tabla la cantidad de masa es bastante considerable, por lo que la energía requerida aumenta significativamente. Otro factor que aumenta esta cantidad es el cambio de temperatura, ya que requiere un delta de 50 °C de temperatura.

Al realizar la inspección del equipo en funcionamiento, se notó la presencia de mucho vapor en la parte superior del tanque. Revisando los termómetros, se encontró que el tanque uno se estaba a 100 °C aproximadamente y el tanque dos a 80 °C. Se consultó con los encargados de asegurar la calidad en el lavado de envases y comentaron que siempre se mantiene a 80 °C.

Luego de observar a los colaboradores operar la maquinaria se notó que al bajar la temperatura de los tanques ellos proceden a cambiar el set point de la válvula reguladora de presión.

Esto es incorrecto ya que el constante desplazamiento del tornillo de ajuste provoca que se desgaste y se da un mal funcionamiento del intercambiador. Además, se está consumiendo vapor innecesariamente para elevar una cantidad muy grande de masa hasta una temperatura mayor a la requerida.

Al suceder esto se debe rellenar el tanque con agua fresca provocando un choque térmico y de nuevo un consumo innecesario para elevar la temperatura de esa nueva masa que ingresó. Las siguientes figuras muestran la situación explicada.



Figura 4.5. Termómetro instalado en el tanque 1 que marca 100 °C.

Fuente: Autor.



Figura 4.6. Agua que se evapora en los tanques de la lavadora.

Fuente: Autor.

4.2.2. Saneamiento AICIP

El sistema de saneamiento consiste en una máquina encargada de trasegar agua, solución de soda cáustica – agua y solución de ácido – agua, que se encuentra almacenada en tanques. Esto se realiza por medio de una tubería principal que se conecta con un manifold, el cual se dirige a cada línea y tanque de jarabe individualmente. Luego, la solución regresa por la tubería de retorno hacia los tanques de almacenamiento y se mantiene en constante recirculación.

Se utiliza cada vez que se cambia un producto en la línea, o cuando se necesita desinfectar un tanque de almacenamiento de jarabe. Existen matrices para cada línea, las cuales le indican al operador que tipo de saneamiento debe realizar. Esto varía si es PET, vidrio o Post mix. Además, el tiempo de duración del mismo depende del objeto, es decir, para las líneas varía entre una a dos horas, mientras que en los tanques de jarabe es de 30 minutos.

Existen tres tipos de saneamiento: enjuague con agua, tres pasos y cinco pasos. Cuando los productos son muy similares por ejemplo, cambio de 7 UP a PEPSI, se realiza un enjuague, es decir, solamente se introduce agua fresca al sistema.

El saneamiento de tres pasos dura aproximadamente 45 minutos a una hora. Este se realiza cuando el cambio es notable entre las bebidas, por ejemplo pasar de JET a PEPSI. Consta del siguiente orden:

- Pre – enjuague con agua fresca (30 °C).
- Lavado con solución de agua y soda cáustica al 2% (80 °C).
- Enjuague final con agua fresca (30 °C).

El saneamiento de cinco pasos dura aproximadamente de una a dos horas. Este se realiza cuando el cambio en la concentración de azúcar es considerable y además se cambia de un sabor débil a uno fuerte, por ejemplo, pasar de BAMBOO a PEPSI. Consta del siguiente orden:

- Pre – enjuague con agua fresca (30 °C).
- Lavado con solución de agua y soda cáustica al 2% (80 °C).
- Enjuague con agua fresca (30 °C).
- Lavado con solución de agua y ácido al 2% (85 °C).
- Enjuague final con agua fresca (30 °C).

La siguiente figura muestra los tanques que se utilizan para almacenar la solución de soda cáustica y ácido. Son de acero inoxidable y no tienen aislamiento, por lo que pierden calor cuando no se utilizan.



Figura 4.7. Tanques de almacenamiento ALCIP.

Fuente: Autor.

El sistema tiene un control de temperatura, por lo que dependiendo del ciclo que se esté realizando, la válvula regula el paso del vapor hacia el intercambiador. Cuando se prepara la mezcla de agua y soda cáustica se recircula todo el volumen a través del intercambiador para precalentarlo a 60 °C.

Cuando se comienza con el ciclo de soda al objeto la temperatura se eleva a 80 °C. Por esta razón obtener el consumo de vapor de este equipo es muy complejo de estimar. La siguiente figura muestra cómo se visualiza el diagrama de funcionamiento en la pantalla interactiva del equipo.

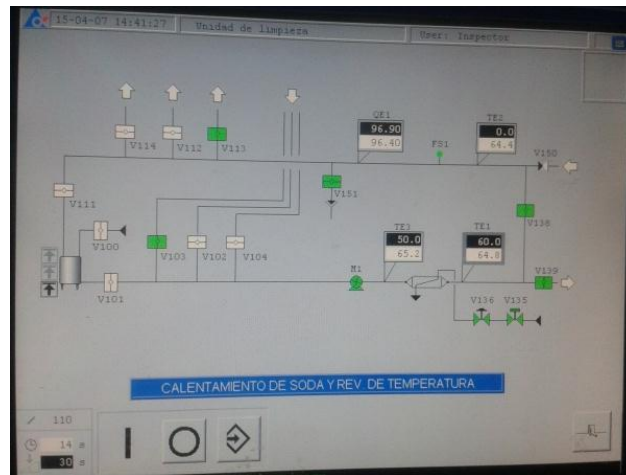


Figura 4.8. Pantalla interactiva del saneamiento ALCIP.

Fuente: Autor.

Se consultó con el encargado del laboratorio de microbiología en el área de calidad para obtener los requisitos mínimos de temperatura en el saneamiento. Se conversó que más adelante está la posibilidad de que se cambie la solución de ácido – agua por solamente agua a 85 °C. Esto se debe a que los estándares actuales están en un nivel superior al requerido.

La siguiente tabla muestra las temperaturas mínimas del saneamiento.

Tabla 4.5. Requisitos mínimos de temperatura en el saneamiento.

Parámetro	Valor
Temperatura soda cáustica	50,0 – 70,0 °C
Temperatura ácido o agua	85,0 °C

Fuente: Autor.

Mediante la observación del proceso y la consulta de los registros de saneamiento se obtuvieron los tiempos promedios entre cada uno. Además se observó que por día se realizan mínimo uno y máximo diez saneamientos. Esto tomando en cuenta las líneas y los tanques de almacenamiento de jarabe.

En cuanto a los tiempos, varían entre dos horas como mínimo hasta un máximo de veintitrés horas entre cada saneamiento. Por esta razón, se decide analizar la posibilidad de colocar material aislante en los cuatro tanques, para así lograr disminuir la mayor cantidad de vapor consumido.

Se consultó con el proveedor Aislamiento Industrial Ltda, el cual ofrece una manta mineral en espesor de dos pulgadas. En el Anexo 1 se muestra las especificaciones técnicas de la manta mineral facilitada por el proveedor. Para el análisis de la temperatura final del tanque aislado se necesita conocer cuantas horas va a estar sin energía.

Por lo que se consultó con la coordinación de producción y se explicó que los paros en producción baja son de 24 horas a la semana. Un ejemplo es que el sábado se detiene la planta a las 10:00 p.m y se arranca el domingo a las 8:00 p.m. con el saneamiento.

La siguiente tabla muestra las temperaturas finales en los cuatro tanques de saneamiento en el arranque de la planta, es decir luego de 24 horas sin funcionamiento. El cálculo detallado se muestra en el Apéndice 2.

Tabla 4.6. Temperaturas finales de los tanques aislados del saneamiento.

Parámetro	Tanque soda cáustica		Tanque ácido	
Área superficial	6,3	m ²	6,3	m ²
Temperatura del tanque	70,0	°C	93,0	°C
Temperatura ambiente	25,0	°C	25,0	°C
Tasa de variación	0,216	°C/h	0,326	°C/h
Cantidad de horas sin energía	24,0	h	24,0	h
Temperatura final del tanque	65	°C	85,2	°C

Fuente: Autor.

Como se puede observar en la tabla, se determinó la temperatura inicial de los tanques para que, transcurrido 24 horas, cumplieran con las temperaturas mínimas de calidad (Tabla 4.5). De esta manera se logra sanear alguna línea sin necesidad de utilizar la caldera. Se debe inculcar en los operarios que al finalizar la jornada dejen preparado los tanques para el día siguiente.

Esto traerá grandes beneficios en la reducción de huella carbono ya que no se necesitaría arrancar la caldera en frío solo para mantener caliente estos tanques. Con mayor razón si ese día solamente se realizan dos saneamientos y ningún otro equipo requiere de vapor.

Es importante mencionar que las tuberías de trasiego del CIP no están aisladas, por lo que luego de dos o más saneamientos la temperatura va a disminuir. Esto quiere decir que el vapor no se puede eliminar ya que este sería el responsable de calentar los tanques al finalizar la jornada.

4.2.3. Tanque de condensados

Aunque se realizó un análisis en los equipos que consumen vapor, también se verificó el buen funcionamiento de la caldera. Se encontraron varios detalles que pueden ser mejorados para ahorrar combustible.

Actualmente, la producción es muy intermitente por lo que el uso de la caldera no es constante. Se realizó una serie de mediciones de temperatura con una cámara termográfica marca FLUKE modelo Ti400.

Las primeras mediciones se realizaron cuando la producción era alta, es decir los equipos con mayor consumo de vapor estaban en operación, como lo son la lavadora de botellas de vidrio y el saneamiento ALCIP. La temperatura promedio registrada fue de 70°C, en la superficie del tanque.

Luego se midieron las temperaturas promedio cuando la producción era baja. En este caso solo el saneamiento ALCIP y la pasteurizadora estaban en funcionamiento. La temperatura promedio de la superficie del tanque se mantuvo en 53°C.

La última medición se tomó cuando la caldera llevaba 8 horas de estar apagada. Ese día la caldera se apagó a las 4:00 a.m. y la medida se tomó a las 11:00 a.m. Se estaba produciendo envases PET en la línea dos, la cual no utiliza vapor. El resultado de la temperatura en la superficie del tanque fue de 30°C.

Este dato se repitió cuando se analizó la temperatura mientras la etiquetadora XYP estaba en funcionamiento. Esto se debe a que el equipo utiliza el vapor vivo, por lo que el retorno de condensado es prácticamente cero.

La siguiente tabla muestra en resumen los datos obtenidos con la cámara termográfica.

Tabla 4.7. Registro de temperatura en tanque de condensados.

Estado	Temperatura (°C)	Comentario
Mayor consumo vapor	70,0	Lavadora y saneamiento ALCIP en funcionamiento.
Menor consumo vapor	53,0	Pasteurizador y saneamiento ALCIP en funcionamiento.
Caldera apagada	30,0	Momento antes del arranque de la caldera y XYP en funcionamiento.

Fuente: Autor

Como se puede observar, las temperaturas son relativamente bajas. Se desea lograr un ahorro de combustible al aumentar la temperatura de los condensados, para que en el arranque y durante el funcionamiento de los equipos se mantenga caliente. El valor máximo de temperatura del tanque se obtiene de la eficiencia de los intercambiadores que se colocarán y de la energía suministrada.

Se pretende colocar un intercambiador sumergido dentro del tanque para mantenerlo caliente en todo momento. Esto traería grandes ahorros en el consumo de búnker, y de esta manera se podría disminuir la huella carbono de la empresa.

El tanque posee una boya para el ingreso de agua fresca cuando es necesario. El nivel del mismo se mantiene la mayoría del tiempo en el 50%, por lo cual se tomará este valor para los cálculos.

La siguiente figura muestra el tanque de condensados de la planta Pepsi.



Figura 4.9. Tanque de condensados de 2,6 m³.

Fuente: Autor.

Como se explicó anteriormente, la caldera se arranca y apaga varias veces a la semana, por lo que la energía residual siempre va a estar calentando este tanque. El momento crítico sería cuando se arranca la planta a las 10:00 p.m y se necesite utilizar la caldera.

En este caso, el sistema solar calentaría el tanque de almacenamiento durante todo el día y este a su vez aportaría energía al tanque de condensados. Se debe tener en cuenta que al no estar aislado este tanque perdería energía y la temperatura final depende del tiempo transcurrido sin energía.

Se utilizó la fórmula de convección natural de (Cengel, 2007) para calcular la energía perdida por el tanque si estuviera a 70°C. Luego esta energía se compara con el calor aportado por lo colectores solares y se determina a que temperatura estaría el tanque en el arranque. La siguiente tabla resume los cálculos.

Tabla 4.8. Energía perdida por convección en el tanque de condensados.

Parámetro	Valor	
Área superficial	5,5	m ²
Temperatura del tanque	70,0	°C
Temperatura ambiente	25,0	°C
Coeficiente de convección	25,0	W/m ² °C
Energía perdida	6,2	kW

Fuente: Autor.

Como se puede observar en la tabla, la energía perdida depende de la temperatura máxima del tanque, por lo que en el capítulo de balance de energía, se comprobará esta temperatura debido a los intercambiadores utilizados.

En cuanto a la energía necesaria para calentar el tanque de condensados se utilizó el mismo ejemplo mostrado en el Apéndice 1. La siguiente tabla muestra los resultados obtenidos.

Tabla 4.9. Energía requerida por el tanque de condensados.

Parámetro	Valor	
Densidad del agua	1.000,0	kg/m ³
Volumen total	1,3	m ³
Masa total	1.300,0	kg
Calor específico del agua	4,2	kJ/kg °C
Temperatura inicial	30,0	° C
Temperatura final	70,0	° C
Energía requerida	217,4	MJ

Fuente: Autor.

4.2.4. Resumen de energía requerida

Ya calculada la energía necesaria en cada tanque se procedió a realizar un gráfico que muestra la distribución de la misma. Esta energía es estacionaria, por lo que en el siguiente capítulo se compara la energía entregada con la requerida para determinar la cantidad de horas que tomaría precalentar los tanques.

La siguiente tabla muestra el resumen de la energía necesaria a la temperatura de operación de cada equipo.

Tabla 4.10. Resumen de energías requeridas y temperaturas de operación.

Parámetro	Energía	Temperatura
Lavadora de envases vidrio	4 870,0 MJ	80,0 °C
Tanque de condensados	217,0 MJ	70,0 °C
Energía total requerida	5 087,0 MJ	

Fuente: Autor.

La siguiente figura muestra la distribución de la energía requerida.

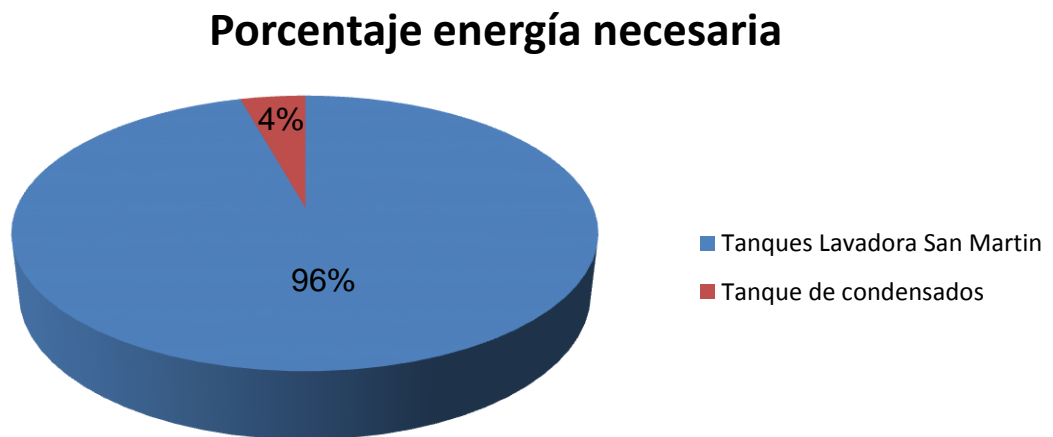


Figura 4.10. Resumen de la cantidad de energía requerida.

Fuente: Autor.

Como se puede observar en el gráfico, la menor cantidad de energía requerida es la del tanque de condensados. En el gráfico representa solo el 4% debido al consumo inmenso de la lavadora. El aporte hacia este tanque es vital ya que traería muchos beneficios en la disminución de la huella carbono.

En cuanto a la lavadora de envases de vidrio su consumo es excesivo. Esto se debe a la cantidad de masa que se debe calentar a muy alta temperatura. Este proceso solo se logra con vapor, ya que su efecto de energía latente en el calentamiento hace que se alcancen altas temperaturas en poco tiempo.

En cambio un sistema que trabaja con energía sensible requiere de caudales bajos y muchas horas para que se dé un cambio en la temperatura. Es importante mencionar que no se puede tener solo el sistema de recuperación de calor funcionando. Se debe contar con el vapor para lograr llegar hasta esa temperatura de 80°C.

4.3. Cálculo de energía suministrada por equipos.

En este apartado se determinaron los posibles procesos que pueden aportar calor. La planta cuenta con varios sistemas que son de vital importancia para la elaboración de los productos. Algunos de ellos utilizan formas de energía para calentar o enfriar elementos. Aprovechando esta situación, se trató de extraer la mayor cantidad de energía en forma de calor sensible, que se rechaza al ambiente, para calentar agua.

Analizando los sistemas, se determinó la presencia de tres equipos capaces de aportar energía mientras la planta esté en funcionamiento y además complementarla mediante la utilización de colectores solares.

La muestra de cálculos se explica mediante un ejemplo en el Apéndice 3. Es importante recalcar que esta es la energía máxima aprovechable, por lo que ya en el diseño se contemplan pérdidas de radiación, eficiencia de intercambiadores y temperatura máxima en los equipos.

4.3.1. Aire comprimido a 7 Bar

Este sistema cuenta con dos compresores que almacenan el aire comprimido en un chimbo de 14 m³ que funciona como pulmón. Esto ayuda a que el suministro de aire sea constante. Ambos compresores son enfriados por aceite y son del tipo carga - descarga. En la siguiente tabla se muestran los datos de los compresores instalados.

Tabla 4.11. Datos compresores a 7 Bar.

Marca	Modelo	Potencia (HP)
KAESER	BSD – 50	50
QUINCY	QGD - 50	50

Fuente: Autor.

Se debe tener claro que los compresores trabajan alternadamente la mayoría del tiempo. El único momento en el que ambos funcionan al mismo tiempo es cuando la lavadora de botellas de vidrio y la línea dos o cuatro trabajan simultáneamente. Además, está relacionado con el producto que se esté generando en ese momento.



Figura 4.11. Compresores de aire a 7 Bar.

Fuente: Autor.

Se contactó al proveedor ENESA, el cual cuenta con un equipo especial para extraer el calor al compresor KAESER. En el Anexo 2 se presenta la tabla utilizada para el modelo BSD 72 que es de 50 HP al igual que el instalado en la planta. Los modelos no coinciden pero su potencia es la misma, es decir, el modelo BSD 50 es equivalente al BSD 72.

En cuanto al compresor Quincy se contactó al proveedor nacional y no contaban con ningún sistema de recuperación de calor. Además, se realizó la consulta de la posibilidad de colocar un equipo KAESER en este compresor y el proveedor comentó que no eran compatibles, por lo que solo se podría obtener energía de un solo compresor.

La siguiente tabla muestra la energía aportada por el compresor Kaeser.

Tabla 4.12. Energía suministrada por compresor Kaeser.

Parámetro	Valor	
Densidad del agua	1.000,0	kg/m ³
Energía al 100% del compresor	120,0	MJ/h
Energía al 75% del compresor	90,0	MJ/h
Calor específico del agua	4,2	kJ/kg °C
Temperatura inicial	25,0	° C
Temperatura final	70,0	° C
Caudal mínimo	0,478	m³/h
Energía suministrada	90,0	MJ/h

Fuente: Autor

En la tabla se muestra el dato obtenido del Anexo 2, el cual representa al compresor trabajando al 100% de su capacidad.

Según la auditoría hecha por la empresa CIRE en 2012, el chimbo instalado tiene una capacidad de 10 galones/cfm, por lo que usando la Figura 3.11 se obtiene que el compresor actualmente trabaja al 75% con una carga actual del 60% de capacidad.

4.3.2. Aire comprimido a 40 Bar

Este sistema utiliza un compresor marca Francois con dos etapas. Por su gran capacidad se necesita un motor de 200 HP. Su uso es exclusivo para las sopladoras, por lo que están estrictamente relacionados. Su horario de trabajo es continuo y solo se detiene por mantenimiento o fines de semana que no haya producción.

Al ser un compresor de alta presión se necesita de varios intercambiadores en serie para secar el aire, los cuales se conectan a una torre de enfriamiento. El diseño contempla colocar un intercambiador de placas para aprovechar este calor. La torre de enfriamiento trabajaría en conjunto con el intercambiador para extraer el calor del aire comprimido.

Se realizaron mediciones en la entrada y salida de la torre de enfriamiento para conocer cuál es el rango de temperaturas. Se determinó que está relacionado con el tamaño de la botella, por lo que se debe utilizar el valor crítico para el diseño. La siguiente tabla muestra las mediciones realizadas.

Tabla 4.13. Rango de temperaturas de la torre de enfriamiento.

Tamaño (ml)	Temperatura entrada (°C)	Temperatura salida (°C)	Rango (°C)
3000	38	50	12
1500	40	50	10
600	39	47	8
355	40	47	7

Fuente: Autor.

Al analizar los resultados obtenidos, se decide utilizar el valor crítico de 7 °C para efectos del diseño, ya que es la menor cantidad de energía que se puede obtener. La siguiente figura muestra la torre de enfriamiento y el compresor de 40 Bar.



Figura 4.12. Torre de enfriamiento y compresor Francois de 40 Bar.

Fuente: Autor.

Para obtener la energía suministrada por el compresor Francois de 40 Bar se utilizó la placa de datos de la bomba y una cámara termográfica marca FLUKE modelo Ti400. La muestra de cálculos se especifica en el Apéndice 3.

Tabla 4.14. Energía suministrada por compresor Francois.

Parámetro	Valor	
Densidad del agua	1.000,0	kg/m ³
Flujo másico bomba	15,0	m ³ /h
Calor específico del agua	4,2	kJ/kg °C
Temperatura inicial	40,0*	° C
Temperatura final	47,0*	° C
Energía suministrada	439	MJ/h

*Valor crítico menor obtenido.

Fuente: Autor.

4.3.3. Sistema de refrigeración por amoníaco

El sistema de enfriamiento se utiliza para el llenado de bebidas carbonatadas. Este debe realizarse a bajas temperaturas para lograr combinar el dióxido de carbono y el jarabe. Esto se realiza mediante la compresión de vapor de amoníaco y se cuenta con un total de 3 compresores marca Vilter.

Según la auditoría energética hecha por la empresa CIRE en 2012, la capacidad del sistema es de 140 toneladas. Se cuenta con un tanque de líquido, tres torres condensadoras, válvulas de expansión, dos carbo-cooler de las líneas uno y cuatro (2 °C) y un enfriador de agua en la línea dos (10 °C).

La forma de extraer calor al amoníaco es mediante una pre-condensación entre los compresores y las torres condensativas.

Se analizó la posibilidad de utilizar un intercambiador fuera de uso que pertenece a la planta Cristal. Los datos se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 4.15. Datos técnicos intercambiador de amoníaco fuera de uso.

Parámetro	Valor
Marca	ALFA LAVAL
Modelo	MK15-BWFDR
Temperatura de diseño	70 °C
Presión de diseño	16 Bar
Año de construcción	2003

Fuente: Autor.

Como se puede observar en la tabla, los datos no son suficientes para calcular la energía aportada por este intercambiador, por lo que se procedió a contactar al proveedor nacional.

Este indicó que la casa matriz se encuentra en Panamá y que en el país solo se maneja la parte de aceites. Se procede a enviar un correo a la casa matriz indicando el modelo del intercambiador para obtener el dato necesario, a pesar de esto, no se logró conseguir respuesta.

Por lo tanto se recomienda usar este equipo solo cuando se conozca el dato del caudal de diseño, ya que si se utiliza un flujo volumétrico menor se puede caer en un flujo laminar, lo cual resultaría desfavorable para la transferencia de calor. Este equipo traer beneficios económicos, ya que no se tiene que invertir en comprar un intercambiador.

También se contactó al proveedor de los desuperheaters en amoniaco (Doucette Industries, 2011) para analizar ambas posibilidades. En el Anexo 3 se muestra un esquema de la tubería de conexión recomendado por Doucette, así como la hoja de datos técnicos del intercambiador por utilizar en el Anexo 4. La siguiente figura muestra al compresor marca Vilter y el tanque de líquido de amoniaco.



Figura 4.13. Compresor y tanque de líquido del sistema de refrigeración.

Fuente: Autor.

El cálculo de energía aportada por este sistema está basado en la información del Desuperheater de Doucette del Anexo 4. La siguiente tabla muestra la cantidad de energía que se puede extraer del sistema de amoniaco y la muestra del cálculo se especifica en el Apéndice 3.

Tabla 4.16. Energía suministrada por el desuperheater de amoniaco.

Parámetro	Valor	
Densidad del agua	1.000,0	kg/m ³
Flujo másico	2	m ³ /h
Calor específico del agua	4,2	kJ/kg °C
Temperatura inicial	25	° C
Temperatura final	53	° C
Energía suministrada	234,0	MJ/h

Fuente: Autor.

4.3.4. Colectores solares

Los colectores solares aportaran la energía faltante en el arranque de la planta, ya que los demás sistemas estarían apagados. Mediante los cálculos de eficiencia en el colector solar se logró evaluar cuanto calor se puede extraer de este sistema de manera que la cantidad por utilizar sea la óptima para cumplir con el consumo y que a su vez la inversión no sea muy alta.

El modelo analizado es el TZ58/1800-20R1. Sus hojas técnicas y certificados de eficiencia fueron aportados por la empresa RILESA, 2012. Estos equipos cuentan con tubos al vacío que permiten el rápido calentamiento del agua y su estructura es de aluminio por lo que son ligeros. Además, es muy compacto y versátil, por lo que es aprobado estéticamente.

Cuenta con un rango de inclinación que va desde los 15 ° hasta los 75°, esto con el fin de aprovechar la mayor cantidad de radiación en el sitio de instalación. Estos datos se muestran en el Anexo 1.

La siguiente figura muestra el colector solar analizado.



Figura 4.14. Colector solar modelo TZ 58/1800-20R1.

Fuente: (RILESA, 2012)

En cuanto a los cálculos de los colectores solares, se consultó en el Instituto Meteorológico Nacional, valores de horas de brillo solar y temperatura ambiente del lugar. Los datos de radiación solar se obtuvieron de la tesis de WRIGHT 2002, el cual utilizó las 25 estaciones actinométricas y se compararon con los datos de ACESOLAR 2013, que utilizó datos de satélite con una resolución de 250 m² a 4 km². La siguiente tabla muestra los datos obtenidos.

Tabla 4.17. Datos climatológicos de la zona de Alajuela.

Mes	Radiación solar (MJ/m ² día)*	Brillo solar (horas/día)**	Temperatura ambiente (°C)***
Enero	18,5	7,4	23,4
Febrero	21,0	7,9	23,8
Marzo	22,0	7,9	24,3
Abril	20,0	6,7	24,7
Mayo	18,0	4,7	23,9
Junio	16,0	4,0	23,5
Julio	17,0	4,0	23,6
Agosto	17,0	4,1	23,5
Setiembre	16,0	4,1	23,0
Octubre	16,0	4,1	22,8
Noviembre	16,5	4,5	22,9
Diciembre	17,0	6,1	23,1

*Obtenido de (ACESOLAR, 2013) y (Wright, 2002)

**Obtenido de (Heinrich, Pacheco, Solera, & Alfaro, 2013)

***Obtenido de (IMN, Estación Meteorológica Juan Santamaría, 2013)

Fuente: Autor.

Luego se aplicaron los datos de la certificación del colector por utilizar, Anexo 1, los cuales se muestran en la siguiente tabla y son necesarios para calcular la eficiencia global del mismo.

Tabla 4.18. Especificaciones del certificado solar modelo TZ58/1800-20R1

Parámetro	Valor	
Eficiencia óptica	73,4	%
Coeficiente pérdida de conducción	1,529	W/m ² K
Coeficiente pérdida de radiación	0,016	W/m ² K ²
Temperatura promedio panel	70,0	°C
Modificador de ángulo transversal	1,37	---
Modificador ángulo longitudinal	0,92	---
Área aprovechable del colector	1,87	m ²
Área de techo disponible	8362,2	m ²

Fuente: Autor

Una vez obtenidos los datos, se procedió a calcular la cantidad de energía que suministra cada colector, estos se detallan en el Apéndice 4. Para efectos de este cálculo se debe tener en cuenta el ángulo de Azimut y la inclinación. Para latitudes al Norte se recomienda instalar el colector con una orientación hacia el Sur ya que las pérdidas por orientación serían despreciables.

En el caso de la Pepsi, debido a la forma y dirección del techo (Anexo 6) se debe colocar una estructura metálica que soporte los colectores si se desea orientar hacia el Sur, ya que el techo es a dos aguas, en dirección Este-Oeste.

Esto quiere decir que si se coloca el colector de manera que no se utilice una estructura metálica, aprovechando la inclinación del techo, estarían orientados hacia el Este u Oeste. Esto provocaría que la eficiencia global del colector disminuya considerablemente. En el Apéndice 4 se muestra los cálculos de las pérdidas por inclinación en este caso.

Al utilizar la inclinación actual del techo (24°) y un ángulo Azimut de 90° (dirección Este) se obtiene que las pérdidas son del 30%. Por esta razón se va a comparar ambas posibilidad de orientación de los colectores, es decir, colocados hacia el Sur (Azimut = 0°) y hacia el Este (Azimut = 90°).

La siguiente tabla muestra la energía promedio aportada por cada panel en ambas situaciones.

Tabla 4.19. Producción de energía solar por mes.

Mes	Colocado hacia el Sur		Colocado hacia el Este	
	Eficiencia del sistema (%)	Producción (MJ/m ² día)	Eficiencia del sistema (%)	Producción (MJ/m ² día)
Enero	77,2	14,3	53,5	9,9
Febrero	78,3	16,4	54,3	11,4
Marzo	79,2	17,4	54,9	12,1
Abril	80,2	16,0	55,6	11,1
Mayo	82,7	14,9	57,3	10,3
Junio	83,0	13,3	57,5	9,2
Julio	83,6	14,2	57,9	9,8
Agosto	83,3	14,2	57,7	9,8
Setiembre	82,6	13,2	57,3	9,2
Octubre	82,6	13,2	57,2	9,2
Noviembre	81,9	13,5	56,8	9,4
Diciembre	78,7	13,4	54,5	9,3
	Promedio	14,5	Promedio	10,1

Fuente: Autor.

La siguiente tabla muestra la energía total promedio entregada por colector en un día durante todo el año. Se utilizó el valor promedio ya que si se diseña para el mes de menor eficiencia, se podrían tener sobre temperaturas en los meses más soleados. La muestra de cálculos para esta energía se detalla en el Apéndice 4.

Tabla 4.20. Energía suministrada por un colector solar en un día.

Parámetro	Colocado hacia el sur		Colocado hacia el este	
Energía aportada por colector	14,5	MJ/m ²	10,1	MJ/m ²
Área útil del colector	1,87	m ²	1,87	m ²
Energía individual del colector	27,12	MJ	18,9	MJ

Fuente: Autor.

Como se puede observar en la tabla la diferencia de energía es considerable, ya que con solo un cambio en la orientación se logra obtener una diferencia de 8,2 MJ por día. Esto multiplicado por todo el año es una cantidad muy grande de energía que se estaría desaprovechando.

Además, se debe asegurar que los colectores solares no se proyecten sombra entre sí, por lo que se debió calcular la distancia mínima entre cada uno. Este cálculo es válido si se colocan hacia el Sur sobre la estructura mencionada anteriormente y se detalla en el Apéndice 5.

4.3.5. Resumen de energía aportada.

Una vez calculados todos los equipos de manera individual se utilizó un gráfico para visualizar la distribución de energía por equipo. Es importante mencionar que esta energía es por unidad de tiempo, es decir, cada intercambiador suministra esa cantidad de energía cada hora.

Esto es válido para todos los equipos excepto para los colectores solares. Este no se tomará en cuenta en el gráfico, ya que el siguiente capítulo se determinó la cantidad de colectores por utilizar. Es importante reconocer que los colectores solo proveen esta energía durante las horas de sol, por lo tanto, si se requiere operar un equipo que consume energía durante la noche, se tendrá que recurrir a la energía almacenada en el tanque aislado del circuito cerrado de agua caliente.

La siguiente tabla muestra el resumen de la energía aportada y las temperaturas máximas de cada sistema:

Tabla 4.21. Resumen de energías aportadas y temperaturas máximas.

Parámetro	Energía	Temperatura
Aire comprimido 7 Bar	90,0 MJ/h	70,0 °C
Aire comprimido 40 Bar	439,0 MJ/h	47,0/50,0 °C
Sistema de refrigeración	234,0 MJ/h	53,0 °C
Energía total	763,0 MJ/h	

Fuente: Autor.

El siguiente gráfico muestra la distribución en porcentaje de las energías que pueden ser aprovechadas en la planta.

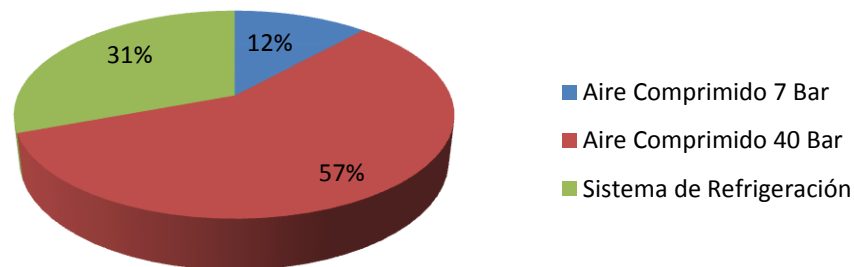


Figura 4.15. Resumen de la cantidad de energía residual aprovechable.

Fuente: Autor.

Como se puede observar en el gráfico anterior, la mayor cantidad de energía aportada se encuentra en el aire comprimido a 40 Bar. Este valor representa el menor rango de temperatura aportado por el compresor Francois (menor carga). Eso quiere decir que se puede obtener un valor de energía mucho mayor cuando el compresor trabaja con más carga.

La desventaja que presenta este sistema es su baja temperatura, ya que solo se lograría precalentar agua a 47 °C. Se debe tener sumo cuidado ya que si se coloca un intercambiador de calor, podría llegar al punto donde el flujo de calor cambie de dirección y en lugar de extraer calor este lo absorbería. Por esta razón, se colocarán bombas individuales en cada intercambiador para que por medio de termostatos se enciendan y apaguen estos equipos.

El siguiente valor representa el sistema de refrigeración con un 31%. Este sistema se debe analizar muy cuidadosamente, ya que su instalación demanda muchos detalles. Se requiere de muchas medidas de seguridad para evitar un derrame o fuga de amoníaco y además de una soldadura especializada, por lo que la mano de obra es muy cara.

La ventaja de utilizar este equipo es que no se debe invertir en su costo ya que se puede utilizar el intercambiador Alfa Laval que está en desuso en la planta Cristal. Además, este equipo cuenta con una temperatura de diseño de 70 °C, por lo que el aporte de calor aumentaría significativamente en comparación con el de Doucette que aporta un máximo de 53 °C.

El aire comprimido a 7 Bar es de suma importancia en la empresa y a pesar de que representa solo el 12 % de la energía total, su uso es muy relevante. Esto se debe a que todas las líneas de producción lo utilizan, por lo que su disponibilidad es del 100%.

Su aporte de temperatura es muy significativo, ya que logra calentar el agua hasta 70 °C, lo cual es muy beneficioso para las necesidades actuales de la planta.

Capítulo 5. Balance de energía térmica

Se debe tener claro, que en los sistemas de aprovechamiento de calor, los equipos tienen que estar funcionando todo el tiempo para que se pueda extraer el calor. Por esta razón, el arranque de la planta es una situación crítica que debió ser analizada en el diseño.

Además, se debió tomar en cuenta la probabilidad de que los equipos funcionen al mismo tiempo. En el caso de la planta Pepsi, la simultaneidad de los equipos es muy diversa y cambiante, ya que se mueve al ritmo de la producción.

La variación de turnos en la producción de la planta provoca que los equipos se apaguen los fines de semana cuando se tiene una producción baja, mientras que cuando se tiene una producción alta se trabaja las 24 horas durante toda la semana.

En este capítulo, se obtienen los resultados de comparar la energía de aporte con la requerida y así calcular la cantidad de horas para calentar los diferentes taques. Además, se obtendrá con base en el consumo de energía al arranque la cantidad de colectores solares por utilizar.

5.1. Arranque de la planta.

En la planta el equipo de saneamiento es una pieza fundamental para la producción de refrescos carbonatados, ya que el primer paso antes de producir es sanear la línea. Esto es debido a las estrictas políticas de calidad para cumplir con la inocuidad del producto.

Cuando se arranca la planta, luego de un paro en el fin de semana, ningún equipo está en funcionamiento, por lo que la única fuente de energía disponible serían los colectores solares.

Analizando la temperatura requerida por el tanque de ácido (85°C) y la temperatura máxima de la energía suministrada (70°C), se llegó a la conclusión de que no es viable la utilización del sistema de recuperación de calor en este equipo.

Por esta razón, se tiene que continuar usando la caldera, por lo que se requiere que en el arranque de la planta, el tanque de condensado este caliente para disminuir la huella de carbono. Este calor va a ser aportado por los colectores solares. Utilizando los cálculos de la sección 4.3.4 Colectores solares se obtiene la siguiente cantidad de colectores:

Tabla 5.1. Cantidad de colectores solares por utilizar.

Parámetro	Orientado hacia el sur		Orientado hacia el este	
Energía Individual del Colector	27,12	MJ	18,9	MJ
Energía requerida	217,4	MJ	217,4	MJ
Cantidad requerida colectores	8,2	Unidades	11,6	Unidades
Cantidad utilizada colectores	9	Unidades	12	Unidades
Energía aportada total	244,1	MJ/día	225,5	MJ/día
Grado de cobertura	112,3	%	103,7	%

Fuente: Autor.

Esta cantidad de colectores es para calentar el tanque de condensados de 30°C hasta 70°C durante un día completo. El problema radica en que el tanque de condensados no cuenta con aislamiento por lo que la temperatura real de arranque sería mucho menor. Más adelante se analizó si esto permitirá que la caldera consuma menos combustible en el arranque.

Analizando los resultados, se puede notar que con solo el hecho de cambiar la dirección del colector, se puede ahorrar la compra de tres unidades. En el caso de la planta Pepsi, la dirección del techo es de Norte a Sur a dos aguas, por lo que se debe colocar una estructura que soporte los colectores, si se desea colocar en dirección Sur (nueve unidades).

Por esta razón, no es viable colocar esta estructura, ya que provoca esfuerzos mecánicos sobre el techo, mano de obra especializada y materiales de calidad para asegurar su durabilidad.

De esta manera se decidió colocar los colectores en dirección este y utilizar más cantidad para lograr contrarrestar las pérdidas de eficiencia. Esto favorece la instalación mecánica ya que no se necesita materiales extras y se utilizaría la inclinación actual del techo que es de 24°.

Como se mencionó anteriormente, el tanque de condensados no está aislado, por lo que se tiene que tomar en cuenta la energía que se pierde por convección. La siguiente tabla muestra los resultados de realizar el balance de energía en el tanque de condensados.

Tabla 5.2. Balance de energía en el tanque de condensados.

Parámetro	Valor	
Energía aportada por los colectores	225,4	MJ/día
Eficiencia global del sistema	96,5	%
Energía neta suministrada	217,5	MJ/día
Energía requerida	217,4	MJ
Porcentaje de cobertura	100,1	%

Fuente: Autor.

La eficiencia global del sistema se compone de pérdidas en los intercambiadores que son del 1% por cada uno. Además de pérdidas por radiación en aislamientos de tuberías, tanque de almacenamiento y accesorios con un 2%.

Como se puede observar en la tabla, el sistema está en la capacidad de mantener el tanque de condensados a una temperatura de 70 °C durante las horas de sol en el día. El siguiente paso consistió en determinar cuánto tiempo se mantendrá caliente con la ayuda del tanque de almacenamiento luego de que se oculta el sol y los colectores solares no aporten más energía. De esta manera se logró determinar la temperatura final.

La siguiente tabla muestra los resultados de este análisis.

Tabla 5.3. Temperatura final del tanque de condensados.

Parámetro	Valor	
Energía perdida por convección	21,6	MJ/h
Energía tanque de almacenamiento	45,6	MJ
Tiempo que aporta energía	2,1	h
Tiempo restante al arranque	4,0	h
Temperatura final del tanque	54,0	°C

Fuente: Autor.

La energía perdida por convección se obtuvo de la Tabla 4.8, mientras que la energía de almacenamiento se refiere a un tanque provisto en el circuito cerrado entre los intercambiadores de calor. Se utilizó un tanque en desuso de 450 litros que se encuentra en la bodega de la planta.

El tiempo que aporta energía se refiere al tiempo transcurrido luego de que el sistema de colectores solares deja de funcionar y se mantiene caliente gracias a la energía almacenada. Este valor se divide entre la energía perdida por convección y se obtienen las horas. Finalmente, se obtuvo la temperatura en el arranque de la caldera. Este cálculo se detalla en el Apéndice 6.

Se logra obtener mejores resultados si se aísla el tanque de condensados pero cuenta con consecuencias negativas en su funcionamiento. Una de ellas es la cavitación de las bombas que ingresan el agua a la caldera, ya que si el tanque está aislado se puede elevar tanto la temperatura que se producen burbujas.

Además se podría perder mayor cantidad de condensado en forma de vapor flash ya que el tanque actual es venteado.

5.2. Funcionamiento de la caldera con la XYP.

Se mencionó, anteriormente, que la etiquetadora de vapor XYP utiliza el vapor vivo y su retorno de condensado es nulo. Por esta razón, se aprovechó la energía residual para calentar el tanque de condensados.

Se analizó qué equipos aportan calor durante su funcionamiento y se llegó a la conclusión de que todos participan en el aporte energético. El sistema de colectores solares no se tomó en cuenta en el cálculo, ya que la situación crítica es cuando se está operando la XYP en la noche y no se tiene acceso a la energía del sol.

Al estar sin retorno de condensado, la entrada de agua fresca es constante por lo que en la siguiente tabla se muestra el balance energético en esta situación.

Tabla 5.4. Balance de energía XYP en funcionamiento.

Parámetro	Valor	
Energía aire comprimido 7 Bar	90,0	MJ/h
Energía aire comprimido 40 Bar	439,0	MJ/h
Energía sistema de refrigeración	234,0	MJ/h
Eficiencia global del sistema	90,4	%
Energía neta suministrada	689,6	MJ/h
Energía requerida	217,4	MJ
Tiempo en calentar el tanque	18,9	minutos
Porcentaje de cobertura	317,2	%

Fuente: Autor.

Como se puede observar en la tabla, en este caso las pérdidas de eficiencia son mayores, ya que se agregan más cantidad de intercambiadores y de tuberías. A pesar de no obtener la máxima cantidad de calor, se puede apreciar como la energía suministrada es 317% mayor que la requerida.

El tiempo de calentamiento del tanque es puramente teórico. Este valor es válido solo cuando todo el sistema se encuentra trabajando en su máxima temperatura. Es decir, cuando se arranca el sistema, toda el agua del circuito cerrado se encuentra fría y primero se trasmite el calor a este volumen, pasando por el tanque de almacenamiento y finalmente hacia el tanque de condensados.

Ya en la práctica se debe esperar que el valor del tiempo para calentar ese tanque sea mucho mayor. Este dato lo que proporciona es la seguridad de que se cuenta con la energía suficiente como para elevarle significativamente la temperatura al tanque y conseguir una disminución de huella de carbono.

En este caso, no es necesario calcular las pérdidas por radiación y convección ya que son muy bajas. Esto se debe a que al estar la caldera en funcionamiento la temperatura del cuarto es muy alta y esto desfavorece a la transferencia de calor.

5.3. Funcionamiento de lavadora San Martin.

Como se calculó en el capítulo anterior, la lavadora de envases de vidrio consume una cantidad exagerada de energía por la cantidad de masa que se debe calentar. Analizando la energía aportada por los equipos, se llegó a la conclusión de que este equipo solamente se puede precalentar a una temperatura entre 65 °C a 70°C.

Esto se debe, principalmente, a la limitante de la temperatura máxima de la energía aportada y a la eficiencia de cada intercambiador. En este análisis sí se tomará en cuenta el sistema de colectores solares debido a que se planea trabajar tres turnos y arrancar la lavadora de noche para obtener un ahorro de combustible, por lo que el precalentamiento se llevará a cabo durante el día.

Por lo tanto, toda la energía se encuentra disponible para precalentar los tanques durante el día y una vez en el arranque ya se cuenta con los 65 °C requeridos. Para realizar el balance de energía no se puede utilizar el dato de la Tabla 4.10, ya que este está calculado con base en una temperatura máxima de 80 °C.

La siguiente tabla muestra el dato de energía necesaria para precalentar los tanques de la lavadora hasta los 65 °C.

Tabla 5.5. Balance de energía lavadora en funcionamiento.

Parámetro	Valor	
Energía aire comprimido 7 Bar	90,0	MJ/h
Energía aire comprimido 40 Bar	439,0	MJ/h
Energía sistema de refrigeración	234,0	MJ/h
Energía colectores solares	28,2	MJ/h
Eficiencia global del sistema	90,4	%
Energía neta aportada	715,1	MJ/h
Energía requerida*	3.409,0	MJ
Tiempo en calentar el tanque	4,8	horas
Porcentaje de cobertura	21,0	%

*Energía requerida para calentar 23,3 m3 con un ΔT de 35 °C.

Fuente: Autor.

Como se puede observar en la tabla, si se utiliza toda la energía residual al mismo tiempo, se lograría precalentar el tanque de la lavadora hasta 65 °C en aproximadamente 5 horas. Este valor de igual manera es teórico, ya que en la realidad el tiempo sería mayor.

Se debe tener en cuenta que existen pérdidas de energía en forma de radiación y convección, las cuales van a ir aumentando con la elevación de la temperatura de los tanques de la lavadora. En este caso al ser una temperatura no tan elevada, estas pérdidas son muy bajas y se tomaron como un 1% en el cálculo.

La energía siempre está disponible mientras la planta esté en funcionamiento por lo que la temperatura de inicio al utilizar vapor en el arranque de la lavadora será de 65°C.

Capítulo 6. Diseño aprovechamiento de calor

En este capítulo se muestran los esquemas de los equipos antes y después de realizar el aprovechamiento de calor. De igual forma se coloca el plano de la planta con los equipos intervenidos y un esquema del diseño del sistema de aprovechamiento. Estos dibujos al tratarse de esquemas muy generales no detallan sobre las válvulas necesarias, control y sensores. Eso se explica en el diseño total más adelante.

Además, se estimó la pérdida de carga en tubería y sus respectivos diámetros para calcular las bombas necesarias. Se debió tomar en cuenta accesorios, elevaciones, tipo de tubería y caída de presión en los equipos para realizar la selección adecuada. Al tener mucho detalle los planos se decide utilizar hojas de formato A1 en pdf. Estos se ubican en forma digital en la carpeta Planos Proyecto.

6.1. Esquemas generales del sistema de recuperación.

Las siguientes figuras muestran los sistemas actuales y luego se muestra la configuración propuesta para la recuperación del calor.

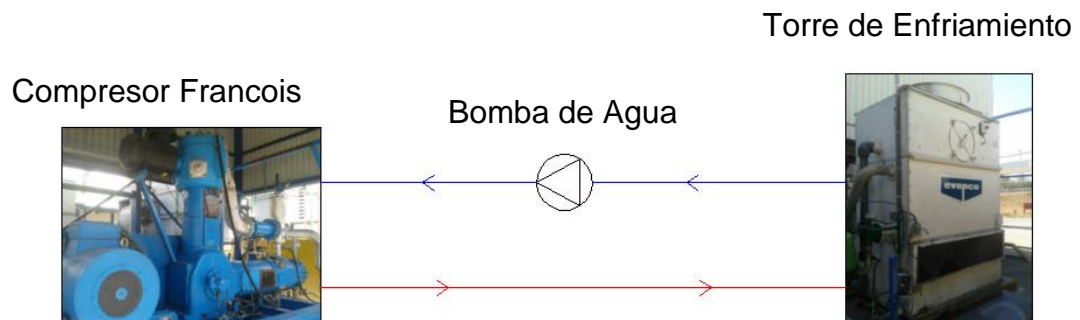


Figura 6.1. Configuración actual del compresor Francois.

Fuente: Autor.

En el caso de la recuperación de calor de este equipo se debe usar un sistema de serie – paralelo, de modo que se pueda aprovechar gran parte de esta energía. En la siguiente figura se muestra como es la configuración propuesta de modo que al no estar en servicio el intercambiador se pueda seguir secando el aire comprimido con la torre de enfriamiento.

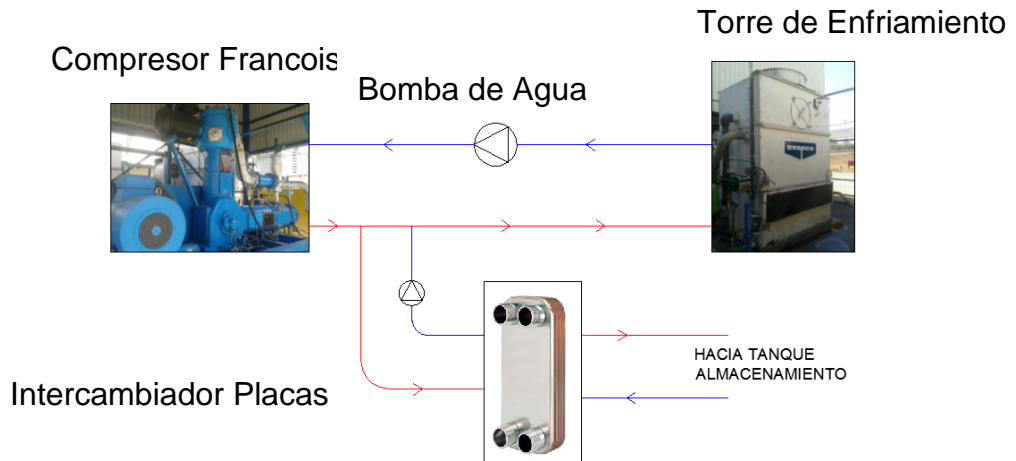


Figura 6.2. Configuración propuesta para el compresor Francois.

Fuente: Autor.

Como se puede observar se requiere de un intercambiador de placa y una bomba para lograr obtener energía residual del compresor. El caudal de la bomba debe ser como máximo el flujo nominal de la bomba principal de la torre de enfriamiento. La siguiente figura muestra cómo está compuesto una parte del sistema actual de refrigeración.

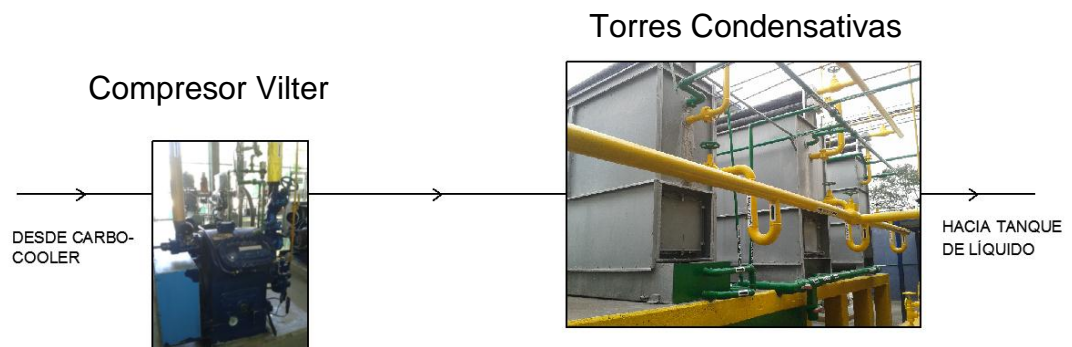


Figura 6.3. Configuración actual del sistema de refrigeración.

Fuente: Autor.

En este caso se muestra solo esta parte del sistema de refrigeración, ya que es donde se va a producir la extracción de energía en forma de calor. Se va a obtener mediante un sistema en cascada entre la compresión y la condensación del amoniaco.

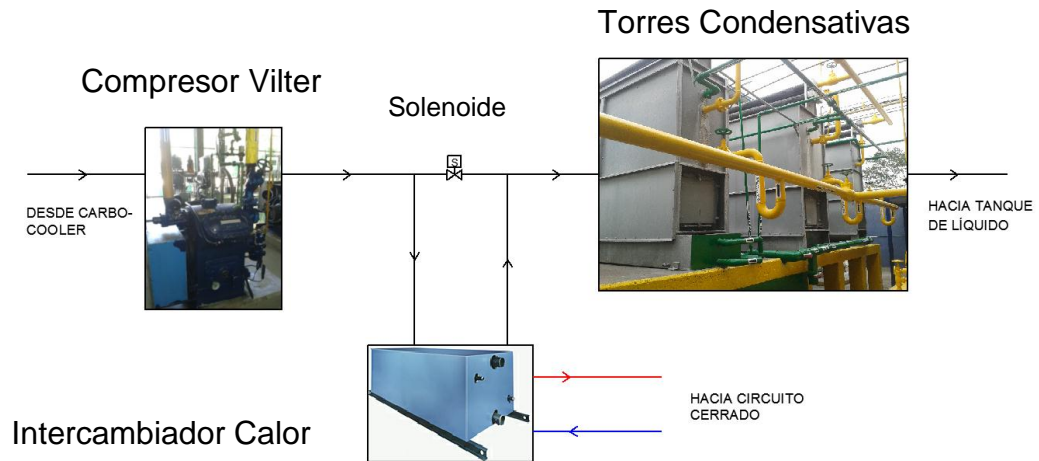


Figura 6.4. Configuración propuesta para el sistema de refrigeración.

Fuente: Autor.

Se debe colocar una válvula solenoide creando un “by-pass” en el sistema para regular el paso de gas caliente hacia el sistema en cascada. El control debe indicarle a la válvula cuando se alcanza la temperatura mínima del tanque de almacenamiento para que se abra completamente.

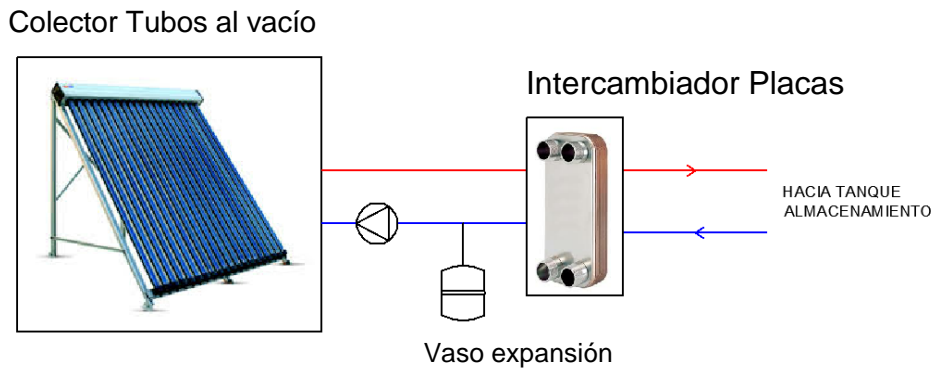


Figura 6.5. Configuración propuesta del sistema de captación solar.

Fuente: Autor.

En cuanto al sistema solar, se debe tener un circuito principal y uno secundario, divididos por el intercambiador de calor. El circuito principal cuenta con un vaso de expansión, ya que el fluido al calentarse se expande y puede dañar la tubería de cobre.

Ya con la cantidad total de paneles que se requieren, se deben colocar de manera que quede una configuración de retorno invertido, esto con fin de que se mantenga el equilibrio hidráulico. Además, para cuestiones de ahorro en la cantidad de tubería, accesorios y aislamiento, se recomienda formar filas de no más de 3 colectores en serie para que su eficiencia no baje drásticamente. La siguiente figura muestra la propuesta de conexión de los colectores solares.

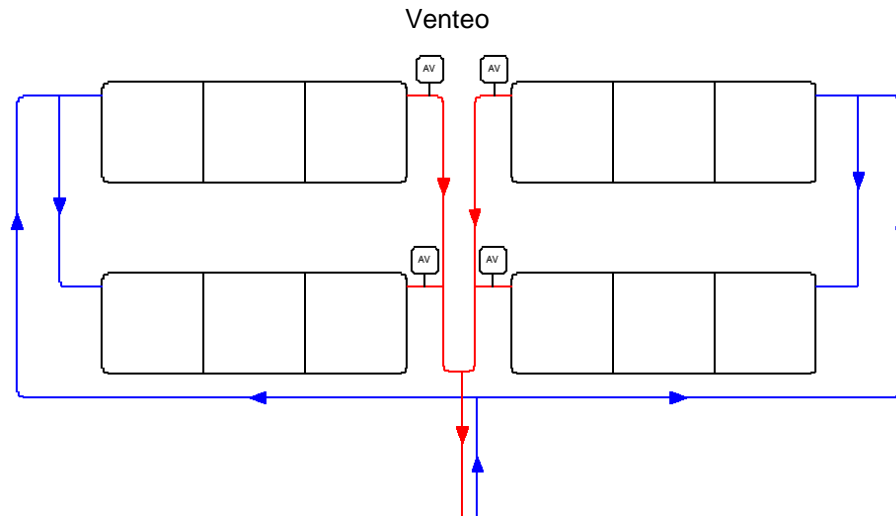


Figura 6.6. Configuración propuesta de los colectores en serie - paralelo.

Fuente: Autor.

Como se puede observar en la figura los caudales van disminuyendo por lo que las pérdidas en la tubería y su diámetro van a ser menores. Al usar los colectores en serie se va a obtener altas temperaturas en la salida. Por esta razón se utilizaron cuatro filas de tres colectores dando como resultado un total de doce colectores en serie – paralelo. Cada fila debe tener un venteo y una válvula de seguridad.

En cuanto al sistema de aire comprimido Kaeser, se utilizó el sistema propuesto por el proveedor nacional, el cual utiliza una válvula termostática que regula la cantidad de aceite que se desvía hacia el intercambiador de calor. En la siguiente figura se muestra como es la disposición del equipo interno en el compresor.

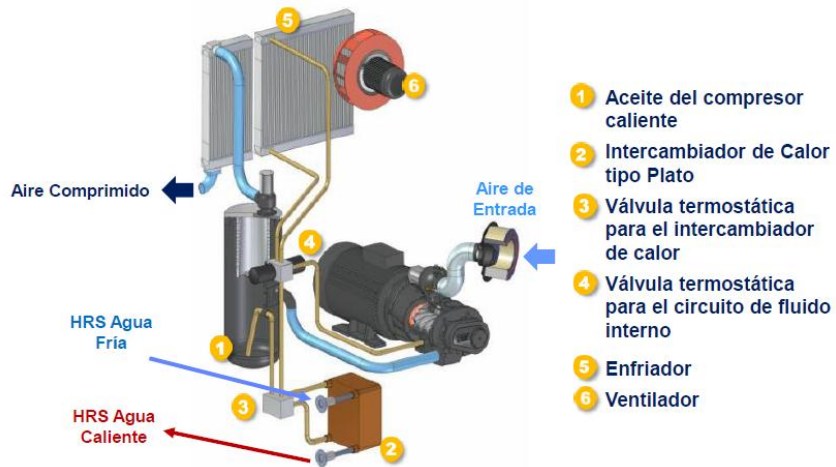


Figura 6.7. Configuración propuesta del sistema de aire comprimido.

Fuente: (KAESER).

Como se puede observar en la figura, el sistema es muy compacto y por esta razón es muy sencillo de colocar. Gracias a la configuración de válvulas termostáticas el sistema no va a tener problemas si el intercambiador está fuera de servicio.

La siguiente figura muestra el circuito recolector de energía de los sistemas principales.

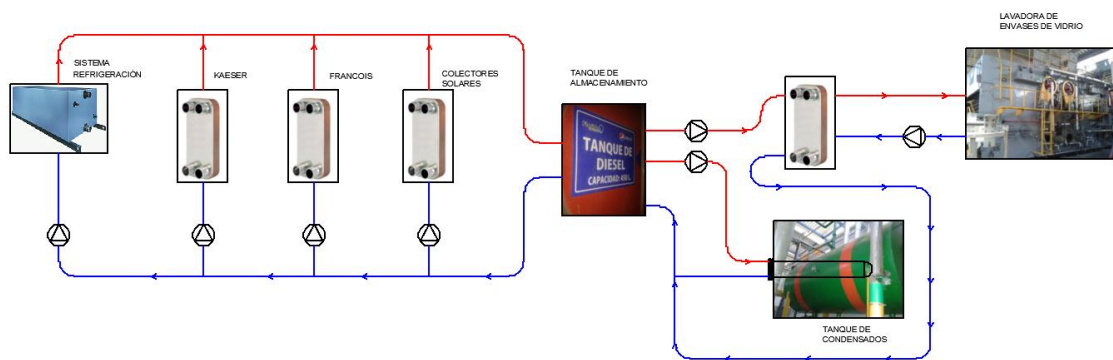


Figura 6.8. Configuración propuesta del sistema de circuito cerrado.

Fuente: Autor.

Como se puede observar en la figura, el circuito cerrado cuenta con un tanque de almacenamiento. Esto tiene varias ventajas, entre las cuales se pueden mencionar un mayor control en el arranque y paro de las bombas en los circuitos principales. Además, si los sistemas de recuperación se detienen, aun se contaría con energía almacenada en el tanque aislado que puede ser aprovechada.

La utilización de varias bombas pequeñas asegura el control sobre los ramales y se evitaría el uso de válvulas de balance. Además que se evita el uso de una sola bomba principal la cual sería de mayor capacidad, mayor precio y de mayor consumo de energía.

La desventaja de este sistema es que se debe usar una gran cantidad de válvulas “check” o anti retorno, para evitar que los caudales influyan en los demás intercambiadores. Esto genera que se aumente la caída de presión en las tuberías. Además se debe invertir más dinero en aislamiento para mantener caliente este tanque.

6.2. Esquema detallado del diseño de aprovechamiento.

En este esquema se puede observar la conexión entre los intercambiadores de calor y la posición de las válvulas necesarias para que el sistema opere de forma correcta.

La línea de control indica que el termostato del tanque de almacenamiento genera una señal para arrancar o detener las bombas de cada intercambiador. La ventaja de este sistema es que al tener diferentes temperaturas máximas en los ramales se puede asegurar que la dirección de flujo de calor va a ir en una sola dirección. Un ejemplo de esto sería el sistema solar que cuenta con una temperatura máxima de 70 °C, mientras que el sistema de aire comprimido a 40 Bar es de 47 °C. En el momento que el tanque de almacenamiento sobrepase los 47 °C, la señal le indica a la bomba del intercambiador que se detenga.

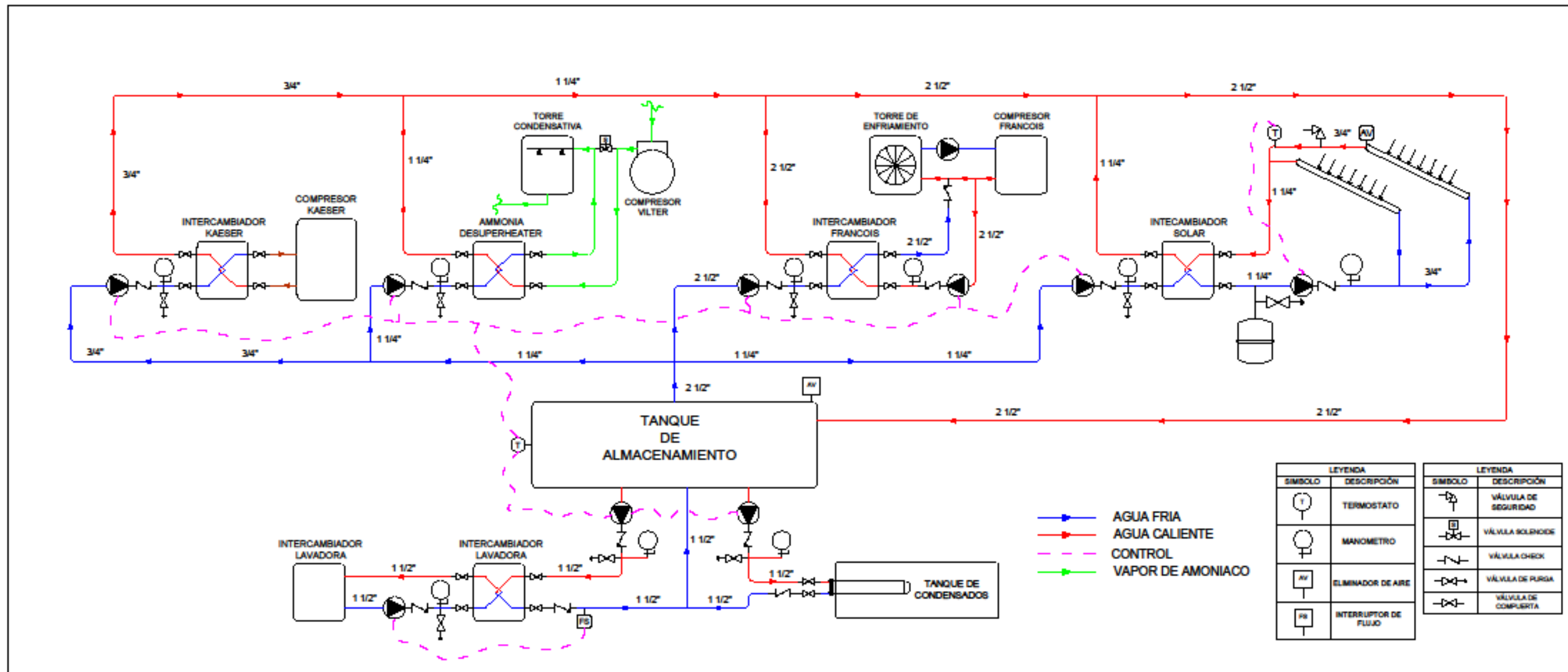


Figura 6.9. Esquema detallado del diseño de aprovechamiento de calor.

Fuente: Autor.

El sistema funciona de la siguiente manera:

En el arranque, el agua del circuito cerrado estará a una temperatura baja. El termostato del tanque de almacenamiento debe estar seteado para que arranque las bombas de todos los sistemas y se comience a elevar la temperatura. Una vez que logró calentar este tanque, se arranca la bomba de la lavadora o la del tanque de condensados.

No pueden funcionar al mismo tiempo ambas ya que se necesita obtener la mayor cantidad de energía en la lavadora en el menor tiempo posible. Además, si ya está en funcionamiento la lavadora, la caldera tendría la máxima temperatura en el retorno de condensado y no se podría entregar más energía.

Se deben utilizar venteos en el sistema de colectores solares ya que podría dañar la estructura interna del mismo. Además, debe contar con válvulas de seguridad, ya que en algunos casos se puede llegar a la temperatura de estanqueidad provocando la evaporación del agua dentro del colector.

El tanque de almacenamiento de igual manera debe tener un eliminador de aire, ya que si ingresa aire en las propelas de las bombas, estas cavitarían y se dañaría el equipo. Además, el sistema debe poder vaciarse totalmente tanto en el circuito principal como en el secundario, por esta razón se colocan válvulas de purga en todos los sistemas. Esto con el fin de realizar algún mantenimiento o reemplazo de equipo.

El interruptor de flujo ubicado en el intercambiador de la lavadora se colocó ya que la distancia entre la bomba y el intercambiador es muy extensa, por lo que al haber flujo se activa la señal para arrancar la bomba. Esto se aprecia de mejor forma en la siguiente sección con los planos del diseño en planta.

6.3. Planos del diseño de aprovechamiento.

En esta sección se muestran los planos del diseño y la ubicación de los equipos en planta. Su ubicación exacta en la sala de compresores depende del pentagrama de tuberías actuales de la planta, aun así estos equipos no van a ocupar mucho espacio, ya que poseen dimensiones pequeñas y son compactos.

En estos planos se muestra las distancias reales de tubería y la ubicación del pentagrama. A pesar de esto, las dimensiones de los equipos están ampliadas con el fin de entender la disposición y la ubicación entre ellos.

Una vez colocados los equipos, se procedió a calcular las distancias de las tuberías para lograr obtener la caída de presión en cada bomba. Para este caso se utilizó el “software” de la marca Bell & Gossett llamado System Syzer obtenido de la página (B&G, 2015). Esta herramienta permite obtener la caída de presión y la velocidad en función de un diámetro elegido y un tipo de tubería (hierro, PVC o cobre).

Los criterios utilizados para determinar las limitaciones en la caída de presión de las tuberías, fue mediante lo establecido en (ASHRAE, 2009) que limita este valor al rango entre 1 m/100 m hasta 4 m/100 m. Normalmente el valor promedio para el diseño de tuberías debe ser de 2,5 m/100 m.

En cuanto a la velocidad de tuberías, esta misma norma dice que debe ser de 1,2 m/s para tuberías menores de 50 mm. Además, se consultó el código de Instalaciones Hidráulicas Sanitarias de Costa Rica (Colegio Federado de Ingenieros y Arquitectos, 2010), el cual permite diseñar para un rango de velocidades entre 0,6 m/s hasta 2 m/s.

Es bastante recomendable respetar estos valores, ya que a una velocidad inferior se puede dar sedimentación en la tubería y a una velocidad mayor el ruido sería muy molesto. A continuación se presentan los planos con el diseño en planta.

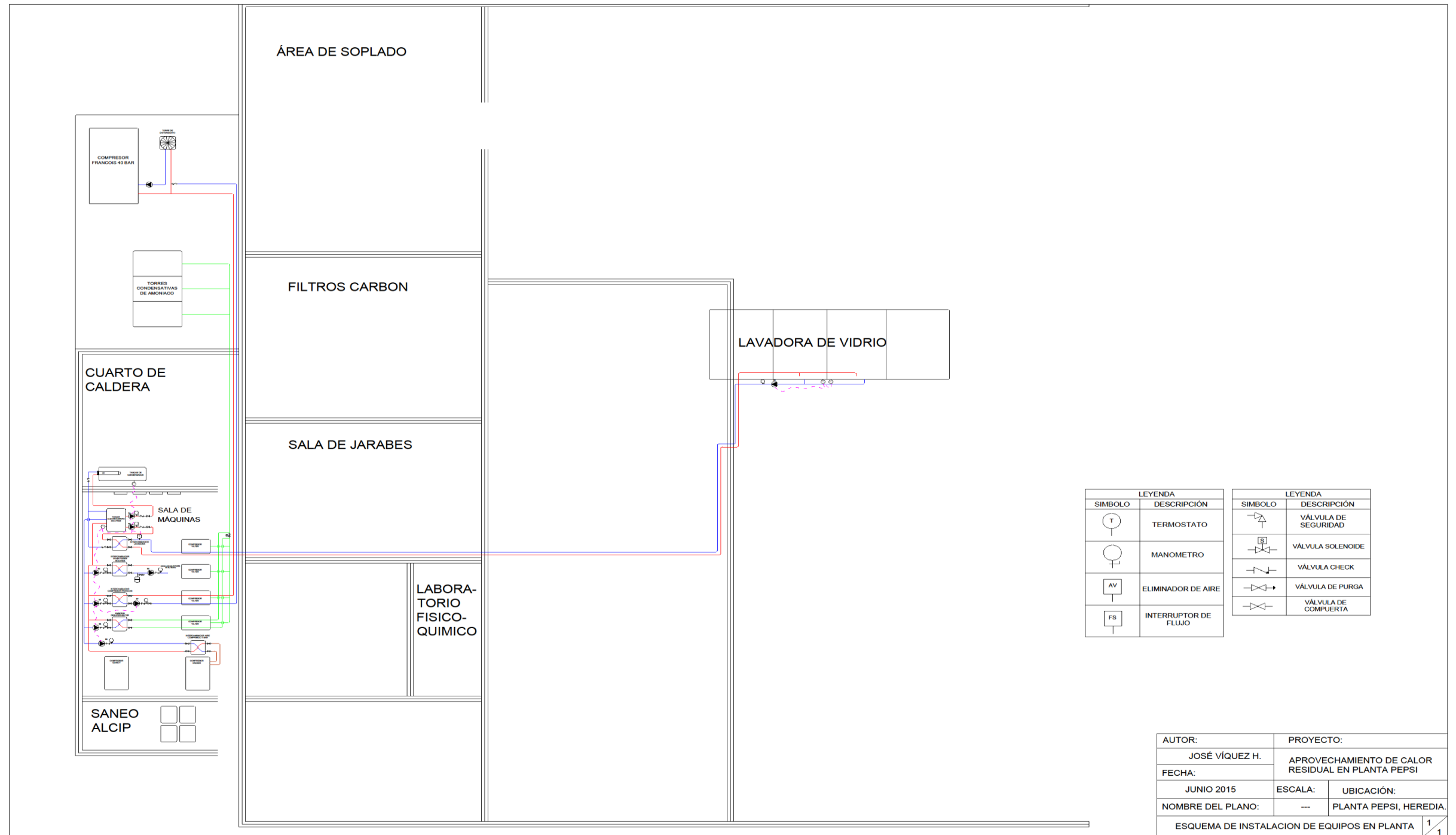


Figura 6.10. Diseño de recuperación de calor en planta.

Fuente: Autor.

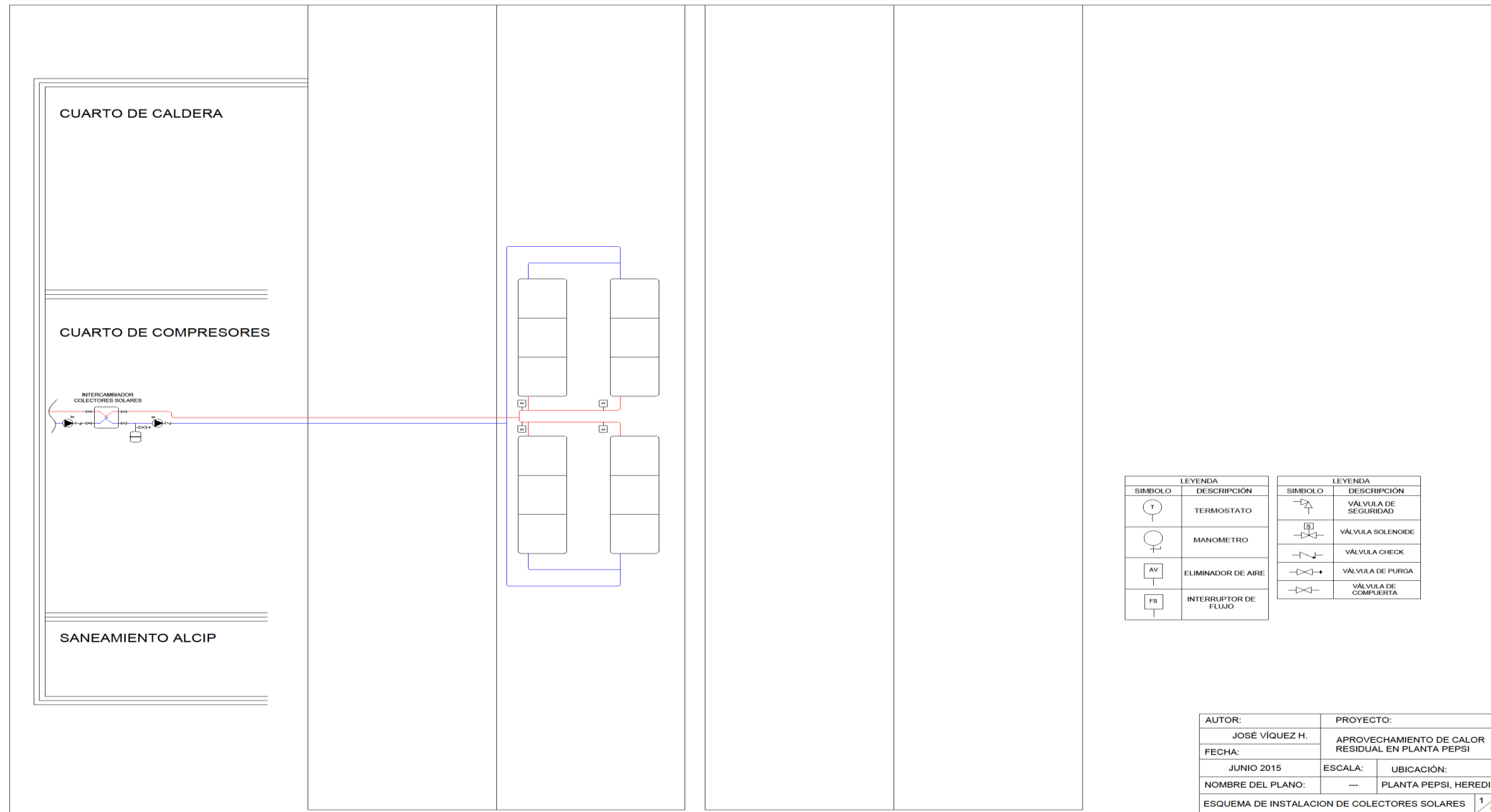


Figura 6.11. Diseño de recuperación de calor ubicación colectores solares.

Fuente: Autor.

La finalidad de estos planos consiste en tener una mejor idea de la ubicación de los equipos en planta y además de la ubicación de los colectores solares en el techo. A partir de estos planos se determinaron las distancias reales de tubería para calcular la caída de presión.

6.4. Cálculo de bombas de agua necesarias.

A continuación se detallan las características de las bombas requeridas por el sistema. El flujo volumétrico utilizado es el caudal de diseño de los equipos. Por ejemplo en el caso de los colectores solares el proveedor recomienda $2 \text{ m}^3/\text{h}$ por cada colector, por lo que el caudal de diseño es ese valor multiplicado por las doce unidades que se utilizarán.

En cuanto a los accesorios, se utilizó la tabla de pérdidas en accesorios de la página de (Reboja, 2009). Esta tabla relaciona el tipo de accesorio con una longitud equivalente de tubería recta para conocer la caída de presión en el sistema.

Las características necesarias que deben cumplir estas bombas, es que el tipo de alimentación debe ser monofásica o trifásica, construcción pesada ya que se instalaran en el cuarto de compresores y rodete sencillo ya que el agua por utilizar es suavizada por lo que no habrá problemas de incrustaciones.

Se contactó al proveedor nacional de soluciones de bombeo Zebol S.A., el cual ofrece una marca accesible y de muy buena calidad (GOULDS). Para conocer los precios refiérase al Anexo 7. El tipo de tubería utilizada para calcular la caída de presión por rozamiento fue de hierro negro.

Las siguientes tablas muestran las características de las bombas necesarias para la puesta en marcha del diseño de aprovechamiento de calor.

En esta tabla se puede observar los resultados de la bomba necesaria para el circuito principal del tanque de condensados. La muestra de cálculos se observa en el Apéndice 7.

Tabla 6.1. Selección bomba del circuito de tanque de condensados.

Parámetro	Valor	
Caudal	4,0	m³/h
Longitud de tubería recta	10,0	m
Diámetro de tubería	1 ½	in
Pérdida de carga	1,8	m/100 m
Velocidad	0,85	m/s
Codos	6	unidades
Válvula de compuerta	3	unidades
Válvula check	2	unidades
Longitud equivalente	17,1	m
Caída de presión tubería	0,49	mca
Caída de presión intercambiador	0,8	mca
Caída de presión estática	1,29	mca
Caída de presión dinámica	0,036	mca
Cabeza total	1,32	m

Fuente: Autor.

En este caso la distancia entre el intercambiador y el tanque de condensados es muy pequeña, por lo que la cabeza total es relativamente baja. De igual manera al tener un caudal bajo, las pérdidas por rozamiento en la tubería son menores. La caída de presión en el intercambiador es un dato aportado por el fabricante.

La siguiente tabla muestra los resultados de la bomba necesaria para el intercambiador de la lavadora de envases de vidrio. La muestra de cálculos se observa en el Apéndice 7.

Tabla 6.2. Selección bomba del intercambiador de la lavadora.

Parámetro	Valor	
Caudal	4,0	m³/h
Longitud de tubería recta	12,0	m
Diámetro de tubería	1 ½	in
Pérdida de carga	1,8	m/100 m
Velocidad	0,85	m/s
Codos	6	unidades
Válvula de compuerta	3	unidades
Válvula check	2	unidades
Longitud equivalente	17,1	m
Caída de presión tubería	0,52	mca
Caída de presión intercambiador	0,18	mca
Caída de presión estática	0,71	mca
Caída de presión dinámica	0,036	mca
Cabeza total	0,74	m

Fuente: Autor.

Este intercambiador se encuentra muy cerca del tanque de almacenamiento del circuito cerrado de agua caliente, por lo que la distancia de tubería es muy corta. En este caso la caída de presión en el intercambiador es muy baja por lo que la cabeza total es relativamente baja.

La siguiente tabla muestra los resultados de la bomba necesaria para el circuito principal de los tanques de la lavadora. La muestra de cálculos se observa en el Apéndice 7.

Tabla 6.3. Selección bomba del circuito de tanque de lavadora.

Parámetro	Valor	
Caudal	4,0	m³/h
Longitud de tubería recta	122,0	m
Diámetro de tubería	1 ½	in
Pérdida de carga	1,8	m/100 m
Velocidad	0,85	m/s
Codos	16	unidades
Válvula de compuerta	4	unidades
Válvula check	0	unidades
Longitud equivalente	11,6	m
Caída de presión tubería	2,4	mca
Caída de presión intercambiador	0,18	mca
Caída de presión estática	2,59	mca
Caída de presión dinámica	0,036	mca
Cabeza total	2,62	m

Fuente: Autor.

La distancia entre la sala de compresores y la lavadora es bastante extensa. Debido al recorrido de la tubería y la cantidad de accesorios que se deben usar, la cabeza total aumenta considerablemente.

La siguiente tabla muestra los resultados de la bomba necesaria para el intercambiador de los colectores solares. La muestra de cálculos se observa en el Apéndice 7.

Tabla 6.4. Selección bomba intercambiador colectores solares.

Parámetro	Valor	
Caudal	2,4	m³/h
Longitud de tubería recta	8,0	m
Diámetro de tubería	1 ¼	in
Pérdida de carga	1,46	m/100 m
Velocidad	0,7	m/s
Codos	4	unidades
Válvula de compuerta	3	unidades
Válvula check	1	unidades
Longitud equivalente	7,6	m
Caída de presión tubería	0,23	mca
Caída de presión intercambiador	0,4	mca
Caída de presión estática	0,63	mca
Caída de presión dinámica	0,0245	mca
Cabeza total	0,65	m

Fuente: Autor.

En este caso la caída de presión del intercambiador es muy baja, y tomando en cuenta que se encuentra a muy poca distancia del tanque de almacenamiento, el resultado es una cabeza total considerablemente baja.

Para el caso del circuito principal de los colectores solares se cuenta con una configuración en serie – paralelo. Esto ayuda a que el caudal se divida y por consiguiente se reduzca el diámetro de tubería utilizado. La siguiente figura muestra los tramos de tuberías del circuito principal.

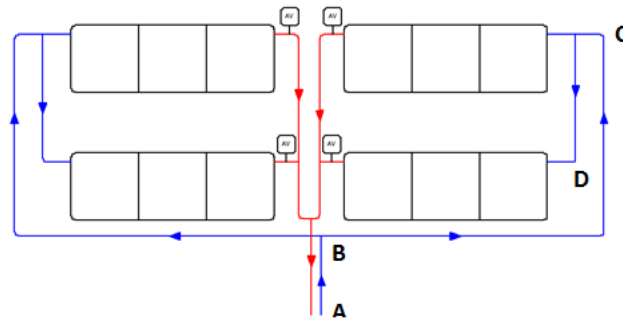


Figura 6.12. Distribución de tuberías circuito principal colectores solares.

Fuente: Autor.

Basado en la figura anterior se determinó la ruta crítica de la bomba, así como los caudales para cada tramo. La siguiente tabla muestra los resultados obtenidos.

Tabla 6.5. Selección diámetro tubería circuito principal colectores solares.

Tramo	Caudal (m ³ /h)	Longitud (m)	Diámetro (in)	Pérdida (m/100 m)	Velocidad (m/s)
A-B	2,4	35	1	3,66	1,31
B-C	1,2	12,5	¾	3,25	1,1
C-D	0,6	8	¾	0,81	0,6

Fuente: Autor.

Como se puede observar en la tabla la cantidad de paneles en cada ramal determina el caudal del mismo. Además que los valores de pérdida por rozamiento y velocidad cumplen con lo establecido por ASHRAE y el código de instalaciones hidráulicas del país.

La siguiente tabla muestra el resultado de la selección de la bomba en el circuito principal de los colectores solares utilizando el máximo caudal. La muestra de cálculos se observa en el Apéndice 7.

Tabla 6.6. Selección bomba del circuito principal colectores solares.

Parámetro	Valor	
Codos	12	unidades
Válvula de compuerta	2	unidades
Válvula check	1	unidades
Longitud equivalente	14,2	m
Caída de presión tubería	2,19	mca
Caída de presión intercambiador	0,45	mca
Caída de presión colectores	3,96	mca
Caída de presión estática	6,6	mca
Caída de presión dinámica	0,0856	mca
Cabeza total	6,7	m

Fuente: Autor.

En este caso a pesar de que la distancia es poca, la cantidad de colectores provoca que la caída de presión aumente significativamente. Para efectos de este cálculo se tomó la ruta crítica de la derecha ya que ambas son iguales y cumplen con el principio de equilibrio hidráulico.

La siguiente tabla muestra el resultado de la selección de la bomba en el intercambiador del aire comprimido a 40 Bar. La muestra de cálculos se observa en el Apéndice 7.

Tabla 6.7. Selección bomba del intercambiador del Francois.

Parámetro	Valor	
Caudal	15,0	m³/h
Longitud de tubería recta	14,0	m
Diámetro de tubería	2 ½	in
Pérdida de carga	2,7	m/100 m
Velocidad	1,35	m/s
Codos	3	unidades
Válvula de compuerta	3	unidades
Válvula check	1	unidades
Longitud equivalente	24,4	m
Caída de presión tubería	1,04	mca
Caída de presión intercambiador	6,1	mca
Caída de presión estática	7,14	mca
Caída de presión dinámica	0,0911	mca
Cabeza total	7,23	m

Fuente: Autor.

En este caso el caudal del circuito es bastante elevado por lo que las pérdidas en accesorios aumentan significativamente. Además la caída de presión en el intercambiador es muy elevada. Todo esto provoca que la cabeza total de la bomba sea mucho mayor que las anteriores.

La siguiente tabla muestra el resultado de la selección de la bomba en el circuito principal del sistema de aire comprimido a 40 Bar. La muestra de cálculos se observa en el Apéndice 7.

Tabla 6.8. Selección bomba del circuito de Francois.

Parámetro	Valor	
Caudal	15,0	m³/h
Longitud de tubería recta	82,0	m
Diámetro de tubería	2 ½	in
Pérdida de carga	2,7	m/100 m
Velocidad	1,35	m/s
Codos	4	unidades
Válvula de compuerta	3	unidades
Válvula check	2	unidades
Longitud equivalente	21,1	m
Caída de presión tubería	2,78	mca
Caída de presión intercambiador	5,1	mca
Caída de presión estática	7,88	mca
Caída de presión dinámica	0,0911	mca
Cabeza total	7,97	m

Fuente: Autor.

El valor de la cabeza total es bastante elevado debido a que la distancia entre el intercambiador y el compresor es bastante extensa. Además el alto caudal provoca mayor caída de presión en los accesorios.

La siguiente tabla muestra el resultado de la selección de la bomba en el circuito del recuperador de calor del sistema de refrigeración. La muestra de cálculos se observa en el Apéndice 7.

Tabla 6.9. Selección bomba del circuito del desuperheater de amoníaco.

Parámetro	Valor	
Caudal	2,0	m³/h
Longitud de tubería recta	20,0	m
Diámetro de tubería	1 ¼	in
Pérdida de carga	1,0	m/100 m
Velocidad	0,6	m/s
Codos	5	unidades
Válvula de compuerta	3	unidades
Válvula check	1	unidades
Longitud equivalente	8,5	m
Caída de presión tubería	0,29	mca
Caída de presión intercambiador	0,3	mca
Caída de presión estática	0,59	mca
Caída de presión dinámica	0,018	mca
Cabeza total	0,6	m

Fuente: Autor.

En este caso al no contar con el caudal de diseño del intercambiador LAVAL, se tomó como referencia el caudal del desuperheater de Doucette. La cabeza total es muy baja debido a la cercanía del equipo con el tanque de almacenamiento.

La siguiente tabla muestra el resultado de la selección de la bomba en el circuito del recuperador de calor del sistema de aire comprimido a 7 Bar. La muestra de cálculos se observa en el Apéndice 7.

Tabla 6.10. Selección bomba del intercambiador Kaeser.

Parámetro	Valor	
Caudal	0,5	m³/h
Longitud de tubería recta	30,0	m
Diámetro de tubería	$\frac{3}{4}$	in
Pérdida de carga	1,0	m/100 m
Velocidad	0,4	m/s
Codos	5	unidades
Válvula de compuerta	3	unidades
Válvula check	1	unidades
Longitud equivalente	7,0	m
Caída de presión tubería	0,37	mca
Caída de presión intercambiador	0,15	mca
Caída de presión estática	0,52	mca
Caída de presión dinámica	0,008	mca
Cabeza total	0,53	m

Fuente: Autor.

El caudal requerido para este circuito es muy bajo, lo que se traduce en pocas pérdidas de fricción y una cabeza total bastante pequeña.

Capítulo 7. Análisis financiero

En este capítulo se muestran los cálculos de ahorro en el combustible de la caldera, mediante la aplicación del sistema de aprovechamiento del calor. Además se calculó el retorno simple de inversión de cada mejora al sistema. Luego se realizó un estado financiero del proyecto total a un plazo de 5 años para saber si es viable su puesta en marcha. Esto se realizó mediante el análisis de cada OCE (oportunidad de conservación de la energía).

Esto se hizo mediante el análisis de los indicadores financieros como el VAN y el TIR. Se consultó en la página del Banco Central de Costa Rica (BCCR, 2015) para obtener el valor de la tasa básica pasiva de este año, dando como resultado un 7% en promedio. Además, la inflación de los últimos años se ha mantenido entre un rango del 4% al 5%, por lo que para efectos del análisis financiero se tomó el valor más alto.

Para obtener los litros de combustible consumidos por un equipo se utilizó la fórmula de eficiencia directa de una caldera (TLV, Eficiencia de la caldera, 2015), la muestra detallada de los cálculos se explica en el Apéndice 8.

Todas las características e información sobre el combustible búnker se obtuvo de la página de (RECOPE, Manual de Productos., 2011). Se recopilaron datos como el poder calorífico con un valor de 41 590 kJ/kg con una densidad de 0.989 kg/l.

El tipo de cambio utilizado fue del día 20 de mayo del 2015 (₡ 538) y el costo del búnker es el promedio de abril 2014-2015 obtenido de (RECOPE, Precios Históricos Plantel RECOPE, 2015).

Las cotizaciones de todos los equipos necesarios se muestran en el Anexo 7. A continuación se muestran los cálculos financieros de las mejoras propuestas.

7.1. OCE 1. Aislar tanques de saneamiento.

7.1.1. Cálculo de ahorro en combustible.

En esta OCE se analizó la posibilidad de aislar los tanques de saneamiento para que en el arranque no se tenga que utilizar la caldera. La siguiente tabla muestra el cálculo del ahorro obtenido.

Tabla 7.1. Ahorro de combustible por aislar tanques de saneamiento OCE 1.

Parámetro	Tanque soda		Tanque ácido	
Densidad del agua	1.000,0	kg/m ³	1.000,0	kg/m ³
Volumen total	2,0	m ³	2,0	m ³
Masa total	2000,0	kg	2000,0	kg
Calor específico del agua	4,2	kJ/kg °C	4,2	kJ/kg °C
Temperatura inicial	25,0	° C	25,0	° C
Temperatura final	70,0	° C	85,0	° C
Calor latente del vapor	2642,3	kJ/kg	2642,3	kJ/kg
Consumo de vapor	428,8		kg	
Consumo combustible	51,2		litros/arranque	
Cantidad de arranques	52		al año	
Costo del búnker	0,6		\$/litro	
Ahorro anual	1.564,0		\$ US	

Fuente: Autor.

En este caso se tomó que cada semana se detiene el saneamiento durante 24 horas continuas. Este valor podría cambiar durante el año ya que está apegado estrictamente a la alta o baja producción de la planta.

7.1.2. Lista de materiales por utilizar.

En este caso se necesitaría solamente manta mineral para aislar los tanques de saneamiento. La siguiente tabla muestra la inversión que debe realizar la empresa.

Tabla 7.2. Inversión para aislar tanques de saneamiento OCE 1.

Descripción	Valor	
Área del tanque	6,3	m ²
Cantidad de tanques	4,0	unidades
Área de manta mineral	4,6	m ²
Cantidad de mantas	1,4	unidades
Total de mantas	6,0	unidades
Precio unitario de manta	135,0	\$ US
Total de inversión	810,0	\$ US

Fuente: Autor.

7.1.3. Retorno simple de inversión.

Como se puede observar en las tablas anteriores la inversión es baja en comparación con el ahorro proyectado por lo que el retorno de inversión simple va a resultar en meses y no en años. La siguiente tabla muestra el dato obtenido.

Tabla 7.3. Retorno simple de inversión OCE 1.

Descripción	Valor	
Inversión	810	\$ US
Ahorro	1 564	\$ US
Retorno de inversión	6,2	meses

Fuente: Autor.

7.1.4. Cálculo del VAN y del TIR.

La siguiente tabla muestra el análisis financiero obtenido de comparar la inversión y el ahorro obtenido en un plazo de cinco años.

Tabla 7.4. Cálculo del VAN y del TIR para OCE 1.

Año	Inversión	Ahorro	Total
0	-\$ 810		-\$ 810
1		\$ 1 564	\$ 1 564
2		\$ 1 564	\$ 1 564
3		\$ 1 564	\$ 1 564
4		\$ 1 564	\$ 1 564
5		\$ 1 564	\$ 1 564
	VAN	\$ 5 602,71	
	TIR	192%	

Fuente: Autor.

Como se puede observar en la tabla, esta OCE presenta un valor actual neto positivo lo que indica que es viable la inversión. Además el TIR es mayor al ofrecido por los bancos por lo que se obtendrá más ganancia si se invierte en esta OCE.

No se tomó en cuenta la mano de obra ya que los técnicos de la empresa pueden colocar las mantas sin ningún problema. Además, la manta mineral no necesita de mantenimiento por lo que el único cuidado es evitar su humedecimiento. Por esta razón tampoco se tomó en cuenta costos de mantenimiento ni operación.

7.2. OCE 2. Elevar temperatura del tanque de condensados durante el arranque de la caldera.

7.2.1. Cálculo de ahorro en combustible.

En esta OCE se analizó la posibilidad de calentar durante el día el tanque de condensados utilizando colectores solares. Estos permiten elevar la temperatura de 30 °C hasta 70 °C pero debido a la pérdida de calor en el tanque por no estar aislado, la temperatura final sería de 54°C. La siguiente tabla muestra el cálculo del ahorro obtenido.

Tabla 7.5. Ahorro de combustible al elevar temperatura de arranque OCE 2.

Parámetro	Tanque a 30°C		Tanque a 54°C	
Calor latente del vapor	2642,3	kJ/kg	2372,0	kJ/kg
Consumo de vapor	100	kg	100	kg
Consumo combustible	11,5	litros	10,5	litros
Combustible ahorrado	1,0		litros/arranque	
Cantidad de arranques		52		al año
Costo del búnker		0,6		\$/litro
Ahorro anual		31,2		\$ US

Fuente: Autor.

En este caso se tomó que la caldera arranca una vez por semana en frío. Este valor podría cambiar algunas veces debido a la producción, a pesar de esto, el resultado sería el mismo ya que el ahorro es de un litro por arranque lo cual es muy poco. Esto se debe a la poca diferencia entre el calor latente del vapor, ya que el poder calorífico es bastante alto en comparación con la energía ganada en el aumento de unos cuantos grados de temperatura.

7.2.2. Lista de materiales y equipos por utilizar.

En este caso se necesitaría colocar solo una parte del circuito cerrado de agua caliente ya diseñado, el cual sería el tanque de almacenamiento junto con el circuito de los colectores solares. La siguiente tabla muestra la inversión que debe realizar la empresa.

Tabla 7.6. Inversión para calentar tanque de condensados en el arranque OCE 2.

Equipo	Cantidad	Precio Unidad	Total
Intercambiadores TFP11X21-30	2,0	\$1.880,00	\$3.760,00
Bomba NPE1ST1	2,0	\$610,00	\$1.220,00
Bomba NPE1ST2	1,0	\$614,00	\$614,00
Tubería general cobre/hierro	1,0	\$751,00	\$751,00
Aislamiento tubería	1,0	\$1.450,00	\$1.450,00
Aislamiento tanque	1,0	\$405,00	\$405,00
Accesorios en general	1,0	\$311,00	\$311,00
Colector SunRain	12,0	\$1.300,00	\$15.600,00
TOTAL			\$24.111,00

Fuente: Autor.

Como se puede observar en la tabla la mayor inversión la ocupa el aislamiento de tubería, los intercambiadores de calor y los colectores solares. En el caso del aislamiento es bastante elevado el precio debido a que la cañuela debe ir cubierta con acero inoxidable para protegerla de la intemperie. Es importante mencionar que no se está tomando en cuenta los equipos de control necesarios para el arranque y paro de las bombas.

7.2.3. Retorno simple de inversión.

Como se puede observar en las tablas anteriores la inversión es bastante elevada en comparación con el ahorro proyectado por lo que el retorno de inversión simple no se logró calcular en un periodo aceptable de tiempo. Por esta razón no se analizará financieramente ya que esta OCE es totalmente inviable. La siguiente tabla muestra el resumen de los datos de inversión y ahorro obtenido.

Tabla 7.7. Retorno simple de inversión OCE 2.

Descripción	Valor	
Inversión	\$ 24.111,0	\$ US
Ahorro	\$ 31,2	\$ US
Retorno de inversión	NA	años

Fuente: Autor.

7.3. OCE 3. Tanque de condensados a 70 °C con la XYP.

7.3.1. Cálculo de ahorro en combustible.

Esta OCE pretende aumentar la temperatura del tanque de condensados durante el funcionamiento de la etiquetadora XYP. Su temperatura pasaría de 30°C hasta un máximo de 70°C. En este caso la cantidad de horas de funcionamiento al año es bastante elevada. Este dato se obtuvo del informe de auditoría realizada en 2012 por CIRE. La siguiente tabla muestra los resultados.

Tabla 7.8. Ahorro de combustible al aumentar temperatura del tanque de condensado OCE 3.

Parámetro	Tanque a 30°C		Tanque a 70°C	
Calor latente del vapor	2642,3	kJ/kg	2333,0	kJ/kg
Consumo de vapor	150	kg/h	150	kg/h
Consumo combustible	17,6	litros	15,5	litros
Ahorro combustible	2,1		litros/hora	
Horas de funcionamiento	4320		al año	
Total combustible	8887,0		litros	
Costo del búnker	0,6		\$/litro	
Ahorro	5 332,2		\$ US	

Fuente: Autor.

Como se puede observar en la tabla la implementación de esta OCE genera un ahorro de 2 litros de combustible búnker por hora. Al ser un equipo que trabaja muchas horas al año este pequeño ahorro se traduce en muchos miles de dólares que pueden ser recuperados.

Para este caso se tiene disponible los sistemas de aire comprimido y refrigeración, por lo que el costo de los equipos va a aumentar. No se toma en cuenta el sistema solar ya que en los periodos de alta producción se trabajan dos turnos de noche por lo que no se lograría obtener energía del sol.

7.3.2. Lista de equipos por utilizar.

Se deben tomar en cuenta los intercambiadores necesarios, las bombas, tuberías y aislamiento con el fin de tener un valor muy cercano de la inversión que se requiere para la implementación de esta OCE. La siguiente tabla muestra los resultados obtenidos.

Tabla 7.9. Inversión para calentar tanque de condensados OCE 3.

Equipo	Cantidad	Precio Unidad	Total
Intercambiador TFP11X21-30	1,0	\$1.880,00	\$1.880,00
Intercambiador TFP11X21-30	1,0	\$1.693,00	\$1.693,00
Reparación intercambiador	1,0	\$300,00	\$300,00
Intercambiador KAESER	1,0	\$5.300,00	\$5.300,00
Bomba NPE1ST1	3,0	\$610,00	\$1.830,00
Bomba NPE2ST	2,0	\$786,00	\$1.572,00
Tubería general hierro negro	1,0	\$1.552,00	\$1.552,00
Aislamiento tubería	1,0	\$2.700,00	\$2.700,00
Aislamiento tanque	1,0	\$405,00	\$405,00
Accesorios	1,0	\$311,00	\$311,00
		TOTAL	\$17.543,00

Fuente: Autor.

Como se puede observar en la tabla la inversión más grande está representada por el recuperador de calor marca Kaeser. Como anteriormente se mencionó el aislamiento es uno de los elementos con mayor inversión en el proyecto.

7.3.3. Retorno simple de inversión.

En este caso se cuenta con una inversión alta pero los ahorros de combustible búnker son bastante considerables. La siguiente tabla muestra los resultados obtenidos.

Tabla 7.10. Retorno simple de inversión de la OCE 3.

Descripción	Valor	
Inversión	\$ 17 543,0	\$ US
Ahorro	\$ 5 332,2	\$ US
Retorno de inversión	3,3	años

Fuente: Autor.

7.3.4. Cálculo del VAN y del TIR

La siguiente tabla muestra el análisis financiero obtenido de comparar la inversión y el ahorro obtenido en un plazo de cinco años.

Tabla 7.11. Cálculo del VAN y del TIR en la OCE 3.

Año	Inversión	Mantenimiento	Ahorro	Total
0	-\$17.543,00			-\$17.543,00
1		-\$150,00	\$5.332,00	\$5.182,00
2		-\$157,50	\$5.598,60	\$5.441,10
3		-\$165,38	\$5.878,53	\$5.713,16
4		-\$173,64	\$6.172,46	\$5.998,81
5		-\$182,33	\$6.481,08	\$6.298,75
	VAN		\$5.783,5	
	TIR		18%	

Fuente: Autor.

Esta OCE presenta un valor actual neto positivo lo que indica que es viable la inversión. Además el TIR es mayor al ofrecido por los bancos por lo que se obtendrá más ganancia si se invierte en esta mejora.

7.4. OCE 4. Precalentar tanques de lavadora.

7.4.1. Cálculo de ahorro en combustible.

En esta OCE se analizó la posibilidad de precalentar los tanques de la lavadora hasta un máximo de 65°C. La energía requerida para llevarlo de 65 °C hasta 80 °C se obtendrá del vapor. La siguiente tabla muestra los resultados obtenidos.

Tabla 7.12. Ahorro de combustible al precalentar la lavadora OCE 4.

Parámetro	Situación Actual		Situación Mejorada	
Densidad del agua	1.000,0	kg/m ³	1.000,0	kg/m ³
Volumen total	23,3	m ³	23,3	m ³
Masa total	23 300,0	kg	23 300,0	kg
Calor Específico del Agua	4,2	kJ/kg °C	4,2	kJ/kg °C
Temperatura Inicial	25,0	° C	65,0	° C
Temperatura Final	80,0	° C	80,0	° C
Calor latente del vapor	2642,3	kJ/kg	2642,3	kJ/kg
Consumo de vapor	2 617	kg	714	kg
Consumo de combustible	307	litros	87	litros
Ahorro en combustible		223		Litros/arranque
Cantidad de arranques		36		al año
Ahorro total combustible		8 028		litros
Costo del búnker		0,6		\$/litro
Ahorro		4 817		\$ US

Fuente: Autor.

Como se puede observar en la tabla el ahorro de litros de búnker es bastante elevado. En este caso se debe invertir más dinero en la compra de los equipos debido a que se toma en cuenta todo el diseño completo presentado en el capítulo anterior. La principal razón es la cantidad enorme de energía que necesita la lavadora para elevar su temperatura. La siguiente tabla muestra el cálculo obtenido de la inversión necesaria para esta OCE.

7.4.2. Lista de equipos por utilizar.

Tabla 7.13. Inversión para precalentar tanques de lavadora OCE 4.

Equipo	Cantidad	Precio Unidad	Total
Intercambiador TFP11X21-30	1,0	\$1.880,00	\$1.880,00
Intercambiador TFP11X21-30	1,0	\$1.693,00	\$1.693,00
Intercambiador TFP11X21-80	1,0	\$3.861,00	\$3.861,00
Reparación intercambiador	1,0	\$300,00	\$300,00
Intercambiador KAESER	1,0	\$5.300,00	\$5.300,00
Bomba NPE1ST1	5,0	\$610,00	\$3.050,00
Bomba NPE1ST2	1,0	\$614,00	\$614,00
Bomba NPE2ST	2,0	\$786,00	\$1.572,00
Tubería general hierro/cobre	1,0	\$2.900,00	\$2.900,00
Aislamiento tubería	1,0	\$5.870,00	\$5.870,00
Aislamiento tanque	1,0	\$405,00	\$405,00
Accesorios	1,0	\$311,00	\$311,00
Colector SunRain	12,0	\$1.300,00	\$15.600,00
TOTAL			\$43.356,00

Fuente: Autor.

La inversión más grande se encuentra en los colectores solares, así como los intercambiadores de calor y el aislamiento de la tubería.

7.4.3. Retorno simple de inversión.

En este caso al utilizar todos los equipos de manera simultánea se genera una inversión muy grande, lo que provoca que el retorno de inversión sea muy elevado. La siguiente tabla muestra el resultado obtenido de comparar estos valores.

Tabla 7.14. Retorno simple de inversión en la OCE 4.

Descripción	Valor	
Inversión	\$ 43 356,0	\$ US
Ahorro	\$ 4 817,0	\$ US
Retorno de inversión	9	años

Fuente: Autor.

7.4.4. Cálculo del VAN y del TIR

La siguiente tabla muestra el flujo financiero para la implementación del precalentamiento en los tanques de la lavadora.

Tabla 7.15. Cálculo del VAN y del TIR en la OCE 4.

Año	Inversión	Mantenimiento	Ahorro	Total
0	-\$43.356,00			-\$43.356,00
1		-\$150,00	\$4.817,00	\$4.667,00
2		-\$157,50	\$5.057,85	\$4.900,35
3		-\$165,38	\$5.310,74	\$5.145,37
4		-\$173,64	\$5.576,28	\$5.402,64
5		-\$182,33	\$5.855,09	\$5.672,77

VAN	-\$ 22.347,76
TIR	-15%

Fuente: Autor.

Como se puede observar la ejecución de esta oportunidad de conservación de energía no es viable ya que se tendría pérdidas en los primeros 9 años de uso. El valor del TIR y el VAN negativo indica que el proyecto no es viable.

7.5. OCE 5. Ajustar válvulas de intercambiadores de lavadora.

7.5.1. Cálculo de ahorro en combustible.

En esta OCE se analizó la posibilidad de sustituir las válvulas mecánicas de los intercambiadores de vapor en la lavadora por válvulas eléctricas. Esto ayuda a que los colaboradores no dañen el equipo por estar cambiando el “set point”. La siguiente tabla muestra los resultados obtenidos.

Tabla 7.16. Ahorro de combustible al disminuir la temperatura de la lavadora OCE 5.

Parámetro	Situación Actual		Situación Mejorada	
Densidad del agua	1.000,0	kg/m ³	1.000,0	kg/m ³
Volumen total	23,3	m ³	23,3	m ³
Masa total	23 300,0	kg	23 300,0	kg
Calor Específico del Agua	4,2	kJ/kg °C	4,2	kJ/kg °C
Temperatura Inicial	25,0	° C	25,0	° C
Temperatura Final	100,0	° C	80,0	° C
Calor latente del vapor	2642,3	kJ/kg	2642,3	kJ/kg
Consumo de vapor	3 569,0	kg	2 617,0	kg
Consumo de combustible	418,1	litros	306,6	litros

Ahorro en combustible	111,5	Litros/arranque
Cantidad de arranques	36	al año
Ahorro total combustible	4 014	litros
Costo del búnker	0,6	\$/litro
Ahorro	2 408	\$ US

Fuente: Autor.

Como se puede observar en la tabla el ahorro de combustible es bastante considerable a pesar de ser una diferencia de 20 °C en el tanque de la lavadora.

7.5.2. Lista de equipos por utilizar.

Para esta situación se contactó al proveedor Monaro el cual colaboro con la cotización. La siguiente tabla muestra la inversión de las válvulas eléctricas.

Tabla 7.17. Inversión para disminuir temperatura de lavadora OCE 5.

Equipo	Cantidad	Precio Unidad	Total
Tubería de Aire comprimido	1,0	\$350,00	\$350,00
Válvulas electrónicas	2,0	\$8.540,00	\$8.540,00
		TOTAL	\$8.890,00

Fuente: Autor.

Es necesaria la inversión de tubería aparte de las válvulas, ya que utilizan aire comprimido para cerrar la válvula. Además se necesita mano de obra especializada para lograr programar el set point de las válvulas. La ventaja que tiene esta inversión es que la temperatura va a ser más constante en los intercambiadores de los tanques de la lavadora.

7.5.3. Retorno simple de inversión.

En este caso la inversión es baja comparada con el diseño de aprovechamiento de calor residual ya que solo se debe invertir en la instalación de dos válvulas. La siguiente tabla muestra el retorno de inversión simple de esta OCE en años.

Tabla 7.18. Retorno simple de inversión con válvulas nuevas OCE 5.

Descripción	Valor	
Inversión	8 890,0	\$ US
Ahorro	2 408,0	\$ US
Retorno de inversión	3,7	años

Fuente: Autor.

7.5.4. Cálculo del VAN y del TIR

La siguiente tabla muestra el flujo financiero de colocar las válvulas eléctricas.

Tabla 7.19. Cálculo del VAN y del TIR de la OCE 5.

Año	Inversión	Mantenimiento	Ahorro	Total
0	-\$8.890,00			-\$8.890,00
1		-\$150,00	\$2.408,00	\$2.258,00
2		-\$157,50	\$2.528,40	\$2.370,90
3		-\$165,38	\$2.654,82	\$2.489,45
4		-\$173,64	\$2.787,56	\$2.613,92
5		-\$182,33	\$2.926,94	\$2.744,61
VAN			\$1.274,26	
TIR			12%	

Fuente: Autor.

Para este caso se analizó la posibilidad de continuar utilizando las mismas válvulas mecánicas, capacitando al personal que opera la lavadora y así el costo de la inversión sería casi nulo. La única inversión que debe realizar la empresa es el costo de las horas de los colaboradores que participarían en la capacitación, así como el personal técnico que capacita.

Se tomó en cuenta que la duración de la capacitación sería de dos días, por lo que aproximadamente la inversión inicial es de \$400. La siguiente tabla muestra los resultados de esta variante.

Tabla 7.20. Retorno simple de inversión con la capacitación OCE 5.

Descripción	Valor	
Inversión	400,0	\$ US
Ahorro	2 408,0	\$ US
Retorno de inversión	2	meses

Fuente: Autor.

Tabla 7.21. Cálculo del VAN y del TIR con capacitación OCE 5.

Año	Inversión	Mantenimiento	Ahorro	Total
0	-\$400,00			-\$400,00
1		-\$150,00	\$2.408,00	\$2.258,00
2		-\$157,50	\$2.528,40	\$2.370,90
3		-\$165,38	\$2.654,82	\$2.489,45
4		-\$173,64	\$2.787,56	\$2.613,92
5		-\$182,33	\$2.926,94	\$2.744,61
	VAN		\$9.764,26	
	TIR		569%	

Fuente: Autor.

Como se puede observar en las tablas anteriores, el retorno de inversión es mucho menor al de la compra de válvulas eléctricas, por lo que se recomienda aplicar esta OCE.

Por medio del análisis financiero se encuentra que esta mejora es totalmente viable ya que luego de cinco años se va a tener un valor positivo en el flujo de caja y además se va recuperar el dinero invertido en muy poco tiempo.

7.6. Análisis financiero global del proyecto.

Como se evidenció anteriormente OCE 4 no genera ganancias para la empresa y su retorno de inversión es mayor a cinco años. Esto se debe a que la inversión del diseño es bastante elevada y los ahorros individuales muy pequeños. Si se analiza todo el diseño de recuperación en conjunto se logra obtener un retorno de inversión de 4,6 años.

En este caso la inversión consiste en todos los intercambiadores, las bombas tuberías y aislamiento para la puesta en marcha del sistema de recuperación de calor. En cuanto al ahorro, este es la suma del ahorro en combustible al precalentar la lavadora y calentar el tanque de condensados durante el funcionamiento de la XYP.

Es importante mencionar que para efectos de la puesta en marcha del diseño se debe incluir los equipos eléctricos de control en las bombas como lo son: PLC, contactores, relés, cable eléctrico, tableros, entre otros. La siguiente tabla muestra el detalle de los equipos necesarios y la inversión total del proyecto.

Tabla 7.22. Inversión total del diseño de recuperación de calor.

Equipo	Cantidad	Precio Unidad	Total
Intercambiador TFP10X20-20	1,0	\$1.693,00	\$1.693,00
Intercambiador TFP11X21-80	1,0	\$3.861,00	\$3.861,00
Intercambiador TFP11X21-30	2,0	\$1.880,00	\$3.760,00
Bomba Goulds NPE 1ST1	6,0	\$610,00	\$3.660,00
Bomba Goulds NPE 1ST2	1,0	\$614,00	\$614,00
Bomba Goulds NPE 2ST	2,0	\$786,00	\$1.572,00
Tubería general cobre/hierro	1,0	\$3.014,00	\$3.014,00
Aislamiento tubería	1,0	\$6.100,00	\$6.100,00
Aislamiento tanque	1,0	\$405,00	\$405,00
Accesorios de tuberías	1,0	\$1.200,00	\$1.200,00
Reparación Alfa Laval	1,0	\$300,00	\$300,00
Colector solar SunRain	12,0	\$1.300,00	\$15.600,00
Intercambiador Kaeser	1,0	\$5.300,00	\$5.300,00
Mano de obra externa	1,0	\$6.000,00	\$6.000,00
TOTAL			\$53.079,00

Fuente: Autor.

Como se puede apreciar en la tabla el resultado final es una inversión bastante considerable. Esto se debe a que el intercambiador Kaeser y los colectores solares son muy costosos. Además, la lavadora se encuentra a una distancia alejada de sala de máquinas, por lo que la cantidad de aislamiento en la tubería aumenta y esto se refleja en el costo.

La siguiente tabla muestra el retorno de inversión simple para la ejecución del proyecto de aprovechamiento global.

Tabla 7.23. Retorno simple de inversión global.

Descripción	Valor	
Inversión	53 079,0	\$ US
Ahorro	10 180,4	\$ US
Retorno de inversión	5,2	años

Fuente: Autor.

Tabla 7.24. Cálculo del VAN y del TIR global.

Año	Inversión	Mantenimiento	Ahorro	Total
0	-\$53.079,00			-\$53.079,00
1		-\$100,00	\$10.180,00	\$10.080,00
2		-\$105,00	\$10.689,00	\$10.584,00
3		-\$110,25	\$11.223,45	\$11.113,20
4		-\$115,76	\$11.784,62	\$11.668,86
5		-\$121,55	\$12.373,85	\$12.252,30
	VAN		-\$7.704,44	
	TIR		2%	

Fuente: Autor.

Como se puede observar en las tablas el retorno de inversión no es satisfactorio, esto ya que el VAN resultó ser negativo. La justificación de este valor radica en que luego de cinco años se perderían \$ 7705 por no haber invertido en un banco, ya que estos trabajan con un 7% anual de intereses.

Capítulo 8. Impacto ambiental

En este capítulo se muestran los resultados en la disminución de la huella carbono al implementar el diseño de aprovechamiento de calor. Se utilizó el documento (IMN, Factores de Emisión GEI, 2014) para conocer los factores de emisión del dióxido de carbono, el metano y el óxido nitroso, los cuales son responsables del efecto invernadero. Las siguientes tablas exponen los cálculos de las toneladas de CO₂ para cada OCE.

Tabla 8.1. Huella de carbono por aislar tanques de saneamiento OCE 1.

Toneladas de CO₂		
Combustible ahorrado	2 613,0	litros
Tipo de combustible	Búnker C	----
Factor de emisión	3,01	kg CO ₂ /litro
Potencial de calentamiento global	1	
Toneladas de CO ₂	7,865	Toneladas
Toneladas de CH₄ (metano)		
Combustible ahorrado	2 613,0	litros
Tipo de combustible	Búnker C	----
Factor de emisión	0,1168	g/litro
Potencial de calentamiento global	21	
Toneladas de CO ₂	0,00641	Toneladas
Toneladas de N₂O (óxido nitroso)		
Combustible ahorrado	2 613,0	litros
Tipo de combustible	Búnker C	----
Factor de emisión	0,02336	g/litro
Potencial de calentamiento global	310	
Toneladas de CO ₂	0,019	Toneladas
TOTAL	7,89	Toneladas CO₂
Equivalencia	15,8	árboles

Fuente: Autor.

La conversión entre toneladas de dióxido de carbono y árboles plantados se obtuvo de la página (PLANTARSE, 2013), la cual es una organización argentina que promueve la lucha para la mitigación del cambio climático. Según esta organización una tonelada de dióxido de carbono anual equivale a lo que absorben dos árboles medianos en 50 años de vida.

Tabla 8.2. Huella de carbono por calentar tanque condensados en arranque OCE 2.

Toneladas de CO₂		
Combustible ahorrado	52	litros
Tipo de combustible	Búnker C	----
Factor de emisión	3,01	kg CO ₂ /litro
Potencial de calentamiento global	1	
Toneladas de CO ₂	0,156	Toneladas
Toneladas de CH₄ (metano)		
Combustible ahorrado	52	litros
Tipo de combustible	Búnker C	----
Factor de emisión	0,1168	g/litro
Potencial de calentamiento global	21	
Toneladas de CO ₂	0,00013	Toneladas
Toneladas de N₂O (óxido nitroso)		
Combustible ahorrado	52	litros
Tipo de combustible	Búnker C	----
Factor de emisión	0,02336	g/litro
Potencial de calentamiento global	310	
Toneladas de CO ₂	0,00037	Toneladas
TOTAL	0,16	Toneladas CO₂
Equivalencia	0,3	árboles

Fuente: Autor.

Para el caso de elevar la temperatura del tanque de condensados en el arranque de 30 °C hasta 54 °C la disminución de la huella es muy poco, ya que el poder calorífico del búnker es muy elevado en comparación con la diferencia de temperatura, lo que provoca que solo se ahorre un litro de combustible por cada arranque de la caldera.

Tabla 8.3. Huella de carbono por mantener tanque condensado a 70 °C OCE 3.

Toneladas de CO₂		
Combustible ahorrado	8 887,0	litros
Tipo de combustible	Búnker C	----
Factor de emisión	3,01	kg CO ₂ /litro
Potencial de calentamiento global	1	
Toneladas de CO ₂	26,75	Toneladas
Toneladas de CH₄ (metano)		
Combustible ahorrado	8 887,0	litros
Tipo de combustible	Búnker C	----
Factor de emisión	0,1168	g/litro
Potencial de calentamiento global	21	
Toneladas de CO ₂	0,022	Toneladas
Toneladas de N₂O (óxido nitroso)		
Combustible ahorrado	8 887,0	litros
Tipo de combustible	Búnker C	----
Factor de emisión	0,02336	g/litro
Potencial de calentamiento global	310	
Toneladas de CO ₂	0,064	Toneladas
TOTAL	26,84	Toneladas CO₂
Equivalencia	53,7	árboles

Fuente: Autor.

La disminución de la huella de carbono en este caso es bastante considerable, ya que equivale a plantar 54 árboles. El ahorro de combustible en esta OCE es muy significativo debido a la gran cantidad de horas que trabaja la XYP.

Tabla 8.4. Huella de carbono por precalentar tanques lavadora OCE 4.

Toneladas de CO₂		
Combustible ahorrado	8 027,0	litros
Tipo de combustible	Búnker C	----
Factor de emisión	3,01	kg CO ₂ /litro
Potencial de calentamiento global	1	
Toneladas de CO ₂	24,16	Toneladas
Toneladas de CH₄ (metano)		
Combustible ahorrado	8 027,0	litros
Tipo de combustible	Búnker C	----
Factor de emisión	0,1168	g/litro
Potencial de calentamiento global	21	
Toneladas de CO ₂	0,019	Toneladas
Toneladas de N₂O (óxido nitroso)		
Combustible ahorrado	8 027,0	litros
Tipo de combustible	Búnker C	----
Factor de emisión	0,02336	g/litro
Potencial de calentamiento global	310	
Toneladas de CO ₂	0,058	Toneladas
TOTAL	24,24	Toneladas CO₂
Equivalencia	48,5	árboles

Fuente: Autor.

A pesar de tener un gran consumo de vapor, este equipo no cuenta con la mayor reducción en la huella de carbono. Esto se debe a que su consumo es muy alto pero su funcionamiento es muy poco en el año.

Tabla 8.5. Huella de carbono por ajustar válvulas de lavadora OCE 5.

Toneladas de CO₂		
Combustible ahorrado	4 014, 0	litros
Tipo de combustible	Búnker C	----
Factor de emisión	3,01	kg CO ₂ /litro
Potencial de calentamiento global	1	
Toneladas de CO ₂	12,1	Toneladas
Toneladas de CH₄ (metano)		
Combustible ahorrado	4 014, 0	litros
Tipo de combustible	Búnker C	----
Factor de emisión	0,1168	g/litro
Potencial de calentamiento global	21	
Toneladas de CO ₂	0,0098	Toneladas
Toneladas de N₂O (óxido nitroso)		
Combustible ahorrado	4 014, 0	litros
Tipo de combustible	Búnker C	----
Factor de emisión	0,02336	g/litro
Potencial de calentamiento global	310	
Toneladas de CO ₂	0,029	Toneladas
TOTAL	12,12	Toneladas CO₂
Equivalencia	24,3	árboles

Fuente: Autor.

Como se puede observar en la tabla la cantidad de toneladas de CO₂ en esta OCE es bastante considerable. La ventaja de esta mejora es que no se necesita invertir en equipos ni materiales para lograr obtener este ahorro.

Se debe tomar en cuenta que el uso de los motores en las bombas de agua produce una cantidad de huella de carbono y se debe calcular para restárselo a la cantidad ahorrada.

Para el cálculo se utilizó la cotización del proveedor de bombas para saber la potencia de cada bomba. En este caso se tienen siete bombas con una potencia de 1/3 Hp mientras que las otras dos tienen una potencia de 3 HP. Se aproximó que trabajarían un total de 2880 horas al año.

La siguiente tabla muestra el cálculo de la huella de carbono producida por las bombas de agua.

Tabla 8.6. Huella de carbono anual producida por las bombas.

Toneladas de CO₂		
Consumo de energía	7,056	kWh
Tipo de Energía	Eléctrica	----
Factor de emisión	0,13	kg CO ₂ /kWh
TOTAL	0,92	Toneladas CO₂

Fuente: Autor.

Como se puede observar en la tabla la producción de toneladas de CO₂ es muy poca en comparación con lo ahorrado. De igual manera este valor podría aumentar si se trabaja más horas al día en el caso de que se extienda la jornada laboral.

La siguiente tabla muestra el resumen de la disminución en la huella de carbono de todas las OCEs.

Tabla 8.7. Resumen de disminución en la huella de carbono.

Descripción	Toneladas CO₂	Árboles sembrados
OCE 1. Aislamiento tanques de saneo	7,89	15,8
OCE 2. Arranque de la caldera a 54°C	0,16	0,3
OCE 3. Tanque de condensados a 70 °C	26,84	53,7
OCE 4. Precalentamiento lavadora	24,24	48,5
OCE 5. Ajuste válvulas lavadora	12,12	24,3
TOTAL	71,25	143

Fuente: Autor.

Analizando los resultados obtenidos, se logra determinar que la OCE con menor reducción en la huella es calentar el tanque de condensados en el arranque. Esto se debe a que el consumo de combustible disminuye muy poco al aumentar su temperatura.

Además, mantener caliente el tanque de condensados durante el funcionamiento de la XYP genera un ahorro muy significativo en los litros de combustible consumidos por la caldera. Esto se refleja en la disminución en la huella de carbono ya que se lograría reducir aproximadamente 27 toneladas al año.

Capítulo 9. Conclusiones

- Se elaboró el análisis de la situación actual de la empresa y se ubicaron los puntos claves para recuperar calor.
- Se encontraron los equipos capaces de intervenir para ingresarle energía residual y bajar el consumo de vapor.
- Se determinó la energía requerida por los equipos que se pretenden intervenir.
- Se determinó la energía residual total que rechazan los equipos.
- Se puede utilizar el intercambiador de calor de amoniaco en desuso siempre y cuando se introduzca un caudal igual o mayor al de diseño, para evitar una transferencia de calor laminar.
- La energía aportada para calentar el tanque de condensados hasta 70°C está 317% por encima de la energía requerida, por lo que se calentaría en menos de una hora.
- La lavadora se podría precalentar hasta 65°C en un tiempo de 5 horas ya que la energía aportada es un 21% de la requerida.
- Se dibujaron los esquemas de los equipos por intervenir para comprender su extracción o ingreso de energía.
- Se diseñó un circuito cerrado de agua suavizada, compuesto por intercambiadores de calor y bombas, los cuales están encargados de dirigir la energía.
- Se realizaron los cálculos de la geografía, clima e inclinación de la planta para conocer la eficiencia de los colectores solares por instalar.
- Se determinó que se requieren un mínimo de 12 colectores solares para abastecer la energía del tanque de condensados.
- Se calculó el diámetro de la tubería basado en la recomendación de ASHRAE y CIHSECR.

- Se tomaron en cuenta todas las pérdidas por fricción, accesorios y equipos en el cálculo de las bombas de agua.
- Se justificó el aislamiento en los tanques de saneamiento, ya que su retorno simple es de 6 meses.
- La inversión en la compra de aislamiento para los tanques de saneo es rentable ya que cuenta con un VAN de \$5 600 y un TIR de 192% siendo mayor que el ofrecido por los bancos (7%).
- Aumentar la temperatura en el tanque de condensados durante el arranque de la caldera no es rentable, ya que la diferencia entre la entalpía del agua y el poder calorífico del búnker es muy elevada.
- Mantener el tanque de condensados a una temperatura de 70 °C durante el funcionamiento de la XYP es rentable ya que el retorno de inversión es de 3,3 años.
- Si se analiza el precalentamiento de los tanques en la lavadora de envases de vidrio se tiene que la inversión no es rentable, ya que el retorno de inversión es mayor a 5 años con un VAN negativo.
- Se tiene que el diseño de recuperación de calor en general, es rentable ya que posee un retorno de 4,6 años.
- La puesta en marcha de la recuperación de calor dejaría ganancias a la empresa luego de 5 años ya que cuenta con un VAN de -\$7704 y un TIR del 2%.
- Es más rentable capacitar a los trabajadores para que aprendan a ajustar las válvulas reguladoras de los serpentines que invertir en válvulas eléctricas.
- El retorno de inversión por ajustar las válvulas reguladoras en la lavadora es de 2 meses, lo cual es muy rentable ya que tiene un VAN de \$9 760 con un TIR del 569%.
- Poniendo en práctica el diseño de recuperación de calor se lograría reducir un total de 71, 25 toneladas de CO₂ al año, lo que equivale a un bosque de 143 árboles durante 50 años.

Capítulo 10. Recomendaciones

- Utilizar venteos y tanques de expansión en los ramales de agua caliente para evitar golpes de ariete y fracturas en la tubería.
- Contactar al proveedor en Panamá de la marca Alfa Laval para averiguar el caudal de diseño del intercambiador en desuso.
- Reparar el intercambiador de amoniaco en desuso para lograr extraerle calor al sistema de refrigeración.
- Capacitar a los operarios para que logren ajustar las válvulas reguladoras de presión en los serpentines de la lavadora.
- Capacitar a los colaboradores de calidad para que mantengan los tanques de saneamiento al nivel y temperaturas requeridas antes de finalizar la jornada.
- Ajustar el set point del equipo de saneamiento TETRA ALCIP con los nuevos valores de temperatura calculados.
- Colocar aislamiento en los tanques de saneamiento ya que se lograría tener un ahorro significativo.
- Contar con un encargado de vigilar el sistema de aprovechamiento de calor para coordinar con producción el precalentamiento de la lavadora.
- Colocar termostatos en cada tanque para controlar las bombas de agua y así evitar el consumo innecesario de electricidad.
- Colocar aislamiento en todas las tuberías de agua caliente para no perder ningún porcentaje de energía.
- Utilizar intercambiadores de placas ya que son los más eficientes y compactos para este tipo de proyecto.
- Crear una bitácora de registro de temperaturas en los tanques de la lavadora para evitar gastos innecesarios de energía al aumentar la temperatura sobre la recomendada.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ACESOLAR. (2013). *Mapa de Radiación Solar en Costa Rica*. Recuperado el 3 de Marzo de 2015, de Sitio Web de la Asociación Costarricense de Energía Solar: <http://www.acesolar.org/mapa/>
- ASHRAE. (2009). *Fundamentals: 2009 ASHRAE Handbook*. Atlanta.
- B&G. (2015). *System Syzer*. Recuperado el 2 de Mayo de 2015, de Sitio web de Bell & Gossette: <http://bellgossett.com/selection-sizing-cad-tools/system-syzer/>
- Balaguera, J. E. (2015). *Mejores Prácticas para el Ahorro de Energía en la Industria*. Recuperado el 25 de Febrero de 2015, de sitio web de Slideshare: <http://es.slideshare.net/ingdc/mejores-practicaparaelahorrodeenergiaenlaindustria>
- BCCR. (2015). *Tasa Básica Diaria*. Recuperado el 18 de Mayo de 2015, de Sitio web del Banco Central de Costa Rica: <http://indicadoreseconomicos.bccr.fi.cr/indicadoreseconomicos/Cuadros/frmVerCatCuadro.aspx?idioma=1&CodCuadro=%2017>
- Cengel, Y. A. (2007). *Transferencia de Calor y Masa*. Mexico D.F: McGraw-Hill Companies.
- Colegio Federado de Ingenieros y Arquitectos. (2010). *Código de Instalaciones Hidráulicas y Sanitarias en Edificaciones*. Cartago: Editorial Tecnológica.
- Dossat, R. J. (1998). *Principios de Refrigeración*. México, D.F.: Compañía Editorial Continental, S.A.
- Doucette Industries, I. (2011). *CADS Series Ammonia Desuperheaters (25 to 325 tons)*. Recuperado el 27 de Marzo de 2015, de Sitio web de Doucette Industries:

<http://heatexchangers.doucetteindustries.com/viewitems/desuperheaters/cads-series-ammonia-desuperheaters-25-to-325-tons?>

FIFCO. (2015). Recuperado el 18 de Febrero de 2015, de sitio web de FIFCO.

Heinrich, K., Pacheco, R., Solera, M., & Alfaro, M. (2013). *Series de Brillo Solar en Costa Rica*. Recuperado el 3 de Marzo de 2015, de Sitio web del Instituto Meteorológico Nacional:
http://www.imn.ac.cr/publicaciones/brillo_solar_resumen.pdf

IDAE. (Febrero de 2007). *Procedimiento de inspección periódica de eficiencia energética para calderas*. Recuperado el 7 de Marzo de 2015, de Sitio web del Instituto para la Diversificación y ahorro de la Energía:
http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_10540_Procedimientos_inspeccion_calderas_GT5_07_f5b208e3.pdf

IMN. (2013). *Estación Meteorológica Juan Santamaría*. Recuperado el 25 de Marzo de 2015, de Sitio web del Instituto Meteorológico Nacional:
http://www.imn.ac.cr/IMN/MainAdmin.aspx?__EVENTTARGET=ClimaCiudad&CIUDAD=8

IMN. (Julio de 2014). *Factores de Emisión GEI*. Recuperado el 24 de Marzo de 2015, de Sitio web del Instituto Meteorológico Nacional:
<http://cglobal.imn.ac.cr/documentos/factores-de-emision-gei-cuarta-edicion>

Johst, C. (2014). *Ventajas que Ofrece la Radiación Solar en Costa Rica*. Recuperado el 3 de Marzo de 2015, de Sitio Web de Cámaras de Industrias de Costa Rica:
http://cicr.com/files/documentGallery/files/169_clausbernhardt_johstcicrcim_giz.pdf

KAESER. (s.f.). *Recuperación de Calor PTG SWT*. Recuperado el 15 de Marzo de 2015, de Sitio web de Kaeser Centroamérica: <http://www.kaeser.es/Images/P-645-SP-tcm11-6757.pdf>

- Nandwani, S. S. (2005). *Energía Solar: Conceptos básicos y utilización*. Recuperado el 13 de Marzo de 2015, de Sitio web de Solartronic:
http://www.solartronic.com/download/Energia_Solar_Conceptos_Basicos.pdf
- Pita, E. G. (2004). *Principios y Sistemas de Refrigeración*. Balderas 95, México, D.F.: Editorial Limusa, S.A.
- PLANTARSE. (2013). *Cuanto representa una tonelada de CO2?* Recuperado el 15 de Mayo de 2015, de Sitio web de Plantarse: <http://www.plantarse.org/art-emision-carbono.htm>
- Reboja. (2009). *Cálculo de pérdidas de carga*. Recuperado el 10 de Mayo de 2015, de Sitio web de Reboja:
http://www.reboja.com/Productos/ESPA/pdf/Calculo_Perdidas_Carga_ESPA.pdf
- RECOPE. (2011). *Manual de Productos*. Recuperado el 5 de Marzo de 2015, de Sitio web de Recope: https://www.recope.go.cr/wp-content/uploads/2013/07/Manual_Productos.pdf
- RECOPE. (2015). *Precios Históricos Plantel RECOPE*. Recuperado el 13 de Mayo de 2015, de Sitio web de RECOPE:
<https://www.recope.go.cr/productos/precios/historicos/>
- RILESA. (2012). *Hotelería e Industria*. Recuperado el 27 de Marzo de 2015, de Sitio web de Rilesa.: http://rilesacr.com/?page_id=18
- SEIA. (2014). *Investigación y Recursos*. Recuperado el 24 de Abril de 2015, de Sitio web de la Asociación de Industrias de Energía Solar, USA.:
<http://www.seia.org/>

- Sullair. (2004). *Ahorro Energético en Aire Comprimido*. Recuperado el 20 de Febrero de 2015, de Tecnológico de Costa Rica:
<http://tecdigital.tec.ac.cr/file/3458950/documento>
- TECNOTOOLING. (2013). *El modificador del Ángulo de Incidencia*. Recuperado el 4 de Marzo de 2015, de sitio web de Tecnotooling:
http://web.tecnotooling.com/wp-content/uploads/2013/02/EL-MODIFICADOR-DEL-ANGULO-DE-INCIDENCIA-_IAM_-CAPTADOR-CENER-30.0950.0-2-20132.pdf
- TLV. (2015). *Eficiencia de la caldera*. Recuperado el 11 de Mayo de 2015, de Sitio web de TLV: <http://www.tlv.com/global/LA/calculator/boiler-efficiency.html>
- TLV. (2015). *Teoría del Vapor*. Recuperado el 3 de Marzo de 2015, de Sitio web de TLV: <http://www.tlv.com/global/LA/steam-theory.html>
- UA. (2015). *Variación de las coordenadas Ecuatoriales del Sol*. Recuperado el 28 de Marzo de 2015, de Sitio web de la Universidad de Alicante:
<http://www.ua.es/personal/viana/Documentos/Astronomia/VariacionCoordenadasEcuatoriales.pdf>
- Wright, J. (2002). *Mapas de Radiación Solar en Costa Rica*. Recuperado el 3 de Marzo de 2015, de Sitio Web del Instituto Meteorológico Nacional:
<http://www.imn.ac.cr/publicaciones/revista/2002/Diciembre/5-Wright-DIc02.pdf>

ANEXOS

Anexo 1. Especificación técnica de manta mineral.



CALORCOL
Expertos en Ingeniería de Aislamientos

MANTA AISLANTE

Ficha Técnica



Material elaborado a partir de Lana Mineral de Roca para aislamientos térmicos con servicios de temperatura hasta 750 °C

Soluciones de aislamiento


Temperatura


Acústica


Combustión


Edificios


Redes

Descripción

Las Mantas Aislantes hechas de Lana Mineral de Roca, son reforzadas a ambos lados con malla de alambre galvanizado que le sirven como medio de retención, son totalmente incombustibles y por su flexibilidad se ajustan perfectamente a cualquier tipo de geometría por irregular que sea.

Pueden ser cortadas y pinadas para aislar superficies curvas, cuerpos irregulares y resaltes como juntas, costuras, traslapes, bridas, flanges y cabezas de remaches. La malla metálica de las Mantas Aislantes les proporcionan una excelente resistencia mecánica y sirven como base para la aplicación uniforme del cemento aislante Rocalán.

Su presentación es en rollos con medidas de 0.61m ó 0.91m x 2.44m de largo. Las Mantas tienen una densidad estándar de 140 kg/m³ (8.75 lb/pie³) y 100 kg/m³ (6.25 lb/pie³) sin embargo y a solicitud del cliente se fabrican mantas en diferentes densidades.

El medio de retención estándar es la malla hexagonal con ojo de 1" por el lado frío y malla hexagonal con ojo de 2 1/2" por el lado caliente.

La malla hexagonal es fabricada en alambre calibre 23 galvanizada, según la solicitud del cliente pueden ser fabricadas con otros medios de retención.

Aplicaciones

- Las Mantas aíslan eficientemente maquinarias y equipos que funcionan a temperaturas hasta de 1.382 °F (750 °C). Son ampliamente utilizadas para el aislamiento de calderas, chimeneas, hornos industriales, tanques, ductos, precipitadores, secadores, torres, equipos pesados e industriales y todas aquellas superficies planas, curvas o irregulares donde se requiere un aislamiento eficiente y económico.
- Las Mantas en Lana Mineral de Roca son ideales para el control de ruido, especialmente para la atenuación de sonidos de baja frecuencia, aislamiento acústico de maquinaria, equipos mecánicos y música.

Especificaciones Técnicas

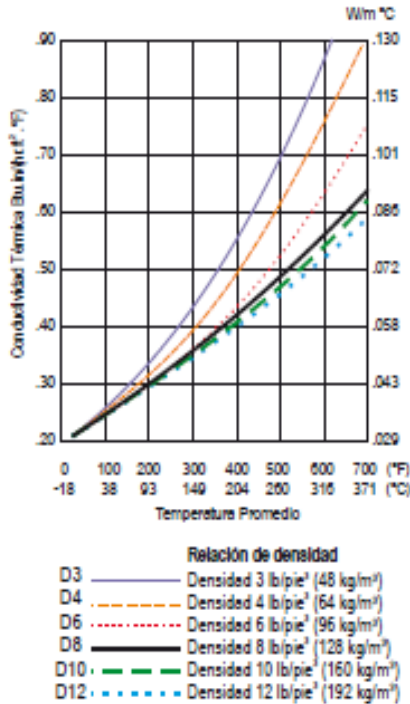
Unidad	Manta Aislante
Descripción	Manta Aislante de Lana de Roca con malla en alambre galvanizado por ambos lados
Densidad	100 kg/m ³ , 128 kg/m ³ , y 140 kg/m ³
Conductividad térmica	0.24 BTU.in/ft ² .h.°F a Tm 100 °F
T° de servicio	hasta 750°C en régimen continuo
Contracción lineal	< 1% a 1200 °F
Absorción de humedad	<1%
Combustibilidad	100% incombustible
Norma	ASTM C592 - 00 Type II
Empaque	Bolsa polietileno reforzado

Conductividad térmica

T° media (°F)	(BTU.in/ft ² .h.°F)
100	0.25
200	0.30
300	0.38
400	0.47
500	0.58

www.calorcol.com

La Lana Mineral de Roca es el aislante más utilizado en el mundo en el campo Industrial y comercial por su excelente desempeño térmico, absorción acústica, resistencia al fuego; además de ser amigable con el medio ambiente.



Ventajas

- Por su densidad poseen un bajo factor k reduciendo drásticamente las pérdidas de calor. 0.25 BTU.in/ft² . h °F a Tm 100 F
- Mayor durabilidad, dada por la composición química de la fibra y la calidad de los diferentes tipos de reforzamiento, que forman una unidad resistente mecánicamente.
- Las Mantas se pueden usar a temperaturas continuas de hasta 1382 °F (750 °C) sin afectarse por el calor, la humedad y humos corrosivos.
- Cubren superficies curvas o irregulares que tengan juntas, costuras, traslapes y cabezas de remaches. Pueden ser cortadas, remachadas, pinadas, sin perder sus propiedades aislantes.
- Los reforzos de las Mantas sirven para la fijación de las mallas entre sí y con el equipo aislado, haciendo innecesarios reforzamientos adicionales, al mismo tiempo brindan una base excelente para la aplicación del cemento para terminado Rocalán.
- Las Mantas Aislantes son incombustibles y no desarrollan humo, químicamente inertes y no corrosivas.



Compromiso Ambiental

La Lana Mineral de Roca es un producto amigable con el medio ambiente con su aplicación en todos nuestros sistemas de aislamiento contribuimos eficientemente con el desarrollo ambiental sostenible, disminuyendo drásticamente los consumos de energía y combustibles, por lo tanto, se reduce la emisión de gases y humos, la polución del aire, el efecto invernadero y la lluvia ácida; en su manufactura no se utilizan agentes gasificantes de tipo CFC o HCFC.



Calorcol S.A.S presenta esta ficha técnica de producto como una guía y no se responsabiliza del uso que se le de. Se reserva el derecho de modificar información sin previo aviso. Para mayor información favor consultar departamento técnico.

Oficina principal

Calle 46Nº 71-121
PBX: (574) 274 4149
Email: info@calorcol.com
Copacabana - Antioquia - Colombia

Centros de distribución

Bogotá: Cra 97 Nº 24C - 75 Bg 40 Fontibón PBX (571) 742 3849

Barranquilla:
Cel. 316 5278492

Cali:
Cel. 316 5278486

Pereira:
Cel. 312 8765703

Bucaramanga:
Cel. 316 2550568

Barranca:
Cel. 316 7404321

Exportaciones:
exportaciones@calorcol.com

Línea nacional: 316 5272521

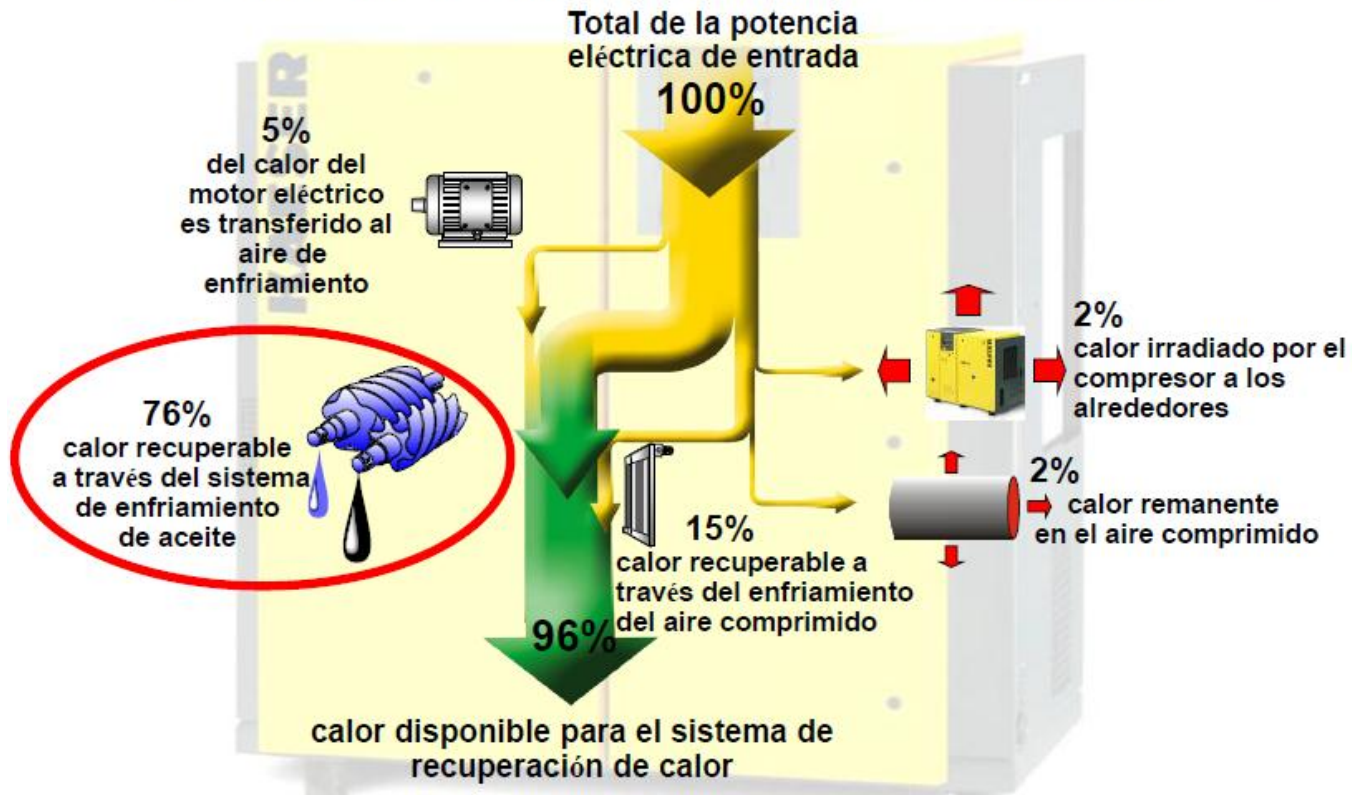
www.calorcol.com

Anexo 2. Recuperador de calor Kaeser

KAESER
COMPRESORES

Construidos para toda la vida.

Recuperación de calor en compresores de tornillo húmedos



RECUPERACION DE CALOR (Placa (PTG))

Construidos para toda la vida™

TEMPERATURA DEL AGUA:
ENTRADA :15° C
SALIDA: 70 ° C

Modelo	Potencia de motor kW	Calor máximo disponible			Volumen de agua $t_{\text{Ave}} = 70^\circ\text{C}$ $\Delta t = 55\text{K}$ m ³ / h	Ahorros *** [€/y] En 2,000 h
		kW	MJ / h	kcal / h		
ASD 32	18.5	18.4	59	14,087	0.26	1848
ASD 37	22	19.3	69	16,579	0.30	2175
ASD 47	25	23.9	88	20,530	0.37	2693
ASD 57	30	27.8	99	23,708	0.43	3110
BSD 62	30	27.0	97	23,193	0.42	3042
BSD 72	37	33.3	120	28,804	0.52	3752
BSD 81	45	40.8	147	35,047	0.64	4597
CSD 82	45	40.8	147	35,047	0.64	4597
CSD 102	55	49.4	178	42,434	0.77	5566
CSD 122	75	62	223	53,258	0.97	6986
CSDX 137	75	73	263	62,706	1.14	8225
CSDX 162	90	84	302	72,155	1.32	9465
DSD 141	75	65	234	55,835	1.02	7324
DSD 171	90	78	281	67,001	1.22	8789
DSD 201	110	93	335	79,886	1.46	10479
DSD 241	132	114	410	97,925	1.79	12845
DSD 281	160	138	496	118,541	2.16	15549
ESD 251	132	110	396	94,489	1.72	12395
ESD 301	160	146	525	125,413	2.29	16451
ESD 351	200	180	647	154,619	2.82	20282
ESD 361	200	169	608	145,170	2.65	19042
ESD 441	250	197	709	169,222	3.08	22197
FS 440	250	209	752	179,529	3.27	23550
GS 580	315	263	946	225,915	4.12	29634
GS 590	315	263	946	225,915	4.12	29634
GS 640	355	296	1,065	254,262	4.64	33352
GS 650	355	296	1,065	254,262	4.64	33352
HS 690	400	334	1,201	288,904	5.23	37634
HS 760	450	376	1,353	322,981	5.89	42367

QUE SON \$9,521 EN 2000 HORAS DE USO, Y FLUJO DE 1,020 LITROS POR HORA, PARA EL DSD100. PARA 350 DIAS/AÑO (8400 HORAS), SE TENDRIAN ENTONCES \$39,998 POR AÑO *

QUE SON \$11,425 EN 2000 HORAS DE USO, Y FLUJO DE 1,220 LITROS POR HORA, PARA EL DSD125. PARA 350 DIAS/AÑO (8400 HORAS), SE TENDRIAN ENTONCES \$47,987.94 POR AÑO *

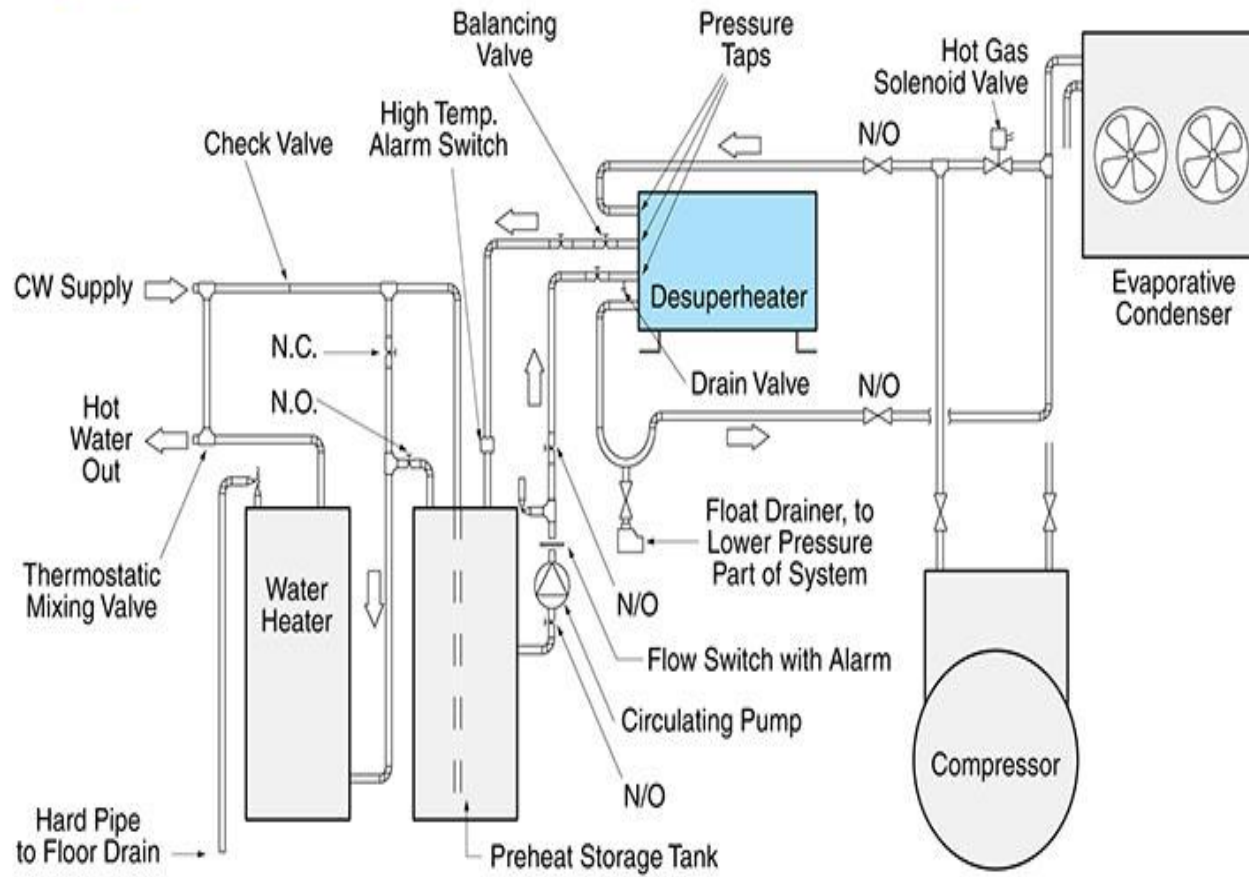
* TOMANDO 1.3 COMO FACTOR PARA CONVERTIR EUROS A DOLARES AL 100% DE CARGA TODO EL TIEMPO

Valores para compresores KAESER con carga completa.



*** Valor de guía calculado, desviaciones debidas a condiciones de instalaciones posibles.

Valor de calefacción de aceite de calefacción: 35.5 MJ/l; eficiencia de calefacción: 90 %; precio del aceite de calefacción: €0.50 /l

Anexo 3. Esquema de tubería recomendado por Doucette.



Anexo 4. Datos técnicos desuperheater.

Request Information		
Items		
	CADS 33M5.5 CADS Series Ammonia Desuperheaters (25 to 325 tons)	CADS 48M8 CADS Series Ammonia Desuperheaters (25 to 325 tons)
TR	150 tons	
Cleanability	Mechanical	
Refrig. Conn.	3" BW	
Water Conn.	1-1/4" MPT	
Length	70 "	68 "
Width	20 1/4 "	
Height	28 "	36 "
Weight	800 lbs	925 lbs
GPM ¹	7.38 gpm	10.92 gpm
Application	Reciprocating Compressor	Screw Compressor
Field-Proven Performance	The CADS Series utilizes efficient counterflow design with low refrigerant pressure drop for efficient operation. The CADS Series includes positive oil and liquid refrigerant return design for compressor protection, and the unit is equipped with high pressure water fittings for mechanical cleaning.	
Vented Double Wall for Safety and Reliability	The CADS series of ammonia Desuperheater/ Water Heater tubes are designed with vented double-wall stainless steel construction for an added measure of safety and reliability. The double-wall system prevents contamination of the potable water from the refrigeration circuit and guarantees Desuperheater compliance with all code requirements. Each tube is fluted such that a vent path is created between the outer and inner tube. If a tube leak should ever occur, the gas vents to the atmosphere for easy detection. This double protection system is endorsed by the USDA for food protection.	
Applicable to All Brands of Ammonia Refrigeration Equipment	Doucette Desuperheaters can be used for hot water with any industrial refrigeration system where waste heat is available. The unit is designed to integrate with all brands of compressors including: Frick, FES, Vilter, Mycom and others.	
List Price	\$23,375.00	\$30,305.00

¹ Performance: GPM of potable water heated from 60°F to 110°F with TR shown and 220°F discharge temperature.

Anexo 5. Ficha técnica del colector solar.



Ficha técnica del colector solar

Heat Pipe Solar Collector R1 Series

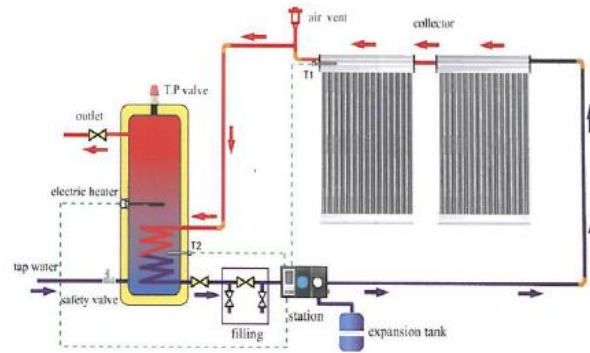
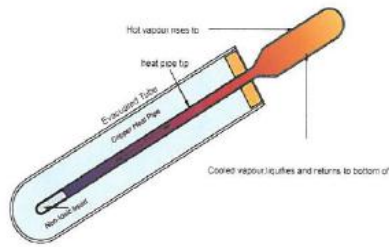


CHARACTERISTICS

1. Water is rapidly heated by the heat pipe.
2. There is no water in the vacuum tube, so the tube will not break in winter.
3. The small size of the collector allows for versatile architectural integration.
4. Collector can be combined with existing pipeline.
5. The collector can operate even in case of a broken tube. A single tube can, if necessary, be exchanged without interruption of the heating cycle.

Material

1. Manifold: Aluminium-1.5mm
2. Aluminium Structure



Parameter Table

Type	Aperture Area(M ²)	Volume of the fluid(L)	Vacuum tube Qty (pcs)	Length/Width/Height(mm)	Gross wet (Kg)	20GP/40GP/40HC loading Qty (sets)
TZ58/1800-10R1	0.936	0.77	10	2020*995*155	39.9	192/300/340
TZ58/1800-15R1	1.404	1.155	15	2020*1410*155	58.3	128/200/228
TZ58/1800-20R1	1.871	1.54	20	2020*1825*155	77.1	96/150/170
TZ58/1800-25R1	2.339	1.925	25	2020*2240*155	96.1	76/120/136
TZ58/1800-30R1	2.791	2.3	30	2020*2655*155	114.1	65/100/160
Vacuum tube size: $\phi 58 \times 1800$						

Remark

1. Manifold Connections(inch):1
2. Test pressure(Pa): 1Mpa
3. Operating fluid pressure(Pa): 0.4MPa
4. Max. service temperature(degree): 95
5. Max. stagnation temperature(degree): 200.3
6. Distance from tube to tube(mm):78
7. Flow range recommendation(50-150L/m²h)
8. Insulation thickness(mm):40
9. Min.collector angle(degree):15
10. Max.collector angle(degree):75

Summary of EN 12975 Test Results, annex to Solar KEYMARK Certificate Kurzfassung EN 12975 Test Ergebnisse, Anlage zum Solar KEYMARK-Zertifikat Synthèse des résultats d'essais selon EN 12975, annexe au certificat Solar KEYMARK	Registration No.	
	Registemummer Numéro d'enregistrement	
	Date / Datum / Date	09.06.2010

Company / Firma / Société	Jiangsu sunrain solar energy co. Ltd	Country/Land/Pays	China
Street / Straße / Rue	Ning Hai Industrial Zone	Website	www.sunrain.com
Postal Code, Place / PLZ, Ort / Code postal, Place	222243 Lianyungang	E-mail	certification@sunrain.com
		Tel. / Fax	+86 518 8505 1993/1808

Collector Type / Kollektorbauart / type de capteur: Evacuated tube / Vakuumröhrenkollektor / Capteur à tube sous vide

To be roof integrated / Im Dach eingegliedert zu sein / pour être intégré dans le toit: No / nein / non

Product name Produktbezeichnung Modèle	Aperture area Aperurfäche Superficie d'entrée [m ²]	Gross length Länge/Außenmaß Longueur hors tout [mm]	Gross width Breite (Außenmaß) largeur hors tout [mm]	Gross height Höhe (Außenmaß) épaisseur hors tout [mm]	Gross area Bruttofläche Superficie hors-tout [m ²]	Power output per collector unit Leistung je Kollektormodul Puissance fournie par le capteur (note 1) G = 1000 W/m ² Tm-Ta :				
						0 K	10 K	30 K	50 K	70 K
						[W]	[W]	[W]	[W]	[W]
TZ58/1800-10	0,94	1.950	852	189	1,66	690	674	633	580	516
TZ58/1800-12	1,12	1.950	1.008	189	1,97	822	803	755	692	614
TZ58/1800-14	1,31	1.950	1.164	189	2,27	962	939	883	809	719
TZ58/1800-15	1,40	1.950	1.242	189	2,42	1028	1004	943	865	768
TZ58/1800-16	1,49	1.950	1.320	189	2,57	1094	1068	1004	920	817
TZ58/1800-18	1,68	1.950	1.476	189	2,88	1233	1205	1132	1037	922
TZ58/1800-20	1,87	1.950	1.632	189	3,18	1373	1341	1260	1155	1026
TZ58/1800-24	2,24	1.950	1.944	189	3,79	1644	1606	1509	1383	1229
TZ58/1800-25	2,33	1.950	2.022	189	3,94	1710	1671	1570	1439	1278
TZ58/1800-28	2,61	1.950	2.256	189	4,40	1916	1872	1758	1612	1432
TZ58/1800-30	2,79	1.950	2.412	189	4,70	2048	2001	1880	1723	1531

Collector efficiency parameters related to aperture area Kollektorleistungsparameter bezogen auf die Aperurfäche Paramètres de performances thermiques rapportées à la superficie d'entrée (note 1)	η_{0a}	0,734	-
	a_{1a}	1,529	W/(m ² K)
	a_{2a}	0,016	W/(m ² K ²)

Stagnation temperature / Stagnationstemperatur / température de stagnation (note 2): t_{sq} 200,3 °C

Effective thermal capacity / Effektive Wärmekapazität / Capacité thermique effective: $C_{eff} = C/A_a$ 15,6 kJ/(m²K)

Max. operation pressure / max. Betriebsdruck / pression d'opération de maximum (note 3): p_{max} 1000 kPa

Incidence angle modifiers $K_0(\theta)$ Einfallswinkelkorrekturfaktoren $K_0(\theta)$ Facteur d'angle d'incidence $K_0(\theta)$	G_{TOT}/G_{TOT}		θ_T / θ_L	50°	10°	20°	30°	40°	60°	70°
	min	max								
	0,077	0,139	$K_0(\theta_L)$	0,92	1,00	1,03	1,11	1,25	1,30	1,11
G_{TOT}/G_{TOT} : min&max while measuring / min&max während messen / min&max pendant qu'essayant	Optional values / Angaben optional / Données optionnelles									


Testing Laboratory / Prüflaboratorium / Laboratoire d'essais	Fraunhofer ISE, PZTS
Website	www.kollektorise.de
Test report id. number / Prüfberichtsnummer / numéro d'identification de rapport des essais	ktb-2007-07-07-k1-en
Date of test report / Datum des Prüfberichts / date de rapport des essais	7. Juni 2010
Perf. test method / Leistungstestmethode / méthode d'essai de performance	EN 12975-2 6.1.4 (outdoor/außen/extérieur)

Comments of testing laboratory / Kommentare des Prüflaboratoriums / commentaires du laboratoire d'essais:

English

Deutsch

Français

Note 1	Test conditions Prüfbedingungen conditions d'essais	Fluid Flüssigkeit Liquide	Water Wasser Eau	Flow rate Durchfluss Débit	0,014 - 0,042	kg/s per m ²		
Note 2	Irradiance / Bestrahlungsstärke / Irradiance $G_s=1000 \text{ W/m}^2$ Ambient temperature / Umgebungstemperatur / température ambiante: $t_a=30 \text{ °C}$							
Note 3	Given by manufacturer / Herstellerangaben / donnée par le fabricant							

Anexo 6. Área de Techo Disponible para los Colectores



Anexo 7. Cotizaciones de proveedores de equipos.

COTIZACION



IMPORTADORA INDUSTRIAL A1

Radial Lindora-Belen, interseccion de Rumba 400 metros Oeste, OfiBodegas

Telefono: (508) 2589-3000

Fax: (508) 2589-8161

Email 1: ventas@a1imp.com

Email 2: ventas@a1imp.com

Pag. Web: www.a1imp.com / www.valvulas.cr

Cédula: 3-101-391019-33

COT-020340

Pag: 1

18-5-2015

CLIENTE: INGENIERERIA EN MANTENIMIENTO INDUSTRIAL

DIRECCIÓN:

TELÉFONO:

CONTACTO:

VENDEDOR: Marcial Espinoza Campos

NOTA1: DESCUENTO 10% PAGO EFECTIVO / TRANSFERENCIA









NOTA2: ENTREGA INMEDIATA

TERMINOS: CONTADO

VALIDO: 18-05-2015

REF INT:

REF EXT:

CODIGO	DESCRIPCION	CANT	UND	PRECIO/UNIT	MONTO
03094-025	CHECK BR COMP UNIVAL 411-T 150psi 1	1	U	6,300.00	6,300.00
					
03094-038	CHECK BR COMP UNIVAL 411-T 150psi 1 1/2	1	U	12,750.00	12,750.00
					
03094-050	CHECK BR COMP UNIVAL 411-T 200psi 2	1	U	17,500.00	17,500.00
					
004009-063	CHECK BR GENEBRE LINEA (21/2) NPT	1	U	22,580.00	22,580.00
					
01803-025	VAL COMP BR GENEBRE (1) 300psi NPT	1	U	7,528.00	7,528.00
					
01803-038	VAL COMP BR GENEBRE (1 1/2) 300psi NPT	1	U	13,900.00	13,900.00
					
01803-063	VAL COMP BR GENEBRE (2 1/2) 300psi NPT	1	U	34,545.00	34,545.00
					
08203-025	VAL ELIMIN AIRE DE POLIPROPI ARV (1) K	1	U	21,500.00	21,500.00
					



COTIZACION

IMPORTADORA INDUSTRIAL A1

Radial Lindora-Belen, Interseccion de Rumba 400 metros Oeste, OfiBodegas

Telefono: (506) 2589-3000

Fax: (506) 2589-6161

Email 1: ventas@a1imp.com

Email 2: ventas@a1imp.com

Pag. Web: www.a1imp.com / www.valvulas.cr

Cédula: 3-101-391019-33

COT-020340

Pag: 2

18-5-2015

CLIENTE: INGENIRERIA EN MANTENIMIENTO INDUSTRIAL	TERMINOS: CONTADO
DIRECCIÓN:	VALIDO: 18-05-2015
TELÉFONO:	REF INT:
CONTACTO:	REF EXT:
VENDEDOR: Marcial Espinoza Campos	
NOTA1: DESCUENTO 10% PAGO EFECTIVO / TRANSFERENCIA	
NOTA2: ENTREGA INMEDIATA	

CODIGO	DESCRIPCION	CANT	UND	PRECIO/UNIT	MONTO
2222101-0.150	MANOM GENEBRE INOX C/GLIC (21/2) 0-150	1	U	4,600.00	4,600.00



Nuestro producto es de alta rotación, por lo que no podemos garantizar las existencias.
 Los precios tienen validez solo para la fecha de la cotización y pueden variar sin previo aviso.
 En caso de que haya producto faltante o de Pedido Especial se deberá volver a cotizar y a verificar disponibilidad del producto.
 Este documento no tiene ningún valor comercial, no es una factura, ni un recibo de dinero.

Sub Total: \$ 141,201.00
Descuento: \$ 14,120.10
Impuesto: \$ 16,520.52
Total: \$ 143,601.42

CUENTAS BANCARIAS		
BANCO	CUENTA CLIENTE	CUENTA CORRIENTE
BANCO NACIONAL C.R.(B.N.C.R) #	15103410010004139	100-01-034-000413-5
BANCO DE COSTA RICA(B.C.R) #	15201001025815968	001-0258156-6

MONTO EN LETRAS: CIENTO CUARENTA Y TRES MIL SEISCIENTOS UN CON 42/100

Recibido por: _____

Nombre:

Firma:

Cédula:

Propuesta económica para dos sistemas de calentamiento de agua solar tipo forzado

Cotización de calentador solar para agua hacia lavado de equipos en Planta #3 de la empresa	
Descripción	Precio U.S. \$
18 Colectores solares Heat Pipe Solar Collector R1 Series, modelo TZ58/1800-20R1 de la Marca SUNRAIN.	\$ 29.500,00
2 Tanques de almacenamiento de agua caliente. <ul style="list-style-type: none"> • Tanque con capacidad de 2 000 litros • Aislamiento térmico y cobertor para intemperie • Tanque de acero inoxidable 	

Buenos días estimado.

Jose para tuberías de condensado se usa cañuela de 1in de espesor y tubería de vapor se usa 1-1/2 in de espesor. El largo de cada cañuela es de 1m.

Precios:

1-1/2x1

cañuela = \$8,4+ iv

cobertor en aluminio= 4500 colones + iv (largo 1,22m)

Cobertor en acero inoxidable= 6500 colones + iv (largo 1,22m) . Especificación técnica: ANSI 430, BRILLANTE

1-1/2x 11/2

cañuela = \$14+ iv

cobertor en aluminio= 5500 colones + iv (largo 1,22m)

Cobertor en acero inoxidable= 7500 colones + iv (largo 1,22m) Especificación técnica: ANSI 430, BRILLANTE

Saludos!



Aislamiento Industrial Ltda

Ing. Emanuel Quesada Valverde

Correo: aislamientoindustrialtda@gmail.com

www.aislamientoindustrial.net

Tel: (506) 85565328



COTIZACION
HMG-0191-050615

BP Córdoba - Zapota, San José-Costa Rica, 300 Sur y 300 Oeste de la Rotonda de las Garantías Sociales
Tel : (506) 226-0261, 227-1241, 227-1258, Fax: (506) 226-2022, Apdo. postal: 129-1011, E-Mail: saegcr@racsa.co.cr

Para : HOSPIRA
Atn: JOSE VIGUEZ
Refer: PEP8I ULLOA HEREDIA

Fecha : 28-may-16

ITEM	QTY.	DESCRIPCION	PRECIO UNIT	TOTAL
TACO				
5 a 7 Semanas en Miami				
1	1	Copper Brazed Plate Heat Exchanger, Model TFP10X20L-20	\$ 1,692.27	\$ 1,692.27
2	1	Copper Brazed Plate Heat Exchanger, Model TFP11X21-30	\$ 1,879.73	\$ 1,879.73
3	1	Copper Brazed Plate Heat Exchanger, Model TFP11X21-80	\$ 3,860.80	\$ 3,860.80
TOTAL FCA , Su Embarcador en Miami			US \$	<u>7,432.80</u>

Notas

1. La Forma de Pago será: Carta de Credito Irrevocable.
2. El tiempo de entrega es de aproximadamente 5 a 7 semanas, después de la aprobación y firma de los submittals.
3. Esta oferta es válida por 30 días.
4. Todas nuestras transacciones son en Dolares Americanos
5. La oferta no incluye ningún tipo de instalación, ni mantenimiento, ductería, ni cubierta.
6. Los tiempos de entrega ofrecidos, son definidos por los fabricantes y podrán ser modificados por ellos sin previo aviso, sin que esto implique ninguna responsabilidad para SAEG.

Atentamente:

Ing. Hernán Morales G.



Metro Free Zone, Barreal Heredia
 Edificio 5 a-B
 Tel: (506) 2239-4166
 Fax: (506) 2239-4916
 monaro@monarocr.com

PROFORMA PA05-004-15

Ciente: Embotelladora Centroamericana LTDA
Atención: José Eduardo Víquez
Fecha: 19/05/2015

Solicitud:
Teléfono:
Código: 2

Válvulas de Control para Lavadoras

Item	Cant.	Descripción	Medida	Precio Unitario	Valor Total	
1	2	Válvula para control de temperatura cuerpo en acero al carbón A216 Gr WCB válvula y asiento en acero inoxidable AISI 410. Tipo de vástago: inserto de asiento y guía superior, Cv: 30, conexión roscada, empaque de teflón-V. Actuador neumático con diafragma en nitrilo reforzado con nylon área de 33 pulg, resortes 6-18 psi, fallo cerrado. Presión máxima para la válvula 300 psi @ 232 °C, presión máxima para el actuador 50 psi aire. con posicionador análogo electro-neumático SRI marca Foxboro Modelo: 1100-2HH9111-55RB-FA0201-100 Serie: PYTHON-1100 Marca Armstrong	1 1/2"	2.032.470,00	4.064.940,00	
				0%	Subtotal Descuento	44.064.940,00 €0,00
				13%	Subtotal I.Ventas TOTAL	44.064.940,00 €328.442,20 44.393.382,20

Términos de Pago: Crédito 30 Días
Tiempo de Entrega: A definir.
Lugar de Entrega: Planta PEPSI
Validez de Oferta: 30 Días

Atentamente

Andres Casanova Ch
 Dpto de Ingeniería.





Teléfono: (506) 2437-7900
Fax: (506) 2453-3196
E-mail: ventas@zebol.com
Apartado: 20-4300

Cotización #:	CT0515-831
Fecha:	27/05/2015

Datos del cliente

Ciente: EMBOTELLADORA CENTOAMERICANA LTDA	Atención:
Teléfono: 2293-1050	Fax: 2293-1006
E-mail:	
Referencia:	

Condiciones de venta

Moneda: Dolar	Vigencia de la oferta: 15 días
Suministro: Local	
Garantía: 1 año contra defectos de fábrica	
Tiempo de entrega: 6 semanas luego de recibir O/C y adelanto	
Forma de pago: Crédito a 45 días luego de entrega de mercadería	

Detalle de la cotización

Item	Descripción	Cantidad	Precio	Exento	Gravado	
1	Bomba tipo horizontal marca GOULDS modelo NPE 1ST, construida en acero inoxidable laminado con succión en 1-1/4"y descarga en 1" (ambas roscadas NPT), impulsor de 4.44" de diámetro, sello mecánico tipo 21 acoplada directamente a motor eléctrico de 1/3 Hp, alimentación 115-230V, monofásico, 1800 RPM. Aplica para B1, B2, B3, B4, B8 y B9.	1.00	\$ 540.00	\$ 0.00	\$ 540.00	
2	Bomba tipo horizontal marca GOULDS modelo NPE 1ST, construida en acero inoxidable laminado con succión en 1-1/4"y descarga en 1" (ambas roscadas NPT), impulsor de 5.19" de diámetro, sello mecánico tipo 21 acoplada directamente a motor eléctrico de 1/3 Hp, alimentación 115-230V, monofásico, 1800 RPM. Aplica para B5.	1.00	\$ 543.00	\$ 0.00	\$ 543.00	
3	Bomba tipo horizontal marca GOULDS modelo NPE 2ST, construida en acero inoxidable laminado con succión en 1-1/2"y descarga en 1-1/4" (ambas roscadas NPT), impulsor de 5.06" de diámetro, sello mecánico tipo 21 acoplada directamente a motor eléctrico de 3 Hp, alimentación 115-230V, monofásico, 3600 RPM. Aplica para B6 y B7.	1.00	\$ 695.00	\$ 0.00	\$ 695.00	
				Subtotal	\$ 0.00	\$ 1,778.00
				Impuesto		\$ 231.14
				Total		\$ 2,009.14

Observaciones

APÉNDICES

Apéndice 1. Cálculo de energía requerida por equipos.

Para efectos de estos cálculos se utilizó la siguiente fórmula obtenida de (ASHRAE, 2009):

$$Q = m \cdot Cp \cdot \Delta T$$

Ecuación 6. Fórmula para obtener la energía necesaria para calentar un tanque.

Donde:

Q = Energía suministrada en kJ.

m = masa a calentar en kg.

Cp = Calor Específico del agua (4,2 @ 100 °C) en kJ/kg °C.

ΔT = Diferencial de temperatura en °C.

Ejemplo: Calor requerido por la lavadora San Martin.

Datos:

Densidad del agua: 1000 kg/m³.

Volumen: 23,3 m³.

Temperatura inicial: 30 °C.

Temperatura final: 80 °C.

$$Q = m \cdot Cp \cdot \Delta T$$

$$Q = \left(1000 \frac{kg}{m^3}\right) \cdot (23.3 m^3) \cdot \left(4,2 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}\right) \cdot (80 \text{ } ^\circ C - 30 \text{ } ^\circ C)$$

$$Q = 4\ 867\ 700\ kJ$$

Apéndice 2. Cálculo de temperatura final en tanques CIP aislados.

Para efectos de estos cálculos se utilizó la fórmula de conducción obtenida de (Cengel, 2007):

$$Q = k \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{x}$$

Ecuación 7. Fórmula utilizada para obtener energía perdida por conducción.

$$\Delta T' = 3600 \cdot \frac{Q}{m \cdot Cp}$$

Ecuación 8. Fórmula para obtener la tasa de variación en la temperatura.

$$T_{final} = T_{tanque} - (\Delta T' \cdot h)$$

Ecuación 9. Fórmula para obtener la temperatura final de tanque aislado.

Donde:

Q = Energía perdida en W.

k = Conductividad térmica del aislamiento en W/m °C.

A = Sumatoria del área de las caras en el tanque en m².

ΔT = Diferencia entre temperatura interior – temperatura ambiente en °C.

$\Delta T'$ = Tasa de variación en la temperatura en °C/h.

x = Espesor del material aislante en m.

Cp = Calor Específico del agua (4,2 @ 100 °C) en kJ/kg °C.

m = Masa de agua del tanque en kg.

h = Cantidad de horas donde el tanque no recibe energía.

Datos:

Conductividad térmica manta mineral: 0,047 W/m °C. Obtenido del Anexo 1.

Sumatoria de las áreas: 6,3 m².

Masa del agua: 1058,4 kg. Obtenido del volumen del tanque y densidad del agua utilizando 1000 kg/m³.

Espesor del aislamiento: 2 pulgadas, 0,05 m.

Temperatura del tanque: 70 °C.

Temperatura ambiente promedio: 25 °C.

El tanque estará sin energía por 24 horas.

$$Q = k \cdot A \cdot \frac{\Delta T}{x}$$

$$Q = \left(0,047 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right) \cdot (6,3 m^2) \cdot \left(\frac{70 ^\circ C - 25 ^\circ C}{0,05 m}\right)$$

$$\boxed{Q = 0,2655 W}$$

$$\Delta T' = 3600 \cdot \frac{Q}{m \cdot Cp}$$

$$\Delta T' = 3600 \cdot \frac{0,2655 W}{1058,4 kg \cdot 4,2 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}}$$

$$\boxed{\Delta T' = 0,216 \frac{^\circ C}{h}}$$

$$T_{final} = T_{tanque} - (\Delta T' \cdot h)$$

$$T_{final} = 70 ^\circ C - \left(0,216 \frac{^\circ C}{h} \cdot 24 h\right)$$

$$\boxed{T_{final} = 65 ^\circ C}$$

Apéndice 3. Cálculo de energía suministrada por equipos.

Para efectos de estos cálculos se utilizó la siguiente fórmula obtenida de (ASHRAE, 2009):

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Ecuación 10. Fórmula para obtener el flujo de energía en los equipos.

Donde:

\dot{Q} = Energía suministrada en kJ/h.

\dot{m} = Flujo volumétrico en kg/h.

C_p = Calor Específico del agua (4,2 @ 100 °C) en kJ/kg °C.

ΔT = Diferencial de temperatura en °C.

Ejemplo: Calor suministrado por el compresor Francois de 40 Bar.

Datos:

Densidad del agua: 1000 kg/m³.

Caudal: 20 m³/h. Obtenido de placa de datos.

Temperatura entrada: 34 °C. Obtenido con cámara termográfica.

Temperatura salida: 30 °C. Obtenido con cámara termográfica.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$\dot{Q} = \left(1000 \frac{kg}{m^3}\right) \cdot \left(20 \frac{m^3}{h}\right) \cdot \left(4,2 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}\right) \cdot (34 \text{ } ^\circ C - 30 \text{ } ^\circ C)$$

$$\boxed{\dot{Q} = 334\,400 \frac{kJ}{h}}$$

Apéndice 4. Cálculo de cantidad de colectores solares.

Para los cálculos de los colectores solares se utilizó las siguientes fórmulas obtenidas de (TECNOTOOLING, 2013):

$$K_{\theta} = K_{\theta L} \cdot K_{\theta T}$$

Ecuación 11. Fórmula para el ángulo de incidencia solar.

$$\eta_i = 100 \cdot (1,2 \cdot 10^{-4} \cdot (\beta - \beta_{ideal})^2) + (3,5 \cdot 10^{-5} \cdot (\alpha)^2)$$

Ecuación 12. Pérdidas por inclinación y orientación.

$$\eta = \eta_i \cdot K_{\theta} \cdot \eta_0 - \frac{a_1 \cdot S \cdot (T_m - T_a)}{G} - \frac{a_2 \cdot S \cdot (T_m - T_a)^2}{G}$$

Ecuación 13. Eficiencia global del colector de tubos al vacío.

$$Q = \eta \cdot G \cdot A_{util}$$

Ecuación 14. Energía entregada por cada colector solar.

$$N = \frac{\text{Energía Requerida}}{\text{Energía Útil del colector}}$$

Ecuación 15. Cantidad de colectores necesarios.

Donde:

K_{θ} = Modificador de ángulo de incidencia.

$K_{\theta T}$ = Modificador de ángulo de incidencia Tangencial.

$K_{\theta L}$ = Modificador de ángulo de incidencia Longitudinal.

η = Eficiencia del Colector en %.

η_i = Pérdidas por inclinación y orientación en %.

β = Ángulo de inclinación del colector en °.

β_{ideal} = Latitud de la ubicación en °.

α = Ángulo Azimut en °.

η_0 = Eficiencia óptica del colector solar en %.

a_1 = Coeficiente de Pérdida de Conducción en W/ m² K.

a_2 = Coeficiente de Pérdida de Conducción en W/ m² K².

S = Horas de brillo solar en el lugar en h/día.

T_m = Temperatura media del manifold del colector en °C.

T_a = Temperatura ambiente del lugar en °C.

G = Radiación Solar del lugar en MJ/ m² día.

A_{util} = Área útil del colector solar en m².

Q = Energía útil que aporta cada colector en MJ/ día.

N = Cantidad de Paneles necesarios en unidades.

Ejemplo: Calor suministrado por un colector en el mes de Setiembre.

Datos del certificado solar del colector TZ58/1800-20R1

$K_{\theta T} = 1,37 @ 50^\circ$.

$a_2 = 0,016 \text{ W/ m}^2 \text{ K}^2$.

$K_{\theta L} = 0,92 @ 50^\circ$.

$T_m = 70 \text{ }^\circ\text{C}$.

$\eta_0 = 73,4 \%$.

$A_{util} = 1,87 \text{ m}^2$.

$a_1 = 1,529 \text{ W/ m}^2 \text{ K}$.

Datos Meteorológicos de Ulloa de Heredia. Ver Tabla 4.17.

S = 4,1 h/día.

$T_a = 23 \text{ }^\circ\text{C}$.

G = 16 MJ/ m² día.

Datos de instalación en el sitio:

β = Inclinación del techo es de 24°.

β_{ideal} = Latitud de la ubicación es de 10°.

$\alpha = \text{Ángulo Azimut para el Este es de } 90^\circ.$

$$K_\theta = K_{\theta L} \cdot K_{\theta T}$$

$$K_\theta = 0,92 \cdot 1,37$$

$$\boxed{K_\theta = 1,26}$$

$$\eta_i = 100 \cdot (1,2 \cdot 10^{-4} \cdot (\beta - \beta_{ideal})^2) + (3,5 \cdot 10^{-5} \cdot (\alpha)^2)$$

$$\eta_i = 100 \cdot (1,2 \cdot 10^{-4} \cdot (24 - 10)^2) + (3,5 \cdot 10^{-5} \cdot (90)^2)$$

$$\boxed{\eta_i = 70\%}$$

$$\eta = \eta_i \cdot K_\theta \cdot \eta_0 - \frac{a_1 \cdot S \cdot (T_m - T_a)}{G} - \frac{a_2 \cdot S \cdot (T_m - T_a)^2}{G}$$

$$\eta = 0,70 \cdot 1,26 \cdot 0,734 - \frac{1,529 \cdot 4,1 \cdot (70 - 23)}{16} - \frac{0,016 \cdot 4,1 \cdot (70 - 23)^2}{16}$$

$$\boxed{\eta = 57,3 \%}$$

$$Q = \eta \cdot G \cdot A_{util}$$

$$Q = 0,573 \cdot 16 \cdot 1,87$$

$$\boxed{Q = 17,14 \text{ MJ}}$$

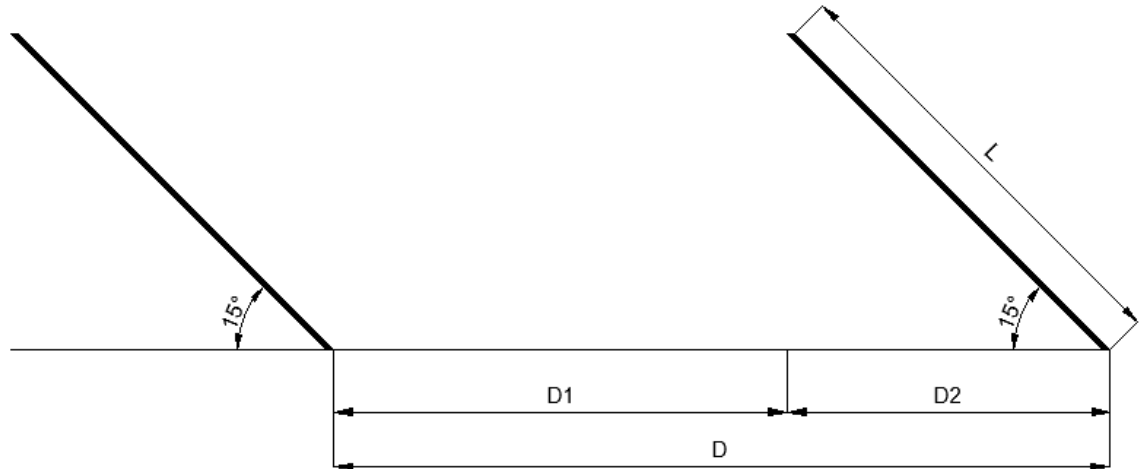
Para una energía requerida de 451 MJ se necesitarían:

$$N = \frac{\text{Energía Requerida}}{\text{Energía Útil del colector}}$$

$$N = \frac{451 \text{ MJ}}{17,14 \text{ MJ}}$$

$$\boxed{N = 27 \text{ unidades}}$$

Apéndice 5. Cálculo de la distancia mínima entre colectores.



Según (UA, 2015) la altura del sol crítica se da el 21 de Diciembre en el hemisferio norte, por lo que la fórmula por utilizar es la siguiente:

$$H_{min} = 90^\circ - \text{Latitud} - 23^\circ$$

Ecuación 16. Altura mínima del colector para el hemisferio Norte.

$$D_1 = \frac{L \sin \beta}{\tan H_{min}}$$

$$D_2 = L \cos \beta$$

$$D = D_1 + D_2$$

Para este caso la distancia mínima entre colectores es de 2.55 m:

$$H_{min} = 90^\circ - \text{Latitud} - 23^\circ$$

$$H_{min} = 90^\circ - 10^\circ - 23^\circ$$

$$\boxed{H_{min} = 57^\circ}$$

$$D_1 = \frac{L \sin \beta}{\tan H_{min}}$$

$$D_1 = \frac{2.2 \sin 15^\circ}{\tan 57^\circ}$$

$$\boxed{D_1 = 0.4 \text{ m}}$$

$$D_2 = L \cos \beta$$

$$D_2 = 2.2 \cos 15^\circ$$

$$\boxed{D_2 = 2.125 \text{ m}}$$

$$D = D_1 + D_2$$

$$D = 0.4 \text{ m} + 2.125 \text{ m}$$

$$\boxed{D = 2.53 \text{ m}}$$

Apéndice 6. Cálculo de temperatura final del tanque de condensados.

$$\Delta T' = 3600 \cdot \frac{Q}{m \cdot Cp}$$

$$T_{final} = T_{tanque} - (\Delta T' \cdot h)$$

Donde:

Q = Energía perdida en W.

$\Delta T'$ = Tasa de variación en la temperatura en °C/h.

Cp = Calor Específico del agua (4,2 @ 100 °C) en kJ/kg °C.

m = Masa de agua del tanque en kg.

h = Cantidad de horas donde el tanque no recibe energía.

Datos:

Energía perdida: 6,2 kW. Obtenido de Tabla 4.8.

Masa del agua: 1300 kg. Obtenido del volumen del tanque y densidad del agua utilizando 1000 kg/m³.

Temperatura del tanque: 70 °C.

El tanque estará sin energía por 4 horas.

$$\Delta T' = 3600 \cdot \frac{Q}{m \cdot Cp}$$

$$\Delta T' = 3600 \cdot \frac{6200 \text{ W}}{1300 \text{ kg} \cdot 4,2 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}}$$

$$\boxed{\Delta T' = 4,1 \frac{^\circ\text{C}}{h}}$$

$$T_{final} = T_{tanque} - (\Delta T' \cdot h)$$

$$T_{final} = 70 \text{ } ^\circ\text{C} - \left(4,1 \frac{^\circ\text{C}}{h} \cdot 4 \text{ h}\right)$$

$$\boxed{T_{final} = 54 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Apéndice 7. Cálculo de cabeza total en las bombas.

$$H = P_{Tuberia} + P_{Otros} + P_{accesorios}$$

Ecuación 17. Cálculo de cabeza total de la bomba de agua.

$$P_{Tuberia} = \frac{L \cdot P_{unitaria}}{100}$$

$$P_{accesorios} = \frac{Cantidad\ de\ accesorios \cdot L_{equivalente}}{100}$$

Donde:

H = Caída de presión total de la bomba en m.

L = Longitud de tubería recta en m.

$P_{Tuberia}$ = Caída de presión en tramos de longitud recta en mca.

P_{Otros} = Caída de presión en intercambiadores o colectores en mca.

$P_{Accesorios}$ = Caída de presión en accesorios como codos en mca.

$P_{Unitaria}$ = Pérdida de carga debido a la rugosidad de la tubería m/100m.

$L_{equivalente}$ = Longitud equivalente en tubería recta para cada accesorio en m.

Ejemplo: Bomba para el tanque de condensados.

Se cuenta con 10 metros de longitud recta y una pérdida de carga de 1,8 m/100m. Este dato se obtuvo del software System Syzer. Además tiene 6 codos con una longitud equivalente de 0,6m. La caída del intercambiador es de 0,8 mca.

$$H = \frac{L \cdot P_{unitaria}}{100} + P_{Otros} + \frac{Cantidad\ de\ accesorios \cdot L_{equivalente}}{100}$$

$$H = \frac{10 \cdot 1,8}{100} + 0,8 + \frac{6 \cdot 0,6}{100}$$

$$\boxed{H = 1,02\ m}$$

Apéndice 8. Cálculo de combustible consumido en la caldera.

$$L = \frac{Q \cdot h_{fg}}{PC \cdot \eta \cdot \rho}$$

Ecuación 18. Cálculo de los litros consumidos por la caldera.

Donde:

L = Litros consumidos de búnker.

h_{fg} = Calor latente del vapor a las condiciones dadas en kJ/kg.

Q = Consumo de vapor en kg.

PC = Poder calorífico del búnker en kJ/kg.

η = Eficiencia de la caldera en %.

ρ = Densidad del búnker en kg/l.

Ejemplo: Consumo en tanques de saneamiento 429 kg de vapor.

$h_{fg} = 2\,642,3$ kJ/kg.

$PC = 41\,590$ kJ/kg.

$\eta_{combustion} = 86\%$. Obtenido de estudios por parte de TECNOFRIO.

$$\eta = \eta_{combustion} - \text{Pérdidas por radiación}$$

$$\eta = 86\% - 3\% \rightarrow \boxed{\eta = 83\%}$$

$$L = \frac{Q \cdot h_{fg}}{PC \cdot \eta \cdot \rho}$$

$$L = \frac{429 \cdot 2642,3}{41590 \cdot 0,83 \cdot 0,989}$$

$$\boxed{L = 50,2 \text{ litros}}$$

GLOSARIO

ALCIP: Marca del equipo de saneamiento de la empresa.

ASHRAE: Siglas en inglés para la Sociedad Americana de Ingeniería en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado.

CIHSECR: Código de Instalaciones Hidráulicas y Sanitarias en Edificaciones de Costa Rica.

COP: Coeficiente de rendimiento en equipos de refrigeración.

OCE: Oportunidad de conservación de la energía.

PET: Polímero utilizado en la producción de envases.

TIR: Tasa interna de retorno, es un indicador financiero.

VAN: Valor actual neto, es un indicador financiero.

XYP: Horno termoencogible utilizado en la empresa para etiquetar envases.