



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE
CALENTAMIENTO DE AGUA PARA LA CURTIDURÍA
CUEROS & CUEROS”**

**ARMIJOS CORREA NELSON OSWALDO
MORALES MUYULEMA LEONARDO DAVID**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:
INGENIERO MECÁNICO

**RIOBAMBA – ECUADOR
2012**

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

Julio, 25 de 2012

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

NELSON OSWALDO ARMIJOS CORREA

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE
AGUA PARA LA CURTIDURÍA CUEROS & CUEROS”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Ramiro Valenzuela
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Geovanny Novillo A.
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: NELSON OSWALDO ARMIJOS CORREA

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE AGUA PARA LA CURTIDURÍA CUEROS & CUEROS”

Fecha de Examinación: Julio, 25 de 2012.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Telmo Moreno (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. Ramiro Valenzuela (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Geovanny Novillo (ASESOR)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

Julio, 25 de 2012

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

LEONARDO DAVID MORALES MUYULEMA

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE
AGUA PARA LA CURTIDURÍA CUEROS & CUEROS”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Ramiro Valenzuela
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Geovanny Novillo A.
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: LEONARDO DAVID MORALES MUYULEMA

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE AGUA PARA LA CURTIDURÍA CUEROS & CUEROS”

Fecha de Examinación: Julio, 25 de 2012.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Telmo Moreno (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. Ramiro Valenzuela (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Geovanny Novillo (ASESOR)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

f) Nelson Oswaldo Armijos Correa

f) Leonardo David Morales Muyulema

DEDICATORIA

A Dios por la protección y las bendiciones recibidas en mi vida.

A mis padres: José y Luz María por su apoyo incondicional en todos mis triunfos y metas logradas, a mis hermanos que son ejemplos a seguir.

A mis amigos y amigas que durante el transcurso de la carrera han demostrado su desinteresado aporte hacia conmigo.

Nelson Oswaldo Armijos Correa

El presente proyecto está dedicado a mis padres, José Amable y María Rosana quienes son mis pilares fundamentales y a mis hermanos Néstor y Verónica por haber sido ellos mi espíritu de motivación en toda mi vida.

Además a todos mis compañeros y amigos que de una u otra forma me comprendieron y apoyaron en el transcurso de la carrera y asimismo me ayudaron a concluir con el presente trabajo.

Leonardo David Morales Muyulema

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

Y en especial para todos los amigos, compañeros y personas que nos apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de nuestras vidas.

Nelson Oswaldo Armijos Correa

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

Y en especial para todos los amigos, compañeros y personas que nos apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de nuestras vidas.

Leonardo David Morales Muyulema

CONTENIDO

Pág.

1.	GENERALIDADES	1
1.1	Antecedentes.....	1
1.2	Análisis situacional de la Curtiduría Cueros & Cueros.....	1
1.3	Justificación técnica y social	2
1.3.1	<i>Justificación técnica</i>	2
1.3.2	<i>Justificación social.</i>	2
1.4	Objetivos.....	3
1.4.1	<i>Objetivo general.</i>	3
1.4.2	<i>Objetivos específicos.</i>	3
2.	MARCO TEÓRICO.....	4
2.1	Producción de pieles	4
2.1.1	<i>Definición de producción.</i>	4
2.2	Fulon.....	8
2.3	Demanda de agua caliente	10
2.3.1	<i>Caudal.</i>	10
2.4	Estudio de la demanda energética	11
2.4.1	<i>Medición de calor.</i>	11
2.5	Sistema de calentamiento de agua	11
2.5.1	<i>Calderas</i>	12
2.5.2	<i>Tuberías o línea de vapor.</i>	13
2.5.3	<i>Retorno de condensados.</i>	15
2.5.4	<i>Tanque de condensado y agua de alimentación</i>	16
2.5.5	<i>Accesorios</i>	20
2.5.6	<i>Intercambiadores de calor.</i>	21
2.6	Diseño del intercambiador de calor	29
2.6.1	<i>Diseño térmico.</i>	30
2.6.2	<i>Diseño hidráulico</i>	48
2.6.3	<i>Diseño Mecánico.</i>	49
2.7	Análisis de alternativas para la selección del sistema de calentamiento	50
2.7.1	<i>Sistema gas</i>	50

2.7.2	<i>Sistema diesel</i>	501
2.7.3	<i>Sistema auxiliar para calentamiento de agua..</i>	52
3.	DISEÑO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE AGUA.....	63
3.1	Parámetros de diseño del sistema de calentamiento de agua.....	63
3.1.1	<i>Demanda de agua caliente..</i>	63
3.1.2	<i>Selección de la demanda critica..</i>	65
3.1.3	<i>Estudio de la demanda energética.....</i>	66
3.2	Diseño del intercambiador de calor	67
3.2.1	<i>Generalidades.....</i>	67
3.2.2	<i>Selección de materiales..</i>	68
3.2.3	<i>Diseño térmico.....</i>	69
3.2.4	<i>Diseño hidráulico.</i>	81
3.2.5	<i>Diseño mecánico.....</i>	82
3.3	Selección de equipos y accesorios	83
3.3.1	<i>Selección del generador de vapor.</i>	83
3.3.2	<i>Selección de los equipos de automatización.....</i>	87
3.3.3	<i>Selección de la línea de vapor.....</i>	90
3.3.4	<i>Selección de la línea de condensado..</i>	93
3.3.5	<i>Dimensionamiento del tanque de condensados.....</i>	95
4.	CONSTRUCCIÓN, MONTAJE, INSTALACIÓN Y PRUEBAS.....	96
4.1	Construcción	96
4.1.1	<i>Construcción del calentador de agua.....</i>	96
4.1.2	<i>Construcción de la brida.</i>	99
4.2	Montaje	101
4.2.1	<i>Montaje de la caldera.....</i>	101
4.2.2	<i>Montaje de la bomba de alimentación a la caldera..</i>	102
4.2.3	<i>Montaje del quemador de diesel.....</i>	102
4.3	Instalación.....	103
4.3.1	<i>Instalación de la brida.....</i>	103
4.3.2	<i>Instalación del intercambiador de calor..</i>	103
4.3.3	<i>Instalación de tuberías de vapor y retorno de condensado.....</i>	104
4.3.4	<i>Instalación de reposición y abastecimiento de agua a la caldera..</i>	107

4.3.5	<i>Instalación eléctrica del sistema de calentamiento.....</i>	108
4.3.6	<i>Instalación del controlador digital de temperatura..</i>	108
4.3.7	<i>Puesta en marcha del sistema.</i>	111
4.4	Pruebas experimentales	114
4.4.1	<i>Equipos e instrumentación.</i>	114
4.4.2	<i>Pruebas de funcionamiento.</i>	115
4.4.3	<i>Tabulación de resultados.....</i>	116
4.4.4	<i>Gráficas.</i>	116
5.	ANÁLISIS DE COSTOS.....	118
5.1	Generalidades	118
5.2	Costos directos.....	118
5.2.1	<i>Costo de materiales y equipos..</i>	118
5.3	Costos indirectos.....	121
5.4	Costo total del equipo	122
5.5	Estudio financiero.....	122
5.5.1	<i>Flujo de caja.....</i>	123
5.5.2	<i>Recuperación de la inversión..</i>	123
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	124
6.1	Conclusiones.....	124
6.2	Recomendaciones	125

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1	Velocidades de rotación en función del subproceso..... 9
2	Condiciones recomendadas en el agua para calderas 20
3	Costos principales para implementación del sistema 51
4	Costos de consumo de combustible anual 51
5	Costos principales para implementación del sistema 51
6	Costos de consumo de combustible anual 51
7	Zonas del ecuador según irradiación solar 54
8	Valores promedio de irradiación solar de ciertas zonas del ecuador..... 54
9	Ordenes de producción. 63
10	Demanda de agua para un Fulon 64
11	Demanda crítica de agua..... 66
12	Caudales críticos de diseño..... 66
13	Valores de calor específico a diferentes temperaturas del agua 67
14	Calor sensible transferido al agua..... 67
15	Dimensiones de los tubos. 68
16	Dimensiones de los cabezales..... 68
17	Resultado de iteraciones para ajuste de temperaturas T_{w1} y T_{w2} 77
18	Rangos de coeficientes de transferencia de calor (U)..... 77
19	Características y esfuerzo máximo disponible de los materiales 82
20	Tiempo de funcionamiento de la caldera..... 86
21	Resultado de las pruebas de funcionamiento del sistema..... 116
22	Costos de materiales para la construcción del intercambiador de calor 118
23	Costos de materiales para la construcción de la brida 119
24	Costos de accesorios para la instalación del sistema de vapor 119
25	Costo de materiales para la instalación del Controlador de temperatura 120
26	Costos de equipos para la instalación del sistema de vapor 120
27	Costos por máquinas..... 120
28	Costos por mano de obra 120
29	Costos por transporte 121
30	Total costos directos 121

31	Costos indirectos.....	122
32	Costo total del equipo	122
33	Costos y consumos de combustibles mensual	122
34	Flujo de caja.....	123

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1	Proceso productivo. 4
2	Diagrama de Flujo General del Proceso de Producción 5
3	Fulones..... 9
4	Descripción del sistema actual. 10
5	Diagrama de flujo agua – vapor 11
6	Descripción de las partes principales de una caldera..... 12
7	Clasificación de los intercambiadores de calor 22
8	Serpentín sumergido 23
9	Intercambiador de doble tubo. 23
10	Intercambiador de haz de tubos 24
11	Enfriadores de cascada 25
12	Intercambiador de calor encamisado 26
13	Intercambiador de calor tipo placa 26
14	Intercambiador de calor compacto 27
15	Serpentín Tubular 28
16	Intercambiadores de calor tipo serpentín..... 28
17	Intercambiador de calor tipo horquilla 29
18	Serpentín en un recipiente vertical 29
19	Serpentín sumergido en un recipiente horizontal 29
20	Proceso de diseño de un intercambiador de calor..... 30
21	Perfil de temperatura en un intercambiador de calor..... 32
22	Asociación de la transferencia de calor por conducción con la difusión de energía debida a la actividad molecular. 35
23	Convenio de signos para la transmisión del calor por conducción..... 35
24	Pared plana 36
25	Cilindro hueco con condiciones conectivas en la superficie. 37
26	Proceso de convección..... 38
27	Suciedad sobre la superficie en la que se realiza la transferencia de calor..... 47
28	Sistema de calentamiento con calefones 50
29	Movimiento aparente del sol sobre el firmamento 53
30	Sistema Solar Térmico directo e indirecto 56

31	Componentes principales de un sistema para calentamiento de agua	57
32	Elementos de los SST de termosifón	58
33	Efecto invernadero en un colector	59
34	Colector solar de placa plana.....	60
35	Colector solar de tubos al vacío.....	61
36	a) Corte de tanque termosolar sin intercambiador, b) corte de tanque termosolar con intercambiador	62
37	Intercambio de calor en contra flujo y con cambio de fase.....	71
38	Circuito térmico del calentador	72
39	Relación de presión - capacidad para seleccionar tipo de caldera.....	84
40	Carga de condensado versus presión diferencial en trampas de vapor de Balde Invertido.....	90
41	Diámetro y velocidad en líneas de vapor.....	92
42	Selección de tuberías de retorno de condensado.....	94
43	Tanque de condensados	95
44	Doblado del tubo (cabezal).....	96
45	Taladrado de los agujeros en los cabezales.....	97
46	Acople de los Neplos a los cabezales.....	97
47	Cortado de los tubos del serpentín.....	97
48	Soportes, tensores y correas.....	98
49	Montaje del serpentín	98
50	Base de la brida.....	99
51	Tapa de la brida	100
52	Trazado de la geometría de la brida.....	100
53	Construcción del alojamiento de la brida	101
54	Construcción del acceso al tanque.....	101
55	Base del caldero.....	102
56	Montaje de la bomba de alimentación de la caldera.....	102
57	Montaje del quemador	102
58	Instalación de la brida.....	103
59	Instalación total del Intercambiador de calor.....	104
60	Válvula de bola	104
61	Válvula de compuerta	105
62	Codo 90°, HN.....	105

63	Tee, HN	105
64	Universal, HN	105
65	Bushing, HG	106
66	Neplos	106
67	Línea de vapor	107
68	Línea de condensado	107
69	Reposición y abastecimiento de agua a la caldera.....	108
70	Alimentación eléctrica del sistema	108
71	Diagrama eléctrico de control y potencia	109
72	Caja de control	110
73	Construcción del sistema	110
74	Cronómetro (celular)	114
75	Termómetro digital.	114
76	Balanza	115
77	Temperatura de calentamiento del agua vs Tiempo	117
78	Consumo de combustible vs Tiempo.....	117
79	Recuperación de inversión.....	123

LISTA DE ANEXOS

- A** Coeficientes de transferencia de calor
- B** Zonas del Ecuador según su irradiación solar
- C** Catálogo para tubería de cobre sin costura CONMETAL
- D** Catálogo DIPAC para tubería de vapor
- E** Características del tanque de almacenamiento
- F** Propiedades del agua
- G** Propiedades de los metales
- H** Catálogo para selección de calderas YORK – SHIPLEY, INC
- I** Catálogo de controladores de temperatura
- J** Catálogo de electroválvulas
- K** Guía para la selección de trampas de vapor
- L** Trampas de vapor
- M** Aislamiento térmico para tuberías
- N** Catálogo DIPAC para planchas A - 36
- O** Reporte de análisis de agua

RESUMEN

Se ha diseñado y construido un sistema de calentamiento de agua para la curtiduría “Cueros & Cueros” ubicada en Picayhua – Ambato, donde se disponía de un sistema artesanal poco eficiente de calentamiento. El sistema en mención consta de una caldera vertical pirotubular que suministra vapor a un intercambiador de calor cerrado, el mismo que al transferir calor al agua, se condensa, retornando al tanque de condensados para volver a inyectarse a la caldera, convirtiéndose en un ciclo eficiente de recirculación.

El estudio consiste en el cálculo de carga térmica, diseño del intercambiador de calor, selección del generador de vapor, tanque de condensados, trampa de vapor, tubería principal de vapor, retorno de condensados y selección del controlador digital de temperatura.

Para el diseño del intercambiador de calor se ha dividido en tres fases: Diseño térmico, hidráulico y mecánico. En el diseño térmico, se determinó el diámetro, número y longitud de los tubos. En el diseño hidráulico se determinó la caída de presión del vapor y finalmente en el diseño mecánico se estableció el espesor y material, utilizando la norma ASME Sección VIII división I y Sección II Parte D.

Con la implementación de este sistema se ha logrado introducir cierta tecnología para el control de temperatura y también para disminuir el costo por consumo de combustible, así como productos químicos utilizados para los procesos.

ABSTRACT

It has been designed and built a system of heating of water for the tannery Leathers & Leathers located in Picayhua – Ambato, where there wasn't a very efficient handmade system of heating. This system consists of a vertical pirotubular boiler that gives vapor to an interchanger of closed heat, the same one that when transferring heat to the water, it condenses, returning to the tank of having condensed to be injected to the boiler again, becoming an efficient cycle of recirculation.

The study consists on the calculation of thermal load, design of the interchanger of heat, selection of the steam generator, tank of having condensed, trap of vapor, main pipe of vapor, return of having condensed and selection of the digital controller of temperature.

For the design of the interchanger of heat it has been divided in three phases: thermal, hydraulic and mechanic designs. In the thermal design, it was determined the diameter, number and longitude of the tubes. In the hydraulic design the fall of pressure of the vapor was determined and finally in the mechanical design it was settled down the thickness and material, using the norm ASME Section VII division I and Section II Part D.

With the implementation of this system it has been possible to introduce certain technology for the control of temperature and also to reduce the cost for consumption of fuel, as well as chemical products used for the processes.

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1 Antecedentes

Curtiduría “Cueros & Cueros” comenzó sus actividades en el año 2000, se encuentra ubicada en el barrio Calicanto perteneciente a la Parroquia Picayhua del Cantón Ambato. Está dedicada al procesamiento de pieles exclusivamente de Bovinos cuyo producto es el cuero, su producción promedio es de 500 cueros mensuales y está destinada al mercado provincial. Para fines tributarios, constituye una persona natural no obligada a llevar contabilidad teniendo como gerente propietario de la empresa al Sr. José Amable Morales Palate.

1.2 Análisis situacional de la Curtiduría Cueros & Cueros

Curtiduría Cueros & Cueros se dedica a la producción y comercialización de pieles, el material que produce la empresa es utilizada por la industria del calzado, vestimenta y marroquinería.

En la actualidad las ventas se han disminuido debido a que los precios de la materia prima son altos, los productos no están de acuerdo a los requerimientos de los clientes, las entregas no son oportunas, y la difícil adquisición de materia prima; a esta serie de problemas la empresa no ha podido responder a tiempo lo que ha ocasionado bajos ingresos.

En la planta no se realizan todas las etapas de los procesos, por no disponer de toda la maquinaria necesaria, este inconveniente hace que no fluya el proceso, existiendo un gasto adicional en tiempo y transporte.

Al investigar la disminución en las ventas de los productos, se observa bajos ingresos a la organización; una de las causas es la baja calidad del producto y por ende una ineficiente tecnología utilizada en la producción, además de otros factores, pues un proceso de producción con calidad requiere elementos como la materia prima, mano de obra calificada y una aceptable tecnología.

Es así que en la curtiduría se necesita incorporar una variedad de elementos como los mencionados anteriormente, para mejorar el producto, tanto en calidad como en costo, de ahí que esto representa una interesante oportunidad para desarrollar una tecnología si bien no de punta más bien conocida, e implementarla como un tema de tesis.

Es de esta manera que se propone como tema de tesis desarrollar una cierta tecnología que intervenga en el procesamiento del cuero, para de esta manera colaborar con una producción de calidad.

1.3 Justificación técnica y social

1.3.1 Justificación técnica. En la actualidad la gran demanda de artículos elaborados en cuero, implica una excelencia en calidad y costo para su competencia en el mercado, es por ello que los procesos para la elaboración del cuero deben ser optimizados de tal manera que cumplan con las exigencias de dicho mercado, uno de estos procesos implica la provisión de agua caliente, cumpliendo requerimientos técnicos y medio ambientales que conlleven a la instalación, operación y control adecuados, proporcionando de esta manera el ahorro de recursos.

Un calentador industrial de agua es de suma importancia en una empresa dedicada al procesamiento de pieles animales, puesto que el agua caliente constituye un parámetro fundamental en este tipo de procesamiento, hoy en día el calentamiento de agua en la curtiduría Cueros & Cueros se lo realiza de manera artesanal, simplemente con la utilización de quemadores de gas, provocando un alto tiempo en la generación de agua caliente y que además no alcanzan las temperaturas recomendadas para los procesos, sin mencionar los riesgos que se pueden presentar en el ambiente de trabajo, puesto que la utilización rústica de tanques de gas presentan un alto riesgo en la industria.

La implementación de dicho sistema serviría como tema de tesis para asociar todos los conocimientos teóricos con los prácticos, lo cual es de vital importancia para nuestra formación como Ingeniero Mecánico. Además traería consigo la automatización y favorecerá los tiempos de producción así como su costo y calidad, también acarrearía consigo una adecuada utilización de recursos tanto naturales como energéticos.

1.3.2 Justificación social. La industria del cuero en la Provincia de Tungurahua se ubica en el primer lugar a nivel nacional tanto en producción como en comercialización,

teniendo la sede de las mayorías de las curtiembres, el mismo que genera fuentes de trabajo, al cual se debe fortalecer, aprovechando la oportunidad de abastecimiento de este tipo de producto en el mercado nacional.

En la provincia de Tungurahua la industria del cuero constituye un factor importante de ingresos económicos ya que en toda la provincia se destaca la actividad del cuero y el calzado. De hecho el 93% de la producción del cuero se elabora en esta provincia, tanto de forma artesanal como industrial. Este sector constituye una de las bases de la economía de la provincia.

1.4 Objetivos

1.4.1 *Objetivo general.* Diseñar y construir un sistema de calentamiento de agua para la curtiduría Cueros & Cueros.

1.4.2 *Objetivos específicos.*

Analizar el marco teórico de los sistemas de calentamiento de agua.

Diseñar el sistema de calentamiento.

Construir e instalar el sistema.

Realizar pruebas de funcionamiento.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Producción de pieles

2.1.1 Definición de producción. Se denomina producción a la transformación, que a partir de diferentes (inputs) materiales o inmateriales y mediante una serie de procesos donde se combinan los factores de producción generan un (output) producto, servicio, desecho. Estos procesos se encuentran estrechamente relacionados entre sí. La definición de la producción se la puede esquematizar en la siguiente figura.

Figura 1. Proceso productivo.



Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

Para llegar a obtener el producto final, se debe marcar que el proceso de producción de pieles es indudablemente un proceso en el cual existe una variedad de puntos en los que habría que controlar su calidad, añadir tecnología y demás elementos para su mejoramiento en todo aspecto.

Cabe recalcar que la fabricación de pieles se las puede catalogar como un proceso químico, pues durante el transcurso de su proceso involucra en gran cantidad la utilización de sustancias químicas.

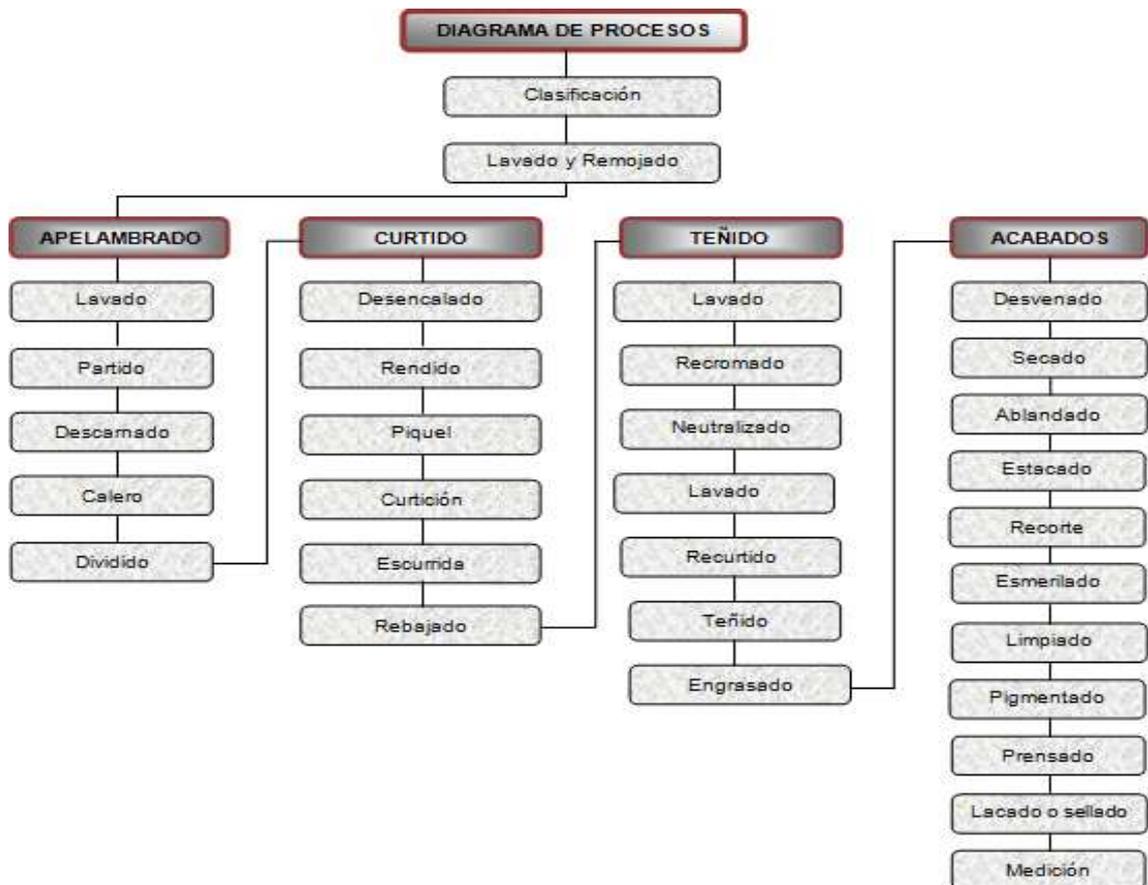
A fin de mejorar la calidad del producto cuero, el productor ha empleado una serie de métodos y técnicas, para obtener un cuero de calidad y bajo costo, razón por la cual se ha hecho necesario adquirir maquinaria para facilitar el proceso de producción.

En síntesis la fabricación de pieles es la transformación de los pellejos de los animales mediante varios subprocesos tanto mecánicos como químicos, a un estado si se puede decir inerte, pues una vez elaborado las características del cuero cambian de tal forma

que se los puede utilizar para varios procesos tales como vestimenta, calzado, entre otros.

A continuación se describe en forma rápida los subprocesos que involucran la obtención del cuero.

Figura 2. Diagrama de Flujo General del Proceso de Producción



Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

Clasificación. La clasificación del cuero se lo realiza de tal manera que cumpla los requerimientos del producto final.

Lavado y remojo. El remojo es el primer paso húmedo, uno de los denominados trabajos de ribera. Estos se caracterizan por emplearse grandes cantidades de agua, se lo realiza con la finalidad de devolver a la piel su estado de hinchamiento natural y eliminar la suciedad (barro, sangre, estiércol, microorganismos). Se utiliza Humectante, bactericidas y encimas de remojo, dependiendo de la calidad del producto final que se quiera obtener.

Apelambrado. El propósito del pelambre es quitar o eliminar de las pieles remojadas el pelo, y la epidermis, obtener un hinchamiento de la piel, aumentar el espesor de la piel para poder ser descarnada y si es necesario para la definición del artículo final, también poder ser dividida. En este proceso la utilización de agua caliente no es necesaria pero si se requiere podría ser utilizada.

Se utiliza cal y sulfuro.

- a) Lavado.- Se lava con agua y cal
- b) Partido.- Consiste en partir o cortar el cuero en dos partes obteniendo 2 bandas.
- c) Descarnado.- Consiste en la eliminación de residuos de grasa y carne por acción mecánica o manual.
- d) Calero.- El calero consiste en poner en contacto la cal el agua y la piel, durante un tiempo más o menos largo, hasta conseguir la acción de los productos del calero en toda la sección de la piel, y el grado de ataque (físico-químico) deseado.
- d) Dividido.- Consiste en dividir el cuero en dos partes la flor y la carnaza por acción mecánica.

Curtición. Este proceso se clasifica en:

Desencalado, rendido, piquel y curtido.

- a) Desencalado.- El desencalado se realiza con el objeto de retirar la cal que se ha agregado al proceso durante la operación de pelambre, se encuentra en la piel en tres formas combinada, disuelta en los líquidos que ocupan los espacios interfibrilares y depositada en forma de lodos sobre las fibras, o como jabones cálcicos formados por la saponificación de las grasas en la operación de pelambre.

Si no se verifica una eliminación de cal suficiente pueden observarse entre otros posibles problemas crispación de la flor, toque duro o acartonado, soltura de flor, generar quiebre de flor, etc.

- b) Rendido.- El rendido o purga es un proceso que se realiza a través de encimas, se promueve el aflojamiento de las fibras de colágeno y el deshinchamiento de las pieles.
- c) Piquel.- En este proceso se acondiciona la flor de la piel, se puede considerar un precurtido.
- d) Curtido.- Es una estabilización de la proteína de la piel por el tratamiento de la misma con un agente curtiente, el cual a través de reacciones químicas, produce una reticulación. Se utiliza agua caliente a 25 °C.
- e) Escurrido.- Consiste en retirar de la piel un porcentaje de agua por acción mecánica.
- f) Rebajado.- En este proceso se ajusta el espesor del cuero a lo deseado por acción mecánica. El objetivo principal es conseguir cueros de espesura uniforme.

Teñido. Este proceso es muy abundante en colores, lo cual influye una gran demanda de agua caliente a diferentes temperaturas, el propósito de esto es para llenar el cuero y proporcionar la flexibilidad de la piel.

- a) Lavado.- Se lava el cuero con agua.
- b) Recromado.- En este proceso está floreciendo el cuero que se quiere obtener al final del proceso, si presenta defectos es un buen momento para intentar corregirlos (flor suelta, cueros armados desparejos, etc.).
- c) Neutralizado.- En este proceso se utiliza neutralizantes taponantes, en un cuero que va a ser traspasado totalmente necesita, en general, más tiempo que uno que sólo se neutraliza en superficie.
- d) Lavado.- Se lava con agua fría.
- e) Recurtido.-Se mezcla recurtientes vegetales.
- f) Teñido.- Se da el color deseado a la piel.
- g) Engrase.- Se mezcla grasas con la finalidad de obtener un tacto por la lubricación superficial, blandura de las fibras, flexibilidad, resistencia a la tracción y el desgarró, alargamiento, humectabilidad, permeabilidad al aire y vapor de agua, impermeabilidad al agua; su mayor o menor grado dependerá de la cantidad y tipo de grasa empleada.

Acabados.

- a) Desvenado.-Se procede a retirar el agua a traves de acción mecánica.
- b) Secado al ambiente.- Para secar las pieles se las cuelga al aire.
- c) Ablandado.- Es un proceso que consiste en romper mecánicamente la adhesión entre las fibras confiriéndole al cuero flexibilidad y blandura.
- d) Estacado.- Se estira el cuero mecánicamente para obtener una mayor área posible.
- e) Recorte.- El recorte de los cueros tiene como objetivo retirar pequeñas partes totalmente inaprovechables, eliminando marcas de pinzas, zonas de borde endurecidas, puntas o flecos sobresalientes y para rectificar las partes desgarradas, buscando un mejor aprovechamiento de los procesos mecánicos y un mejor aspecto final. El recorte mejora la presentación de los cueros y también facilita el trabajo de las operaciones siguientes.
- f) Esmerilado.- Consiste en someter a la superficie del cuero a una acción mecánica de un cilindro revestido de papel de esmerilar.
- g) Limpiar.- Consiste en retirar el polvo de la lija de las superficies del cuero, a través de un sistema de cepillos o de aire comprimido.
- h) Pigmentado.- Consiste en dar el color deseado a la piel.
- i) Prensar.- Corrige defectos y se lo realiza de acuerdo a la necesidad del producto final.
- j) Lacado o sellado.- Consiste en dar a la piel una superficie final.
- k) Medición.- El cuero se comercializa por superficie, las superficies del cuero se miden en pies cuadrados, se emplea un sistema manual o mecánico.

Como se describió, la producción de pieles involucra una gran cantidad de maquinaria y además gran demanda de agua caliente a diferentes temperaturas, especialmente en las operaciones de curtido y teñido, a continuación se describe la maquinaria utilizada y el sistema de calentamiento en la actualidad.[1]

2.2 Fulon

Cilindro rotatorio de madera que sirve como reactor químico para el procesamiento de pieles, este tipo de maquinaria está provisto en su interior por maderos en forma de

botella llamados tarugos. Es impulsado por un motor que oscila entre velocidades de 2 a 20 rpm, por acción de un reductor de velocidades.

Figura 3. Fulones.



Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

Las dimensiones y velocidades dependerán del subproceso al cual sea destinado, es decir dependerá para que etapa del procesamiento de la piel se utilizara el fulon. A continuación se enlista en función de cada operación las velocidades de rotación recomendadas.

Tabla 1. Velocidades de rotación en función del subproceso.

Remojo y pelambre	2-4 r.p.m
Desencalado y purga	6-8 r.p.m
Curtición	8-10 r.p.m
Recurtición, tintura y engrase	14-16 r.p.m
Batanado	18-20 r.p.m

Fuente. Control de fulones[2]

Descripción del sistema actual de agua caliente. En la actualidad en la mayoría de curtidurías de tipo artesanal, utilizan un sistema rustico e ineficiente para el calentamiento de agua, en algunas simplemente se quema madera y en otras GLP subsidiado lo cual no es permitido en nuestro país según reglamento de hidrocarburos, asimismo en uno y otro caso no se logra controlar la temperatura de dicho calentamiento, pues su control es importante para el proceso ya que de este y varios factores más depende la calidad del producto final.

En nuestro caso en la Curtiduría “Cueros & Cueros”, no es la excepción, en el gráfico siguiente se muestra el sistema que se ha venido utilizando para dicho calentamiento.

Figura 4. Descripción del sistema actual.



Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

En este rustico sistema se observa claramente que la transferencia de calor se la hace directamente de las hornillas hacia el tanque de almacenamiento de agua. Por dichas hornillas se quema GLP subsidiado, y como se dijo anteriormente no es permitido el uso de estos en una industria, además el tanque como se observa en el grafico no tieneningún tipo de aislamiento para evitar que el calor se propague hacia el medio ambiente, tampoco existe un control de temperatura del agua, es por estos y varios factores más que este sistema definitivamente es ineficiente.

2.3 Demanda de agua caliente

2.3.1 Caudal. En dinámica de fluidos, caudal es la cantidad de fluido que pasa en una unidad de tiempo. Normalmente se identifica con el flujo volumétrico o volumen que pasa por un área dada en la unidad de tiempo.

$$\dot{v} = \frac{V}{T} \quad (1)$$

Donde:

V = Volumen de agua al día.

T = Tiempo.

\dot{v} = Caudal de agua.

La unidad de uso más común en lo que respecta a los gases es el metro cúbico por hora (m^3/h), para los líquidos es el litro por minuto (l/min).

El caudal tiene una importancia relevante para el cálculo en redes de distribución y la selección del tamaño del calentador de agua. [3]

2.4 Estudio de la demanda energética

2.4.1 Medición de calor. Las dimensiones básicas para la medida de la transferencia de calor son: La longitud [L], Masa [M], Tiempo[t] y Temperatura [T], y las demás cantidades son simplemente una derivación de estas cuatro dimensiones básicas.

La unidad de medida de la transferencia del calor en el sistema internacional de unidades es el joule (J) que dimensionalmente se expresa como [M. L². t²]

Así entonces 4186 (J) son necesarios para elevar la temperatura en un grado centígrado (°C) una libra de agua.

Para los cálculos de diseño y selección de equipos se utilizará el sistema internacional así como también el sistema Ingles por tener todavía vigencia en el mercado comercial.

$$q_{requerido} = \dot{m} * C_p * \Delta T \quad (2)$$

Donde:

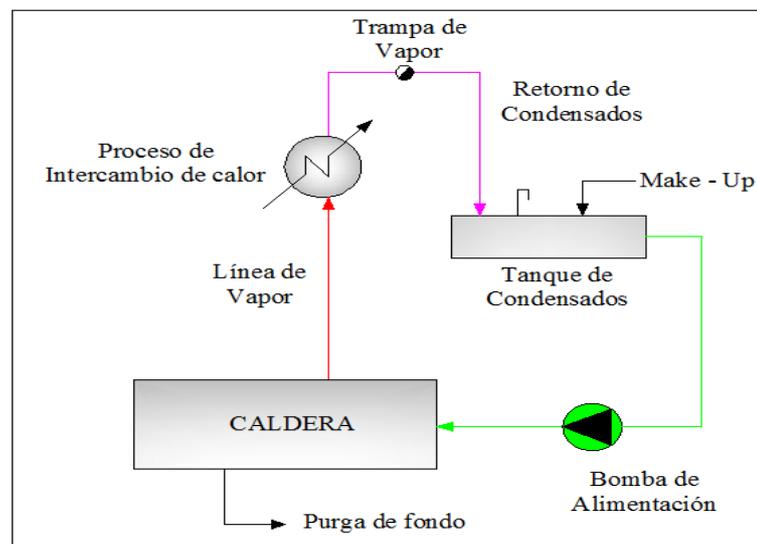
\dot{m} = Caudal de agua caliente requerida en la fábrica.

C_p = Calor específico del agua (tomada a temperatura media)

ΔT = Diferencia de temperatura entre la entrada y salida de agua de la fuente energética.

2.5 Sistema de calentamiento de agua

Figura 5. Diagrama de flujo agua – vapor



Fuente. www.cnplm.org.sv/UCATEE/ee/docs/información_calderas_ciclos.pdf

En el diagrama anterior se muestra el sistema empleado para la producción de agua caliente, básicamente consiste en un circuito cerrado en donde la caldera genera vapor que se dirige hacia el intercambiador de calor a través de la línea de vapor, en este punto el vapor se condensa por el intercambio de calor y a su vez el agua se calienta hasta las condiciones deseadas, seguidamente el agua ya condensada totalmente, retorna hacia el tanque de condensados para reiteradamente ser inyectada a la caldera y para nuevamente seguir con el ciclo.

A continuación se describirá cada uno de los componentes que constituyen el circuito de agua-vapor.

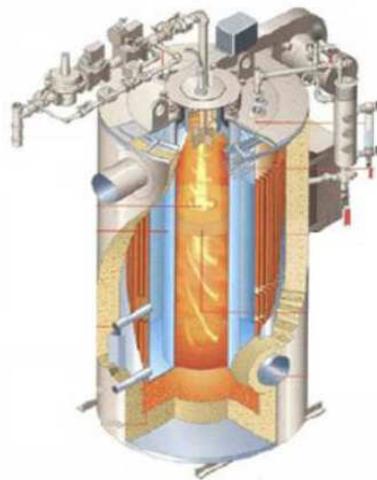
2.5.1 Calderas.

2.5.1.1 Definición. Es un aparato a presión que dentro de sus capacidades genera y entrega agua o vapor en la cantidad, calidad y condiciones requeridas por el usuario final, aquí el calor procedente de cualquier fuente de energía se transforma en calor utilizable, en forma de calorías, a través de un medio de transporte en fase líquida o vapor.

2.5.1.2 Características. Las Calderas o Generadores de vapor son instalaciones industriales que, aplicando el calor de un combustible sólido, líquido o gaseoso, vaporizan o calientan el agua para aplicaciones industriales, comerciales o domésticas.

2.5.1.3 Partes principales de una caldera.

Figura 6. Descripción de las partes principales de una caldera.



Fuente. Partes de una caldera [4]

Cuerpo. Dependiendo del modelo, tipo y marca, el tamaño del cuerpo de una caldera varía. El cuerpo puede ser cilíndrico o rectangular, las más comunes de encontrar tienen un cuerpo cilíndrico, hecho en chapa de acero, herméticamente cerrado con el objeto de almacenar agua y vapor, se complementa con espejos, envolventes y mamparas. En el caso de una caldera tubos de agua, el cuerpo lo forman los domos y la envolvente, de manera que adquiere una forma rectangular.

Hogar. Es la parte de la caldera donde se produce la combustión. El hogar en las calderas pirotubulares es un tubo de gran diámetro con perfil corrugado o liso. En las calderas acuotubulares el hogar se ubica en la cavidad que forman los tubos que comunican a los domos.

Chimenea. Es un ducto por el cual se desalojan los gases de combustión a un lugar conveniente y seguro. Además cumple con ser un sistema efectivo de dispersión de contaminantes.

Accesorios. Los accesorios de una caldera son todos los dispositivos de operación, control y sobre todo seguridad que hacen posible un funcionamiento confiable y sencillo del equipo.

2.5.2 Tuberías o línea de vapor. El sistema de distribución de vapor constituye el medio por el cual se transporta el vapor desde las calderas hasta los puntos de consumo. Este sistema está constituido por las tuberías, distribuidores de vapor y accesorios como válvulas de paso, válvulas de retención, válvulas reguladoras de presión, entre otros; que garantizan que el vapor llegue a los puntos de consumo en las condiciones que se requieren.

2.5.2.1 Distribución de las tuberías de vapor. El sistema de distribución de vapor es el medio de transporte que permite cumplir con el objetivo del sistema a vapor; es decir, llevar el vapor desde la caldera hacia los diferentes puntos de consumo. Un incorrecto dimensionamiento y montaje de las tuberías de vapor hace que este no llegue a la presión y temperatura deseadas, además puede provocar golpes de ariete y erosiones en la tubería.

Las observaciones más importantes que hay que tener en mente para el dimensionamiento de las tuberías de vapor son las siguientes:

Mientras más baja sea la presión del vapor, mayor diámetro de tubería se requerirá debido al incremento del volumen específico.

A mayor caudal por consiguiente mayor velocidad se incrementa la caída de presión para un determinado diámetro de tubería. Además, se puede producir ruidos intensos.

Debido a las altas velocidades que acompañan a toda caída de presión, el vapor erosionará más fácilmente las tuberías especialmente en los codos y en los cambios de dirección.

Para diseñar el sistema de tuberías de vapor se empleará una metodología que involucra el uso de diagramas experimentales y por lo tanto no constituye un procedimiento exacto de cálculo, sin embargo este método se puede emplear para diseñar instalaciones a vapor de pequeña capacidad, como aquellas usadas en calderas industriales de mediana y baja capacidad, que es el caso de este proyecto.

En líneas de vapor saturado se recomiendan velocidades máximas que estén en el orden de 20.32 m/s a 30.48 m/s. [5]

En el pasado algunas industrias empleaban velocidades en las líneas de vapor saturado que llegaban a un máximo de 61.0 m/s bajo el supuesto de que el ruido no era un problema dentro de una planta de procesos, pero se ignoraba los problemas que acompañaban a las altas velocidades, como la erosión en las tuberías y accesorios debido a las gotas de condensado que se forman en el vapor saturado y que se mueven a altas velocidades.

2.5.2.2 Aislamiento térmico de las tuberías de vapor. Los objetivos para emplear aislamiento son evitar que el calor fluya hacia los alrededores y se desperdicie haciendo que el sistema sea ineficiente, disminuir la cantidad de condensado que se produce en el interior de la tubería y por consiguiente disminuir el arrastre, y para proteger a las personas que estén cerca de estas tuberías de alguna quemadura.

Para seleccionar el tipo de aislante se debe considerar la temperatura de operación, además debe amoldarse a la superficie que va ser aislada y formar una buena unión, debe ser impermeable si la tubería se encuentra a la intemperie o enterrada, debe tener baja conductividad térmica y debe ser amigable con el ambiente.

2.5.3 Retorno de condensados. El sistema de retorno de condensados es aquel que recoge el condensado que resulta del vapor que fue utilizado, y lo lleva desde la salida de los equipos que usaron el vapor hasta el tanque de condensado.

Estos sistemas además están constituidos por los filtros, trampas de vapor y demás accesorios.

2.5.3.1 Distribución de las tuberías de condensado. Una vez que el vapor ha cedido el calor requerido en el proceso, este retorna en forma de condensado por un sistema de tuberías conocido con el nombre de sistema de retorno de condensados. En la mayoría de los casos la distribución de estas tuberías de retorno de condensado siguen el mismo recorrido de las tuberías de vapor.

Las tuberías de condensado no se pueden dimensionar como si se tratará simplemente de tuberías de agua, el principal problema reside en el efecto de revaporizado. El condensado antes de ser descargado por las trampas de vapor, es agua caliente a la presión de operación de la instalación; una vez descargado pasa a ser agua caliente a la presión de la línea de condensado, más una cantidad de revaporizado.

Por otra parte la selección del aislamiento es muy importante, sobre todo en sistemas en donde el condensado es recuperado. Una buena selección del aislamiento permite que el sistema opere de forma eficiente, sin encarecer los costos de la instalación. También se debe seleccionar de forma apropiada las trampas de vapor, de esta manera estos accesorios no presentarán problemas de capacidad cuando se encuentren en funcionamiento.

Con fines prácticos y como aproximación se puede seguir un procedimiento de diseño basado en los tres periodos de funcionamiento de la planta a vapor. El primer periodo es la puesta en marcha, en este periodo el aire y el condensado frío son descargados a través de las trampas de vapor.

El segundo periodo es el precalentamiento, en este periodo la trampa descarga gran cantidad de condensado frío (de dos a tres veces el de régimen) debido a que la instalación no llega a la temperatura de régimen. Durante este periodo se tiene una gran caída de presión en el aparato, por lo que se producirá una cantidad muy pequeña de revaporizado.

El tercer periodo es el régimen, es cuando la instalación alcanza el caudal de operación de la caldera. La instalación alcanza la temperatura normal de trabajo y el caudal de condensado se reduce al normal de régimen, pero como el condensado tiene ahora una temperatura próxima a la del vapor, se tendrá revaporizado.

La experiencia indica que si se diseñan las tuberías de retorno de condensado como si se tratarán de tuberías de agua con el caudal correspondiente a las condiciones de precalentamiento (dos veces el caudal de régimen), serán capaz de transportar el condensado y revaporizado de régimen.

Para el dimensionamiento de las tuberías de retorno de condensado se recomienda usar una velocidad de 25.4 m/s, con la finalidad de que la mezcla condensado-revaporizado circule sin presiones excesivas y sin deterioro en la tubería. [6]

Por otra parte para no reducir la capacidad de descarga de las trampas de vapor, especialmente en el momento de la puesta en marcha (bastante condensado y poca presión), se recomienda dimensionar las tuberías de retorno de condensado con caídas de presión menores a 9.79 kPa por cada 100 metros. [7]

2.5.3.2 Aislamiento térmico de las tuberías de condensado. Como en el caso de las tuberías de vapor, las tuberías que transportan el condensado deben ser aisladas, ya que así se evitará que cualquier persona que esté trabajando cerca del sector sufra alguna quemadura. Además como el condensado se utilizará como parte del agua de alimentación de las calderas, sino aíslan las tuberías ni el tanque de condensado se perderá energía en los alrededores y por consiguiente el sistema será ineficiente.

2.5.4 Tanque de condensado y agua de alimentación

2.5.4.1 Tanque de condensados. Es recomendable que la cantidad de agua de reserva y la capacidad del tanque de alimentación almacene una cantidad mínima de agua suficiente para sostener la evaporación en la caldera, por lo menos durante 30 minutos. [8]

Además el tanque de almacenamiento de agua de alimentación no deberá nunca estar al 100% lleno, sino que es recomendable que este se encuentre siempre solamente con un nivel de agua que cubra el 70% de la capacidad del tanque.

El primer paso para diseñar el sistema de agua de alimentación es determinar la cantidad de agua que debe suministrársele a la caldera.

Considerando que la cantidad de agua que alimenta la caldera va a depender directamente de la cantidad de vapor producido. Además se conoce que para satisfacer la demanda de un caballo caldera se deben emplear 0.069 GPM. [9]

2.5.4.2 Agua de alimentación a la Caldera. El agua de alimentación a la caldera es comúnmente almacenado en un tanque, con capacidad suficiente para atender la demanda de la caldera. Una válvula de control de nivel mantiene el tanque con agua y una bomba de alta presión empuja el agua hacia el interior de la caldera.

Vapor limpio es agua pura en forma de gas, cuando el vapor se enfría y se condensa es agua pura, normalmente conocida como “condensados”. Habitualmente estos condensados contienen una gran cantidad de calor que puede ser empleada, estos condensados son casi perfectos como “make-up” o alimentación a la caldera.

Esto siempre y cuando es posible si los condensados son retornados a la caldera y colectados en un tanque conocido como “tanque de condensados”, cuando el condensado es recuperado en un tanque de este tipo, generalmente se elimina del diseño el tanque del “make-up”.

En algunas instalaciones, el retorno de condensados puede llegar a ser del 99% casi supliendo el agua de make-up. A mayor porcentaje de recuperación de condensados será menor el agua de alimentación a la caldera o make-up. Hay otras instalaciones que probablemente requieran emplear el 100% de make-up, esto puede ser por varias razones, como que el condensado no se puede recuperar o que el condensado está contaminado por alguna parte del proceso.

Problemas existentes en el agua de alimentación. Dado que el agua es una sustancia que tiene la capacidad de disolver de forma excelente muchas sustancias, difícilmente se la encuentra en estado puro en la naturaleza. Pues esta contiene algunos tipos de sustancias que deben ser eliminadas totalmente o en su mayoría por medios físicos o químicos para evitar futuros daños y una operación ineficiente de las calderas.

Las impurezas que se encuentran generalmente en el agua que alimenta las calderas son sustancias disueltas o suspendidas de origen orgánico o inorgánico que causarán varios problemas en las calderas.

Los problemas que causan estas impurezas son incrustaciones, corrosión, fragilidad cáustica, espumeo y arrastre. Estas a su vez producen una reducción en la vida útil y una operación ineficiente en la caldera y por consiguiente un consumo excesivo de combustible.

Las incrustaciones son depósitos de material sólido que se alojan en las regiones de la caldera que están en contacto con el agua y que se encuentran a elevadas temperaturas. Estas incrustaciones son sales de calcio, magnesio y silicio que se presentan como sulfatos, cloruros y carbonatos y se originan a partir de la vaporización de agua que contiene impurezas que se encuentran en forma de sólidos disueltos o suspendidos.

Para evitar los problemas con incrustaciones es necesario controlar la dureza del agua, ya sea por medios físicos o químico. Alguno de los métodos que se emplean para controlar la dureza del agua son empleando desaireadores, suavización por calentamiento, tratamiento químicos en reactores, destilación, cambiadores de iones, tratamientos con zeolitas, osmosis inversa.

Para aplicaciones en las calderas se deberá escoger el método más conveniente para cada caso particular, recordando que los sólidos disueltos y en suspensión no deben exceder los 3500 y 300 ppm respectivamente.

Para controlar el problema de la corrosión se debe mantener los niveles de pH arriba de 7; es decir, en la región de alcalinidad. Con el objetivo de saber en qué condición se encuentra el agua de la caldera, cuando estas se encuentran operando se deben hacer pruebas de alcalinidad diariamente.

Otro problema que se presenta en las calderas es la fragilidad cáustica, que es un tipo de corrosión intergranular causada en el metal de la caldera cuando es sometido a esfuerzos superiores al límite elástico y a su vez se pone en contacto con soluciones alcalinas (hidróxido de sodio) calientes de alta concentración. La fragilidad caustica es uno de los problemas que presentan más peligro en una caldera pues sin previo aviso por efecto de la presión interna y de las pérdidas de propiedades de los materiales puede producirse

una explosión. Para evitar este problema se pueden emplear inhibidores orgánicos como sulfatos y taninos, o inhibidores inorgánicos como fosfatos y nitratos de sodio.

El espumeo es otro problema que se produce en las calderas cuando el agua contiene altas concentraciones de sales disueltas, grasas, aceites de origen animal o vegetal, materia orgánica suspendida en el agua lo que produce la formación de pequeñas burbujas estables en forma de espuma. Para poder evitar el espumeo se pueden colocar agentes antiespumantes que están constituidos por compuestos orgánicos complejos de gran peso molecular caracterizados por la presencia de poliamidas y o grupos polióxidos. Si se presenta el espumeo en un sistema a vapor éste ocasionará la presencia de arrastre. El arrastre no es más que la presencia de pequeñas gotas de agua y sólidos que son arrastrados por el vapor. El arrastre puede ocasionar recalentamientos erróneos y problemas mecánicos cuando el vapor va a ser utilizado en máquinas de vapor y puede ser producido por niveles de agua excesivamente altos, agua contaminada con aceites o una gran cantidad de sólidos disueltos.

Sistema de tratamiento del agua de alimentación. Según lo indicado en la sección anterior el agua de alimentación de un sistema a vapor puede ocasionar algunos problemas muy significativos en las calderas. Como las calderas son equipos muy caros y pueden ocasionar graves accidentes cuando se encuentran en mal estado, es muy importante aplicar un tratamiento al agua de alimentación para que el equipo permanezca en buen estado, pueda operar de forma eficiente y que no se acorte su vida útil.

Para poder solucionar los problemas que ocasiona las impurezas contenidas en el agua de alimentación se le aplica tratamientos internos y externos. El tratamiento interno es un tratamiento que se aplica a la caldera cuando está en operación y consiste en agregar al agua un conjunto de sustancias químicas. El tratamiento externo se aplica al agua de alimentación antes que ingrese a la caldera.

Control de la calidad del agua de alimentación. El control de la calidad del agua de alimentación de las calderas consiste en realizar análisis químicos del agua y comparar los resultados obtenidos con los valores recomendados por los fabricantes de calderas o empresas químicas.

Con el objetivo de que las calderas operen de forma eficiente, sin ningún inconveniente y no se produzca algún problema inesperado es necesario revisar la calidad del agua por medio de purgas o extracciones que se hacen cada 24 horas en alimentación, en la línea de retorno de condensado y en la caldera misma.

Las pruebas que deben realizarse en el agua de las calderas son: Dureza, alcalinidad P (Fenolftaleína), alcalinidad M (Anaranjado de metilo), cloruros, fosfatos, sólidos totales disueltos (TDS), sulfito de sodio, hidracina y sílice. La siguiente tabla muestra los valores recomendados para las pruebas anteriormente mencionadas.

Tabla 2. Condiciones recomendadas en el agua para calderas

Parámetro por analizar	Valores recomendados
Durezas totales	0 ppm
Alcalinidad P	67 % de alcalinidad M
Alcalinidad M	340 - 855 ppm
Cloruros	Máximo 5 ppm
Fosfatos	30 - 60 ppm como fosfatos
Sólidos totales disueltos (TDS)	Máximo 3500 ppm
Sulfitos	25 - 60 ppm como sulfitos
Hidracina	0,1 - 0,3 ppm
Sílice	menos de 125 ppm
pH	10.0 - 11.0
Hierro	menos de 5 ppm
Línea de retorno de condensado	
Sólidos totales disueltos (TDS)	máximo 5 ppm
pH	7,5 - 8,5

Fuente. Control del agua de alimentación [10]

2.5.5 Accesorios

2.5.5.1 Accesorios. Una parte muy importante en el diseño de un sistema a vapor es la ubicación adecuada de los accesorios, pues estos permitirán que el sistema opere de forma eficiente y proporcionar facilidad a la hora de realizar mantenimiento.

Dentro de los accesorios más importantes están las válvulas de retención que permiten que el vapor y el condensado fluyan en la dirección que se desea, de esta forma se evitará que el fluido regrese al lugar de partida. También son importantes las válvulas de paso que se instalan con el objetivo de impedir el caudal de vapor o condensado desde o hacia un equipo a la hora de realizar alguna reparación o un mantenimiento.

Otros tipos de válvulas que frecuentemente se encuentran en las instalaciones a vapor son las válvulas reguladoras, pues estas sirven para lograr que el vapor llegue a la presión y temperatura que se necesita en el lugar de consumo.

También se instalan uniones universales con el objeto de dar facilidad en el montaje de los equipos, y en el desmontaje cuando se desea reparar o cambiar alguno de estos.

Otros accesorios que necesariamente deben instalarse son las trampas de vapor, estas permiten extraer el condensado que se forma y eliminar el aire indeseable y los gases condensables. Estas deben colocarse debajo de los equipos o de la tubería que se quiere drenar para permitir al condensado fluir por gravedad hacia la trampa.

2.5.5.2 Trampas de vapor. Una parte muy importante del diseño del sistema de retorno de condensados es la selección apropiada de las trampas de vapor. Una trampa de vapor es un elemento necesario en un sistema a vapor, prácticamente es una válvula automática que permite extraer el condensado que se forma, eliminar el aire y los gases condensables que se forman, y disminuir las pérdidas de vapor en el sistema.

Las trampas de vapor tienen una gama amplia de aplicaciones en la industria, por tal motivo se fabrican de diferentes tipos según la necesidad, por lo cual se las puede clasificar de la siguiente manera:

Trampas tipo termostáticas: de presión equilibrada, para expansión líquida y bimetálicas.

Trampas tipo mecánicas: de flotador y termostáticas, de balde invertido

Trampas de impulso.

Trampas termodinámicas.

2.5.6 Intercambiadores de calor. Un intercambiador de calor se puede describir de un modo muy elemental como un equipo en el que dos corrientes a distintas temperaturas fluyen sin mezclarse con el objeto de enfriar una de ellas o calentar la otra o ambas cosas a la vez.

Las aplicaciones de los intercambiadores de calor son muy variadas y reciben diferentes nombres:

Intercambiador de Calor: Realiza la función doble de calentar y enfriar dos fluidos.

Condensador: Condensa un vapor o mezcla de vapores.

Enfriador: Enfría un fluido por medio de agua.

Calentador: Aplica calor sensible a un fluido.

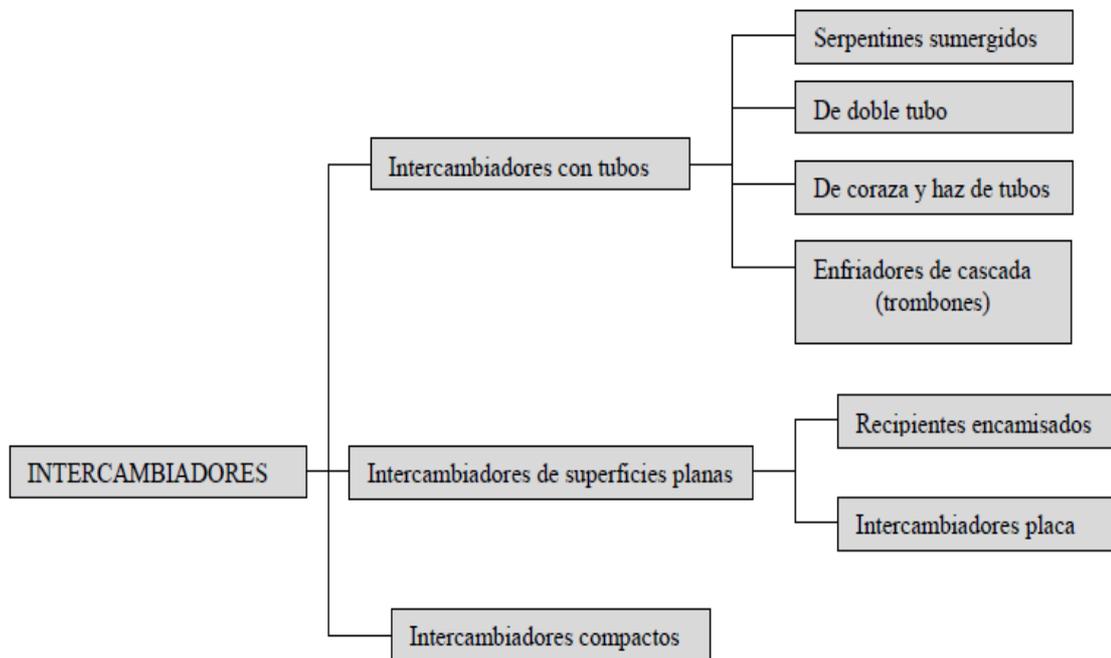
Rehervidor: Proporciona el calor de reebullición para la destilación.

Vaporizador: Un calentador que vaporiza parte del líquido.

2.5.6.1 Clasificación de los Intercambiadores de calor. El intercambiador de calor es uno de los equipos industriales más frecuentes. Prácticamente no existe industria en la que no se encuentre un intercambiador de calor, debido a que la operación de enfriamiento o calentamiento es inherente a todo proceso que maneja energía en cualquiera de sus formas.

Debido a la gran variedad de procesos en el que se utilizan los equipos de transferencia de calor, existen diferentes tipos de equipos que se conocen con este nombre genérico; la forma de clasificarlos es muy diversa, pero se puede considerar la que lo hace de acuerdo al tipo de superficie, como se enlista a continuación.

Figura 7. Clasificación de los intercambiadores de calor



Fuente. www.radiadoresgallardo.cl/topintercambiaodres.pdf

Intercambiadores con tubos lisos. Los intercambiadores de calor de tubos lisos son los más abundantes. La causa de su generalización es su mayor flexibilidad.

- Serpentes sumergidos.

Un intercambiador de serpentín es un simple tubo que se dobla en formas requeridas, estos se sumergen en el fluido a calentar o enfriar. Se usan normalmente para tanques y pueden operar por convección natural o forzada, debido a su bajo costo y rápida construcción se improvisa fácilmente con materiales abundantes en cualquier taller de mantenimiento, al ser fácilmente removibles y transportables se usan mucho para instalaciones provisionarias, el rendimiento del intercambiador es bueno y son fáciles de limpiar exteriormente, la limpieza interior generalmente no es problema, ya que la aplicación más frecuente es para calentamiento, generalmente con vapor, este no ensucia , pero si es corrosivo, usualmente se emplea tubería lisa de 3/4 a 2 pulgadas.

Figura 8. Serpentín sumergido

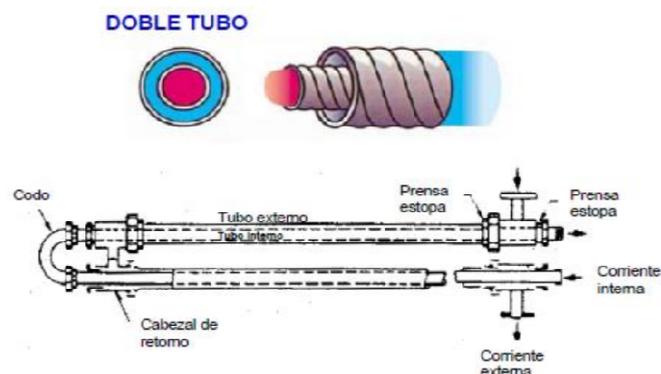


Fuente. www.mantisa.blogspot.com/2010/03/serpentes-de-vapor.html

- De doble tubo.

El intercambiador de doble tubo es el tipo más simple que se puede encontrar de tubos rectos. Básicamente consiste en dos tubos concéntricos, lisos o aletados. Normalmente el fluido frío se coloca en el espacio anular, y el fluido cálido va en el interior del tubo interno.

Figura 9. Intercambiador de doble tubo.



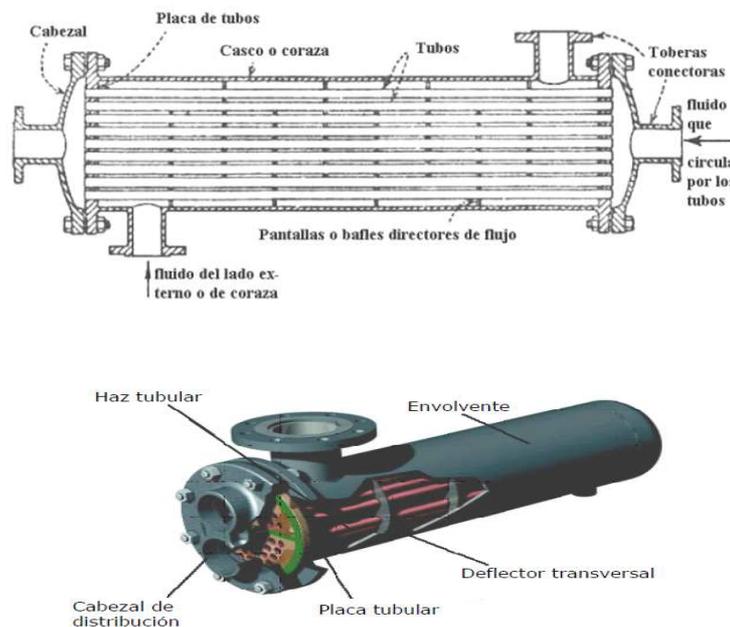
Fuente. www.itescam.edu.mx/principal/sylabus/fpdb/recursos/r58326.PDF

- De coraza y haz de tubos.

Los intercambiadores de este tipo se usan para servicios en los que se requiere grandes superficies de intercambio, generalmente asociadas a caudales mucho mayores de los que puede manejar un intercambiador de doble tubo, en efecto el intercambiador de doble tubo requiere una gran cantidad de horquillas para manejar servicios como los descritos, pero a expensas de un considerable consumo de espacio, y con aumento de la cantidad de uniones que son puntos débiles porque en ellas la posibilidad de fugas es mayor.

La solución consiste en ubicar los tubos en un haz, rodeados por un tubo de gran diámetro denominado coraza, de este modo los puntos débiles donde se pueden producir fugas, en las uniones del extremo de los tubos con la placa, están contenidos en la coraza. En cambio en un conjunto de horquillas estos puntos están al aire libre.

Figura 10. Intercambiador de haz de tubos



Fuente. www.itescam.edu.mx/principal/sylabus/fpdb/recursos/r58326.PDF

Todos los elementos que entran en la construcción de los intercambiadores, han sido objeto de una normalización publicada por T.E.M.A (Estándar of Tubular exchanger Manufactures Association), que especifica las características mecánicas y térmicas correspondientes a las diversas condiciones de funcionamiento.

- Enfriadores de cascada (trombones)

Estos equipos consisten en bancos de tubos horizontales, dispuestos en un plano vertical, con agua que cae resbalando en forma de cortina sobre los tubos formando una película, se pueden construir con tubos de cualquier tamaño pero son comunes de 2 a 4 pulgadas de diámetro, constituyen un método barato, fácil de improvisar pero de baja eficiencia para enfriar líquidos o gases con agua que puede ser sucia, o cualquier líquido frío.

Figura 11. Enfriadores de cascada



Fuente. www.urbinavinos.blogspot.com/2011/03/refrigeracion-del-mosto-o-vino.html

Intercambiadores de superficies planas o extendidas. Después de los intercambiadores de tubos lisos rectos son los más frecuentes. Existen muchos medios para aumentar la superficie de intercambio, el usado más a menudo son las aletas, estas pueden ser transversales o longitudinales al eje del intercambiador.

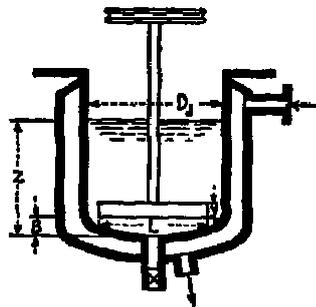
Los tubos aletados se usan porque las aletas aumentan el intercambio de calor alrededor de 10 a 15 veces por unidad de longitud, las aletas se fabrican de una gran variedad de diseños y formas geométricas, las aletas longitudinales se usan en intercambiadores de doble tubo, mientras que las aletas transversales circulares cortas se usan en intercambiadores de haz de tubos y coraza.

Existe una enorme variedad de diseños de intercambiadores con superficies extendidas, pero las más comunes son los derivados de los diseños básicos de intercambiadores de tubos lisos. Es decir, intercambiadores de doble tubo, de serpentín, de haz de tubos y coraza en los que es posible utilizar tubo aletado.

- Recipientes encamisados

El propósito de este equipo generalmente es calentar el contenido del recipiente, son bastante menos eficientes que los serpentines, tienen mayor costo inicial y resultan bastante difíciles de limpiar mecánicamente porque el acceso al interior de la camisa es complicado, en comparación con los serpentines, las camisas son una pobre elección, un serpentín de la misma superficie tiene un intercambio de calor bastante mayor, alrededor de un 125% calculado en base a la camisa.

Figura 12. Intercambiador de calor encamisado

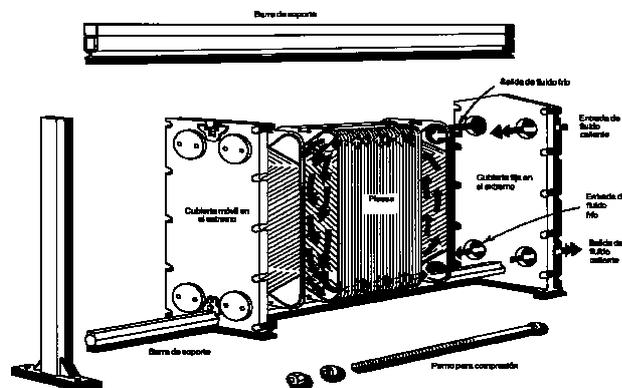


Fuente. www.thermoequipos.com.ve/pdf/articulo_03.pdf

- Intercambiadores placa

Un intercambiador placa consiste en una sucesión de láminas de metal armadas en un bastidor y conectadas de modo que entre la primera y la segunda circule un fluido, entre la segunda y la tercera otro, y así sucesivamente, se trata de equipos muy fáciles de desarmar para su limpieza, en la disposición más simple hay solo dos corrientes circulando, y su cálculo es relativamente sencillo.

Figura 13. Intercambiador de calor tipo placa

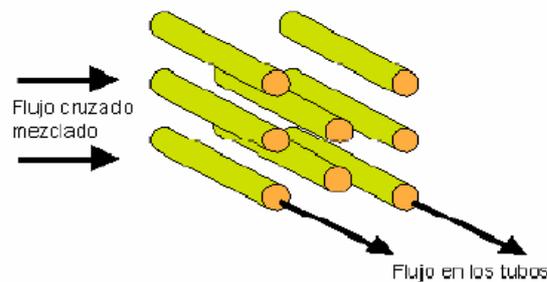


Fuente. www.thermoequipos.com.ve/pdf/articulo_03.pdf

Intercambiadores compactos. Los intercambiadores compactos han sido desarrollados para servicios muy específicos, y no son habituales, existen muchísimos diseños distintos, para los que no hay ninguna metodología general, cada fabricante tiene sus diseños y métodos de cálculos propios.

Se los utiliza cuando al menos uno de los fluidos es un gas, los dos fluidos ingresan al intercambiador de manera perpendicular entre sí, por lo que también se los conoce como intercambiadores de flujo cruzado.

Figura 14. Intercambiador de calor compacto



Fuente. Clasificación de los intercambiadores [11]

2.5.6.2 Intercambiadores de calor de serpentín. Los serpentines son unidades de transferencia hechas de tubo liso o aleteado por los que circula un fluido en el interior de los tubos y otro se ubica dentro de un área confinada, estos equipos pueden verse comúnmente en ollas de calentamiento, contenedores de agua helada, calentadores de aire, enfriadores de aire, chaquetas de autoclaves, se utiliza también cuando se tiene interés en detectar fugas en forma sencilla, etc.

La configuración de los serpentines es muy variada, aunque el principio establece que la unidad debe tener una longitud definida y el fluido entra y sale por el mismo tubo. Los serpentines suelen conseguirse en configuraciones helicoidales rectas en U etc., pues los hay de varios tipos y para varios usos, es decir se los puede construir o adquirir en una amplia variedad de configuraciones, dependiendo de las aplicaciones y de la geometría del recipiente, a continuación se describirá una clasificación de este tipo de intercambiador.

Serpentines tubulares. Son tubos para transferencia de calor que se sumergen en tanques que son bastante grandes en comparación al tamaño del serpentín.

Al igual que los serpentines estampados, los tubulares pueden ser drenados por gravedad o por sifón, dependiendo de las condiciones que existan donde sean instalados.

A diferencia de los serpentines estampados, la mayoría de los serpentines tubulares se instalan en recipientes cerrados.

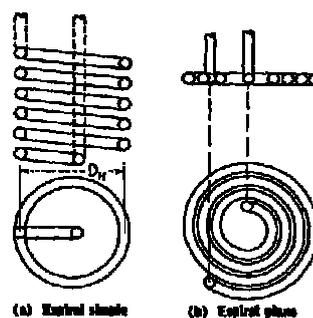
Figura 15. Serpentín Tubular



Fuente. www.climatizacionparapiscinas.es/cat/intercambiadores

Serpentines helicoidales y en espiral. Consisten en un grupo de serpentines concéntricos arrollados en espiral, por lo general sumergidos en un tanque o una coraza en los que precisa de grandes áreas para un rápido enfriamiento o calentamiento. Se emplean tubos con aletas para incrementar la superficie de transferencia de calor, a continuación se muestran las diferentes disposiciones de espiral.

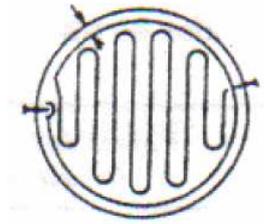
Figura 16. Intercambiadores de calor tipo serpentín



Fuente. www.thermoequipos.com.ve/pdf/articulo_03.pdf

Serpentines de tipo horquilla. Se fabrican en el lugar de utilización del mismo. Son comunes en tanques verticales cilíndricos, esto significa añadir un anillo circundante de abrazadera a una distancia de separación de la pared del tanque como se indica en la figura.

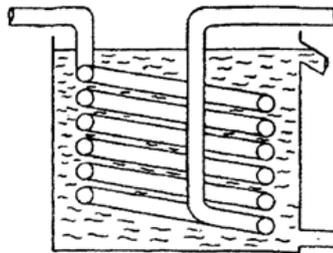
Figura 17. Intercambiador de calor tipo horquilla



Fuente. Clasificación de intercambiadores [12]

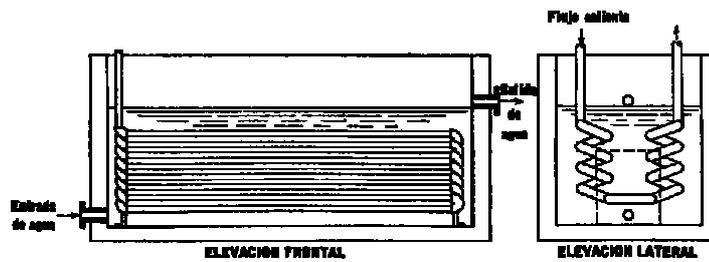
2.5.6.3 Disposiciones de los serpentines en recipientes. Dependiendo de la configuración y ubicación del tanque se los puede encontrar en varias disposiciones tales como:

Figura 18. Serpentín en un recipiente vertical



Fuente. Intercambiadores de serpentín [13]

Figura 19. Serpentín sumergido en un recipiente horizontal



Fuente. www.thermoequipos.com.ve/pdf/articulo_03.pdf

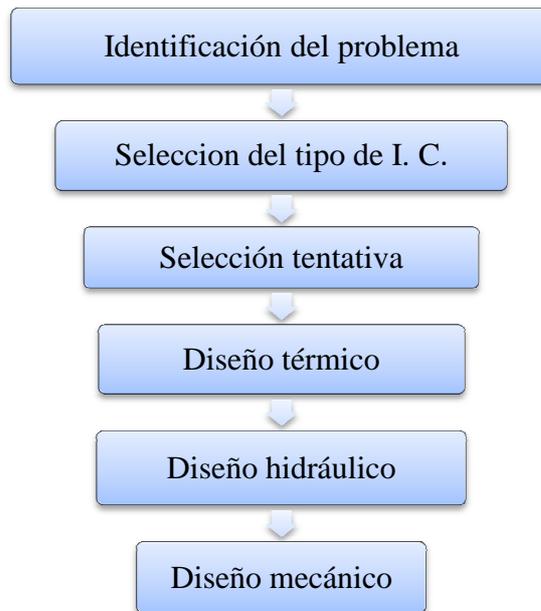
2.6 Diseño del intercambiador de calor

Diseñar un intercambiador de calor es una tarea que permite integrar conocimientos, familiarizarse con el manejo de normas técnicas internacionales, obtener habilidades para interpretar y predecir su funcionamiento en condiciones particulares de una nueva instalación, reconstrucción o ampliación.

La obra “Rules for constructions of pressure vessel” División I, que forma parte de la sección VIII de la América Society of Mechanical Engineer (ASME) sirve como código de construcción al proporcionar normas mínimas.

La estructura lógica para el proceso de diseño de un intercambiador de calor puede ser:

Figura 20. Proceso de diseño de un intercambiador de calor



Fuente. www.uantof.cl/caim/Asignaturas/Transferencia.pdf

2.6.1 Diseño térmico. Un intercambiador de calor es un equipo utilizado para transferir calor entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas y están separados por una frontera sólida. El principal problema en el diseño térmico de intercambiadores de calor es encontrar el tamaño adecuado que debe tener esa frontera sólida o “área de transferencia de calor” para garantizar una determinada tasa de transferencia de calor.

Es necesario tener en cuenta que la tasa de transferencia de calor q para un intercambiador de calor se expresa por medio de la ecuación:

(3)

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, A es el área de transferencia de calor y ΔT_m es la diferencia promedio apropiada de temperaturas entre los fluidos (diferencia de Temperaturas media logarítmica).

Una vez realizado el análisis termodinámico de un intercambiador de calor se conoce con exactitud la tasa de transferencia de calor y la diferencia de temperaturas media logarítmica. Por tanto, para determinar el área de transferencia de calor es necesario determinar el coeficiente global de transferencia de calor.

El coeficiente global de transferencia de calor está definido en términos de la resistencia térmica total a la transferencia de calor entre dos fluidos y, por tanto, involucra las resistencias de convección y conducción presentes. Es en la determinación de estos factores donde entran en juego muchos parámetros tales como las características del flujo, las propiedades de los fluidos, las dimensiones de los conductos y otros que convierten el diseño de intercambiadores de calor en proceso que requiere muchas iteraciones y el consumo de una considerable cantidad de tiempo.

2.6.1.1 Métodos de cálculo. Existen dos métodos importantes para el diseño de intercambiadores de calor: el LMTD (Log Mean Temperature Difference o Diferencia de Temperatura Media Logarítmica) y el NTU (Number of Transfer Units o Número de Unidades de Transferencia).

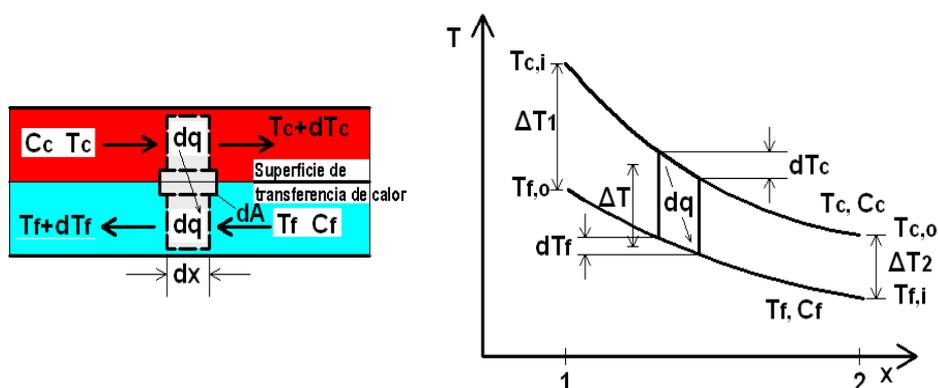
El método NTU es, básicamente, un método para el análisis de intercambiadores de calor. A través de él podemos analizar el comportamiento de un determinado intercambiador de calor (un equipo que ya está construido) bajo parámetros diferentes a los de diseño. En este método se utilizan varias curvas para la determinación de la relación entre la efectividad y los NTU.

El LMTD es un método de diseño, que con el conocimiento de las temperaturas de entrada y salida y el flujo másico de los fluidos es posible determinar el área de transferencia de calor siguiendo un procedimiento lógico.

Considerando que lo que se desea es realizar el diseño, más no el análisis, de un intercambiador, se selecciona el método LMTD.

Método de la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD). Considerando un intercambiador de calor de contra flujo o contra-corriente:

Figura 21. Perfil de temperatura en un intercambiador de calor



Fuente. Método de la diferencia media logarítmica de temperatura. [14]

La forma de T_m se puede determinar mediante la aplicación de un balance de energía para elementos diferenciales de fluidos caliente y frío. Los balances de energía y análisis subsecuentes están sujetos a las siguientes suposiciones simplificadoras:

El intercambiador de calor está aislado.

La conducción axial a lo largo de los tubos es insignificante.

Los cambios de energía cinética y potencial son despreciables.

Los calores específicos y el coeficiente global de transferencia de calor son constantes.

Al aplicar un balance de energía a cada uno de los elementos diferenciales de la figura anterior, se tiene:

$$dq = -m_c c_{p,c} dT_c = -C_c dT_c \quad (4)$$

$$dq = -m_f c_{p,f} dT_f = -C_f dT_f \quad (5)$$

Donde C_c y C_f son las capacitancias térmicas de los flujos caliente y frío, respectivamente.

La transferencia de calor a través del área superficial dA también se puede expresar como:

$$dq = U \Delta T dA \quad (6)$$

$$\Delta T = T_c - T_f \quad (7)$$

$$d(\Delta T) = dT_c - dT_f \quad (8)$$

Sustituyendo dT_c y dT_f de las expresiones anteriores:

$$d(\Delta T) = d_q \left(\frac{1}{c_f} - \frac{1}{c_c} \right) \quad (9)$$

Reemplazando dq e integrando a lo largo del intercambiador, entre los extremos 1 y 2:

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = U \left(\frac{1}{c_f} - \frac{1}{c_c} \right) \int_1^2 dA \quad (10)$$

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = UA \left(\frac{1}{c_f} - \frac{1}{c_c} \right) \quad (11)$$

Sustituir ahora C_c y C_f de los balances globales para cada fluido:

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = UA \left(\frac{T_{f,o} - T_{f,i}}{q} - \frac{T_{c,i} - T_{c,o}}{q} \right) = \frac{UA}{q} (T_{c,o} - T_{f,o}) \quad (12)$$

Para un intercambiador en contraflujo las diferencias de temperaturas en los puntos extremos son:

$$\Delta T_1 = T_{c,1} - T_{f,1} = T_{c,i} - T_{f,o} \quad (13)$$

$$\Delta T_2 = T_{c,2} - T_{f,2} = T_{c,o} - T_{f,i} \quad (14)$$

Con lo que la expresión anterior queda.

$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} \quad (15)$$

Podemos concluir que la diferencia de temperatura media apropiada es la diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} . En consecuencia podemos escribir.

$$q = UA \Delta T_{ml} \quad (16)$$

Donde:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (17)$$

Para intercambiadores de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado, las ecuaciones anteriores se utilizan modificando la diferencia de temperaturas media logarítmica por:

$$\Delta T_{ml} = F \Delta T_{ml,CF} \quad (18)$$

Donde F es el factor de corrección, que depende de la configuración geométrica del intercambiador y de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes de los fluidos caliente y frío. $F = 1$, cuando existe cambio de fase sin importar la configuración del intercambiador de calor. [15]

2.6.1.2 *Transferencia de calor por conducción.* La transmisión de calor por conducción puede realizarse en cualquiera de los tres estados de la materia: sólido líquido y gaseoso.

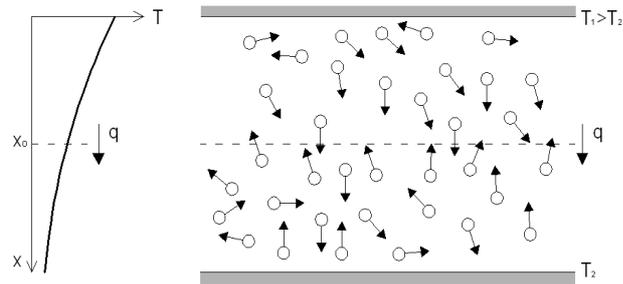
Para explicar el mecanismo físico de la conducción, pensemos en un gas en el que existe un gradiente de temperaturas y no hay movimiento global. El gas ocupa todo el espacio entre las dos superficies como se muestra en la (figura 22). Asociamos la temperatura del gas en cualquier punto con la energía que poseen sus moléculas en las proximidades de dicho punto. Cuando las moléculas vecinas chocan ocurre una transferencia de energía desde las moléculas más energéticas a las menos energéticas. En presencia de un gradiente de temperaturas la transferencia de calor por conducción debe ocurrir en el sentido de la temperatura decreciente, esto es en la dirección positiva del eje de las x .

En los líquidos la situación es muy similar que en los gases, aunque las moléculas están menos espaciadas y las interacciones son más fuertes y frecuentes.

En los sólidos la conducción se produce por cesión de energía entre partículas contiguas (vibraciones reticulares). En un sólido no conductor la transferencia de energía ocurre solamente por estas vibraciones reticulares, en cambio en los sólidos conductores se debe también al movimiento de traslación de los electrones libres.

La conducción en un medio material, goza pues de un soporte, que son sus propias moléculas y se puede decir que macroscópicamente no involucra transporte de materia. [16]

Figura 22. Asociación de la transferencia de calor por conducción con la difusión de energía debida a la actividad molecular.



Fuente. www.ing.unrc.edu.ar/materias/energia_solar/archivos/teoricos.pdf.Pág.17-22.

La conducción es el único mecanismo de transmisión del calor posible en los medios sólidos opacos. Cuando en estos cuerpos existe un gradiente de temperatura en la dirección x , el calor se transmite de la región de mayor temperatura a la de menor temperatura, siendo el calor transmitido por conducción Q , proporcional al gradiente de temperatura dT/dx , y a la superficie A , a través de la cual se transfiere, esto es:

$$Q_k \propto A \frac{dT}{dx} \quad (19)$$

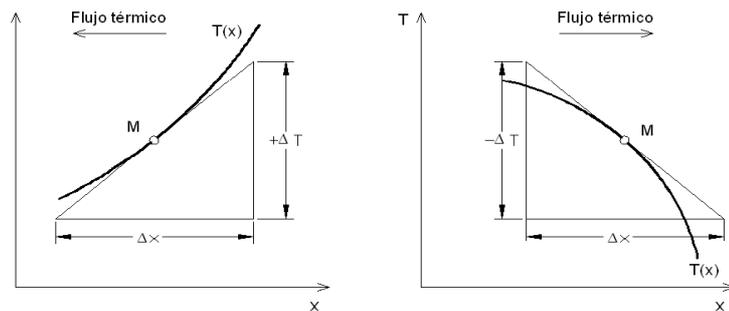
En donde T es la temperatura y x la dirección del flujo de calor (no el sentido).

El flujo real de calor depende de la conductividad térmica k , que es una propiedad física del cuerpo, por lo que la ecuación anterior se puede expresar en la forma:

$$Q_k = -kA \frac{dT}{dx} \quad (20)$$

En la que si la superficie A de intercambio térmico se expresa en m^2 , la temperatura en grados Kelvin ($^{\circ}K$), la distancia x en metros y la transmisión del calor en W , las unidades de k serán $W / m^{\circ}K$. La (ecuación 20) se conoce como Ley de Fourier.

Figura 23. Convenio de signos para la transmisión del calor por conducción

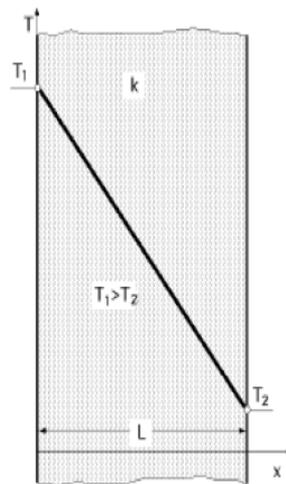


Fuente. www.ing.unrc.edu.ar/materias/energia_solar/archivos/teoricos.pdf.Pág.17-22.

El signo menos (-) es consecuencia del Segundo Principio de la Termodinámica, según el cual, el calor debe fluir hacia la zona de temperatura más baja (figura 23). El gradiente de temperaturas es negativo si la temperatura disminuye para valores crecientes de x, por lo que si el calor transferido en la dirección positiva debe ser una magnitud positiva, en el segundo miembro de la ecuación anterior hay que introducir un signo negativo.

Paredes planas. Una aplicación inmediata de la ley de Fourier corresponde al caso de la transmisión del calor a través de una pared plana según siguiente figura. Cuando las superficies de la pared se encuentran a temperaturas diferentes, el calor fluye sólo en dirección perpendicular a las superficies.

Figura 24. Pared plana



Fuente. www.ing.unrc.edu.ar/materias/energia_solar/archivos/teoricos.pdf. Pág.17-22.

Si la conductividad térmica es uniforme, la integración de la (ecuación 20) proporciona:

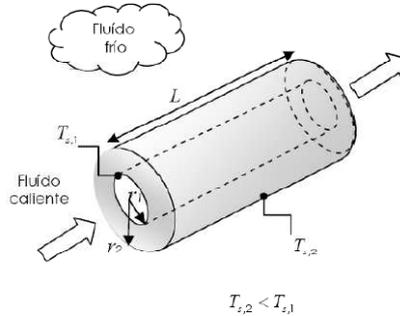
$$Q = -k A \frac{(T_1 - T_2)}{L} = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{L}{kA}}$$

$$Q = k A \frac{(T_1 - T_2)}{L} \quad (21)$$

En donde L es el espesor de la pared, T1 es la temperatura de la superficie de la izquierda cuando x=0 y T2 es la temperatura de la superficie de la derecha cuando x=L.

Paredes cilíndricas. Considere el cilindro hueco de la siguiente figura, cuyas superficies, externa e interna, se exponen a fluidos de diferentes temperaturas.

Figura 25. Cilindro hueco con condiciones conectivas en la superficie.



Fuente. www.ing.unrc.edu.ar/materias/energia_solar/archivos/teoricos.pdf. Pág.17-22.

Para condiciones de estado estacionario, sin generación interna de calor, la Ley de Fourier en coordenadas cilíndricas se expresa como:

$$Q_r = -k A_T \frac{dT}{dr} \quad (22)$$

Siendo \$Q_r\$ una constante en la dirección radial. Si consideramos también la forma del área de transferencia para esta geometría, nos queda:

$$Q_r = -k (2 \pi r L) \frac{dT}{dr} \quad (23)$$

Donde \$A_r = 2\pi rL\$ es el área normal a la dirección de transferencia de calor.

Escribiendo la (ecuación 23) en término de integrales con las condiciones de frontera, \$T(r_1) = T_{s,1}\$ y \$T(r_2) = T_{s,2}\$, obtenemos:

$$\frac{Q_r}{2 \pi L} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r} = - \int_{T_{s,1}}^{T_{s,2}} k dT \quad (24)$$

Si consideramos \$k\$ constante, nos queda:

$$Q_T = 2 \pi L k \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\ln(r_2/r_1)} \quad (25)$$

También es posible obtener la distribución de temperaturas en la dirección radial en el cilindro, esto es:

$$T(r) = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\ln(r_2/r_1)} \ln\left(\frac{r}{r_2}\right) + T_{s,2} \quad (26)$$

En el caso de la pared cilíndrica, la distribución de temperaturas ya no es lineal, sino logarítmica.

De este resultado, es evidente que la resistencia térmica para la conducción radial es de la forma:

$$R_{cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k} \quad (27)$$

2.6.1.3 Transferencia de calor por convección. La convección es el mecanismo de transferencia de calor por movimiento de masa o circulación dentro de la sustancia. Puede ser natural, producida solo por las diferencias de densidades de la materia; o forzada, cuando la materia es obligada a moverse de un lugar a otro, por ejemplo el aire con un ventilador o el agua con una bomba. Sólo se produce en líquidos y gases donde los átomos y moléculas son libres de moverse en el medio.

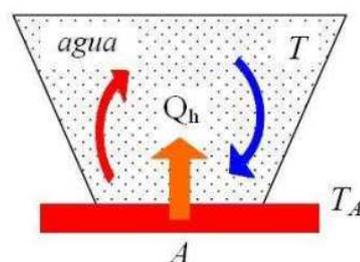
En la naturaleza, la mayor parte del calor ganado por la atmósfera por conducción y radiación cerca de la superficie, es transportado a otras capas o niveles de la atmósfera por convección.

Un modelo de transferencia de calor Q_h por convección, llamado ley de enfriamiento de Newton, es el siguiente:

$$Q_h = h A (T_A - T) \quad (28)$$

Donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección, en W/m^2K ; A es la superficie que entrega calor con una temperatura T_A al fluido adyacente que se encuentra a una temperatura T , como se muestra en el esquema de la siguiente figura.

Figura 26. Proceso de convección.



Fuente. www2.udec.cl/~jinzunza/fisica/cap14.pdf. Pág. 6-7.

El flujo de calor por convección es positivo ($Q_h > 0$) si el calor se transfiere desde la superficie de área A al fluido ($T_A > T$) y negativo si el calor se transfiere desde el fluido hacia la superficie ($T_A < T$). [17]

La resistencia térmica por convección se evalúa con la siguiente ecuación:

$$R = \frac{1}{h A} \quad (29)$$

Coefficiente de transferencia de calor por convección. El coeficiente de transferencia de calor por convección no es una propiedad, su magnitud depende de una variedad de factores, tales como: la velocidad, densidad, viscosidad, conductividad térmica, calor específico del fluido, geometría de la superficie, presencia de fuerzas de flotamiento, etc. [18]

Aunque la (ecuación 29) se emplea generalmente para determinar la rapidez del flujo de calor por convección entre una superficie y el fluido en contacto con ella, ésta es más bien la definición del coeficiente de calor por convección. Más adelante se analizan las expresiones que permitirán determinar el coeficiente h para flujo interno y externo.

La mayoría de los problemas de transferencia de calor por convección de interés práctico, debido a la complejidad matemática de sus ecuaciones, se estudia experimentalmente y los resultados se presentan en forma de ecuaciones empíricas que se expresan en función de los grupos adimensionales.

Los grupos adimensionales que se utilizan en la transferencia de calor por convección, básicamente son los siguientes: [19]

$$Nu = \frac{h \cdot Lc}{k} \quad (30)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (31)$$

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (32)$$

$$Gr = \left(\frac{g \cdot \beta \cdot \rho^2}{\mu^2} \right) \Delta T \cdot x^3 \quad (33)$$

Donde:

Nu: Número de Nusselt. [Adimensional]

Pr: Número de Prandtl. [Adimensional]

Re: Número de Reynolds. [Adimensional]

Gr: Número de Grashof [Adimensional]

Además el producto del número de Grashof por el número de Prandtl se denomina número de Rayleigh.

$$Ra = Gr Pr \quad (34)$$

- *Número de Nusselt.* El Número de Nusselt (Nu) es un número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción.

Así por ejemplo en transferencia de calor dentro de una cavidad por convección natural, cuando el número de Rayleigh es inferior a 1000 se considera que la transferencia de calor es únicamente por conducción y el número de Nusselt toma el valor de la unidad. En cambio para números de Rayleigh superiores, la transferencia de calor es una combinación de conducción y convección, y el número de Nusselt toma valores superiores.

Este número se llama así en honor a Wilhelm Nusselt, ingeniero alemán que nació el 25 de noviembre de 1882 en Nuremberg. [20]

$$Nu_L = \frac{\text{Transferencia de calor por convección}}{\text{Transferencia de calor por conducción}} = \frac{h L}{k}$$

Donde:

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

h: Coeficiente de transferencia de calor por convección. [W/m²°C]

Lc: Longitud característica. [m]

Ambas transferencias se consideran en la dirección perpendicular al flujo.

Cuanto mayor es el número de Nusselt más eficaz es la convección.

Un número de Nusselt de $Nu = 1$ para una capa de fluido, representa transferencia de calor a través de ésta por conducción pura.

El número de Nusselt se emplea tanto en convección forzada como natural.

Existen muchas correlaciones empíricas expresadas en términos del número de Nusselt para por ejemplo placas planas, cilindros, dentro de tuberías, etc., que evalúan generalmente el número de Nusselt medio en una superficie. Estas correlaciones tienen la forma de $Nu = f$ (Número de Reynolds, Número de Prandtl).

- *Número de Prandtl.* El Número de Prandtl (Pr) es un número adimensional proporcional al cociente entre la difusividad de momento (viscosidad) y la difusividad térmica. Se llama así en honor a Ludwig Prandtl.

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\text{velocidad de difusión de momento}}{\text{velocidad de difusión de calor}} = \frac{C_p \mu}{k}$$

Donde:

v : es la viscosidad cinemática

α : es la difusividad térmica.

C_p : Calor específico del fluido. [J/Kg °C]

μ : Viscosidad dinámica del fluido. [Kg/m s]

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

Los metales líquidos poseen números de Prandtl muy bajos, los gases presenta la particularidad de tener un número de Prandtl en torno a 0.70, el agua tiene un valor intermedio, y finalmente los valores mayores del número de Prandtl lo presentan los fluidos viscosos.

En problemas de transferencia de calor el número de Prandtl controla el espesor relativo de las capas límite de momento y térmica. Cuando Pr es pequeño significa que el calor se difunde muy rápido comparado con la velocidad (momento). [21]

- *Número de Reynolds.* Es la relación entre los términos convectivos y los términos viscosos de las ecuaciones de Navier-Stokes que gobiernan el movimiento de los fluidos.

Por ejemplo un flujo con un número de Reynolds alrededor de 100.000 (típico en el movimiento de una aeronave pequeña, salvo en zonas próximas a la capa límite) expresa que las fuerzas viscosas son 100.000 veces menores que las fuerzas convectivas, y por lo tanto aquellas pueden ser ignoradas. Un ejemplo del caso contrario sería un cojinete axial lubricado con un fluido y sometido a una cierta carga. En este caso el número de Reynolds es mucho menor que 1 indicando que ahora las fuerzas dominantes son las viscosas y por lo tanto las convectivas pueden despreciarse. Otro ejemplo: En el análisis del movimiento de fluidos en el interior de conductos proporciona una indicación de la pérdida de carga causada por efectos viscosos.

Además el número de Reynolds permite predecir el carácter turbulento o laminar en ciertos casos. Así por ejemplo en conductos si el número de Reynolds es menor de 2000 el flujo será laminar y si es mayor de 4000 el flujo será turbulento.

Este número recibe su nombre en honor de Osborne Reynolds (1842-1912), quien lo describió en 1883.[22]

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

Donde:

ρ : Densidad del fluido. [Kg/m³]

V: Velocidad del fluido. [m/s]

D: Diámetro de tubería a través de la cual circula el fluido. [m]

μ : Viscosidad dinámica del fluido. [Kg/m s]

- *Número de Grashof*. Representa la relación que existe entre las fuerzas de empuje y las fuerzas viscosas que actúan sobre el fluido. Es un indicativo del régimen de flujo en convección natural, equivalente al número de Reynolds en convección forzada.

$$Gr = \left(\frac{g \cdot \beta \cdot \rho^2}{\mu^2} \right) \Delta T \cdot x^3$$

Donde:

ρ : Densidad del fluido. [Kg/m³]

μ : Viscosidad dinámica del fluido. [Kg/m s]

g: Aceleración de la gravedad. [9.8 m/s²]

β : Coeficiente de expansión volumétrica de una sustancia.

x: Longitud característica. [m]

ΔT : Diferencia de temperaturas

2.6.1.4 Relaciones empíricas para la transferencia de calor. No siempre es posible obtener soluciones analíticas para encontrar el coeficiente h, por lo que se recurre a métodos experimentales cuyos resultados se expresan en forma de ecuaciones empíricas o gráficas. Para propósitos de diseño e ingeniería las correlaciones empíricas son casi siempre de utilidad práctica.

Transferencia de calor por convección natural. La convección natural, o libre, se observa como resultado del movimiento del fluido debido a los cambios de la densidad que resultan del proceso de calentamiento. El movimiento del fluido, ya sea un gas o un líquido, resulta de las fuerzas de flotabilidad impuestas sobre el fluido cuando su densidad en la proximidad de la superficie de transferencia de calor disminuye como consecuencia del proceso de calentamiento. Las fuerzas de flotabilidad que originan las corrientes de convección natural son fuerzas de volumen.

A través de los años se ha encontrado que los coeficientes medios de transferencia de calor por convección natural pueden presentarse, para diversas situaciones, en la forma funcional siguiente:

$$Nu_f = C(Gr_f Pr_f)^m \quad (35)$$

Donde el subíndice f indica que las propiedades en los grupos adimensionales se evalúan a la temperatura de película.

$$T_f = \frac{T_w + T_a}{2} \quad (36)$$

En literatura de ASHRAE [23] recomienda para placas y tuberías tanto horizontales como verticales:

Cuando Gr.Pr se encuentran dentro de los rangos:

Rango laminar (Gr.Pr) entre 10^4 y 10^8

$$Nu = 0.56 (Gr \cdot Pr)^{0.25} \quad (37)$$

Rango turbulento (Gr.Pr) entre 10^8 y 10^{12}

$$Nu = 0.13 (Gr \cdot Pr)^{0.33} \quad (38)$$

Transferencia de calor por condensación. El coeficiente convectivo por condensación se encuentra asociado a un cambio de fase, es decir un cambio de vapor a líquido, generalmente en la condensación hay involucrados grandes flujos de calor.

Existen muchos intercambiadores de calor que usan un vapor que se condensa. El proceso se llama condensación en película si el líquido forma una película delgada sobre la superficie de la placa, si el líquido forma pequeñas gotas que descienden por la superficie el proceso se llama condensación en gotas. En la condensación en gotas una gran parte del área de transferencia de calor está expuesta directamente al vapor, aumentando consiguientemente el flujo de calor.

La condensación en el interior de los tubos es de interés práctico considerable debido a las aplicaciones en los condensadores de sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire, pero por desgracia estos fenómenos nos son muy complicados y no están sujetos a un tratamiento analítico simple. La velocidad de la corriente total del vapor influye fuertemente en el flujo de calor de un sistema de convección forzada-condensación, y este a su vez, está influido por la velocidad de acumulación de líquido sobre las paredes.

Debido a los complicados fenómenos involucrados, se presentan muy pocas relaciones empíricas para este tipo de transferencia de calor.

Chato recomienda la expresión siguiente para la condensación de refrigerantes a bajas velocidades del vapor en el interior de tubos horizontales.

$$h = 0.555 \left[\frac{\rho(\rho - \rho_v) g h_{fg} k_f^3}{d \mu_f (T_g - T_p)} \right]^{1/4} \quad (39)$$

La ecuación está limitada a bajos números de Reynolds del vapor tales que:

$$Re = \frac{D \cdot Gv}{\mu_v} < 35000 \quad (40)$$

En el ANEXO A, Ackers and Rosson (1960) recomiendan:

$$\frac{h_c \cdot D_i}{k_c} = 0.1 \left(\frac{c_{p_c} \cdot \mu_c}{k_c} \right)^{1/3} \left(\frac{h_{fg}}{c_{p_c} \cdot \Delta T} \right)^{1/6} \left[\frac{D_i \cdot G_v}{\mu_c} \left(\frac{\rho_c}{\rho_v} \right)^{0.5} \right]^{2/3} \quad (41)$$

La ecuación anterior está restringida para números de Reynolds del vapor tales que:

$$\frac{D_i \cdot G_v}{\mu_c} < 5000 \quad (42)$$

Donde:

c_{p_c} : Calor específico del fluido. [J/Kg °C]

μ_c : Viscosidad dinámica del condensado. [Kg/m s]

k_c : Conductividad térmica del condensado. [W/m °C]

ΔT : Diferencia de temperaturas [°C]

h_{fg} : Calor latente de condensación [kJ/Kg]

D : Diámetro de tubería a través de la cual circula el fluido. [m]

ρ_c : Densidad del condensado. [Kg/m³]

ρ_v : Densidad del vapor. [Kg/m³]

G_v : Velocidad de masa para vapor y condensado [Kg/s.m²]

2.6.1.5 Coeficiente global de transferencia de calor U . Una de las primeras cuestiones a realizar en el análisis térmico de cualquier intercambiador de calor consiste en evaluar el coeficiente global de transferencia de calor entre las dos corrientes de intercambio.

Sabemos que el coeficiente de transferencia térmica global entre un fluido caliente a temperatura T_C y otro frío a temperatura T_F separados por una pared cilíndrica se define mediante la ecuación:

$$q = UA (T_C - T_F) \quad (43)$$

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_c A_i} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_F A_e}} \quad (44)$$

El área de la superficie de intercambio térmico es:

Interior:

$$A_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L \quad (45)$$

Exterior:

$$A_i = 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L \quad (46)$$

Si el coeficiente de transferencia térmica global viene referido a la superficie exterior A_e , el valor de U_e será:

$$U_e = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i \cdot h_c} + \frac{r_e}{k_{tubo}} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) + \frac{1}{h_a}} \quad (47)$$

Mientras que si viene referido a la superficie interior A_i será:

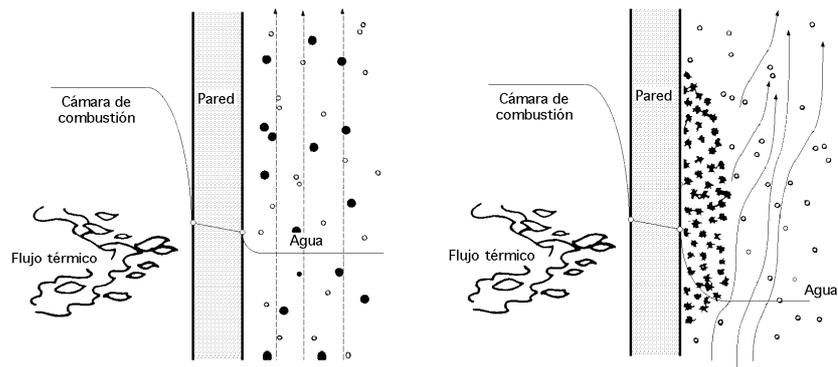
$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{r_i}{k_{tubo}} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) + \frac{r_i}{r_e h_a}} \quad (48)$$

En un proyecto es necesario calcular los coeficientes de transferencia de calor individuales, pero suele ser útil en las estimaciones preliminares el tener un valor aproximado de U , típico de las condiciones que han de encontrarse en la práctica; hay que tener en cuenta que, en muchos casos, el valor de U viene determinado casi completamente por la resistencia térmica en una de las películas fluido/sólido, como sucede, por ejemplo, cuando uno de los fluidos es un gas y el otro un líquido o si uno de los fluidos es un líquido en ebullición con un coeficiente de transferencia térmica muy grande.

Factor de suciedad. Con frecuencia resulta imposible predecir el coeficiente de transferencia de calor global de un intercambiador de calor al cabo de un cierto tiempo de funcionamiento, teniendo sólo en cuenta el análisis térmico; durante el funcionamiento con la mayoría de los líquidos y con algunos gases, se van produciendo gradualmente unas películas de suciedad sobre la superficie en la que se realiza la transferencia térmica, que pueden ser de óxidos, incrustaciones calizas procedentes de la caldera, lodos, carbonilla u otros precipitados, (figura 27); el efecto que ésta suciedad origina se conoce con el nombre de incrustaciones, y provoca un aumento de la resistencia térmica del sistema; normalmente el fabricante no puede predecir la naturaleza del depósito de suciedad o la velocidad de crecimiento de las incrustaciones, limitándose únicamente a garantizar la eficiencia de los intercambiadores limpios.

La resistencia térmica del depósito se puede determinar, generalmente, a partir de ensayos reales o de la experiencia.

Figura 27. Suciedad sobre la superficie en la que se realiza la transferencia de calor



Fuente. www.uantof.cl/caim/Asignaturas/Transferencia.pdf. Pág. 305-307

Si se realizan ensayos de rendimiento en un intercambiador limpio y se repiten después de que el aparato haya estado en servicio durante algún tiempo, se puede determinar la resistencia térmica del depósito (o factor de incrustación) R_{Suc} mediante la relación:

$$R_{Sucio} = R_{Func} - R_{Limpio} = \frac{1}{U_{Func}} - \frac{1}{U_{Limpio}} \quad (49)$$

$$U_{Func} = \frac{1}{R_{Sucio} + \frac{1}{U_{Limpio}}} \quad (50)$$

Siendo:

$$R_{Sucio} = R_e + R_i \frac{A_e}{A_i} \quad (51)$$

$$U_{Limpio} = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + R_p + \frac{1}{h_c} \frac{A_e}{A_i}} \quad (52)$$

La expresión del coeficiente global de transmisión de calor U_{Func} en funcionamiento al cabo de un tiempo, referida a la sección exterior A_e .

$$U_{Func} = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + R_e + R_p + \frac{R_i A_e}{A_i} + \frac{A_e}{h_c A_i}} \quad (53)$$

Donde:

U_{limpio} : Es el coeficiente global de transmisión de calor del intercambiador limpio, respecto a la sección exterior.

U_{suc} : Es el coeficiente global de transmisión de calor del intercambiador después de producirse el depósito.

h_a : Es el coeficiente de convección medio del fluido en el exterior del tubo

h_c : Es el coeficiente de convección medio del fluido en el interior del tubo

R_e : Es la resistencia unitaria del depósito de suciedad en el exterior del tubo

R_i : Es la resistencia unitaria del depósito de suciedad en el interior del tubo

R_p : Es la resistencia de la pared del tubo basada en el área de la superficie exterior del tubo y se evalúa a partir de la ecuación de la resistencia térmica de una pared plana, es decir:

$$R_p = \frac{\Delta x}{k A_m} \quad (54)$$

Donde:

Δx es el espesor de la pared del tubo

k es la conductividad térmica del material del tubo

A_m es el Área media efectiva de transferencia de calor. $A_m = \pi \cdot \Delta x (r_e + r_i)$

Remplazando se obtiene el coeficiente global de transferencia de calor:

$$U_e = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + R_e + \frac{\Delta x}{k} \frac{2r_e}{(r_e + r_i)} + \left(R_i + \frac{1}{h_c} \right) \frac{r_e}{r_i}} \quad (55)$$

2.6.2 Diseño hidráulico. Todo fluido real pierde energía al circular de un punto a otro por una conducción. Esta pérdida de energía se debe al rozamiento que se produce entre el fluido y las paredes de la conducción así como por el paso del mismo a través de los obstáculos que presenta la tubería: cambios de dirección, estrechamientos o cambios de sección, válvulas, derivaciones, manguitos, etc.

La caída de presión en el interior de los tubos se puede calcular usando la conocida ecuación para pérdidas de presión en tuberías. Estas pérdidas debidas a la fricción que ocurre cuando un flujo monofásico circula en el interior de tubos es:

$$\Delta P_T = f \left(\frac{L}{D} \right) \frac{\rho V^2}{2} \quad (56)$$

Donde:

f : Factor de fricción [adimensional]

L : Longitud efectiva de tubería [m]

D : Diámetro interior del tubo [m]

ρ : Densidad del fluido [Kg/m^3]

V : Velocidad [m/s]

2.6.3 Diseño Mecánico. El diseño mecánico de recipientes a presión, como el de la gran mayoría de los equipos para procesos industriales, se encuentran regidos por diferentes normas y códigos. Para el caso de los intercambiadores de calor de serpentín, el código más empleado es el ASME Boiler and PressureVesselsCode (Código para Calderas y Recipientes a Presión de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos).

Un intercambiador de calor tipo serpentín consiste en un conjunto de tubos dispuestos de manera conveniente, que se ajuste a las necesidades en dónde se instale. Todo el intercambiador se analiza como un conjunto en función de las fuerzas, tensiones y deformaciones a que están sujetos. Para iniciar el proceso de cálculo se asume que se conoce el esquema y disposición de los componentes del Intercambiador de calor. El espesor de la pared de los tubos seleccionado en el diseño térmico, debe ser verificado.

2.6.3.1 Tubos. El espesor del tubo será necesario determinar en el diseño térmico, sin embargo es preciso comprobar su valor para las condiciones de presión interna al que está sometido. El mínimo espesor requerido está determinado por ASME sección VIII, UG-31 (a) para presiones internas, en la cual refiere a las fórmulas establecidas en ASME sección VIII UG-27 (c) (1) para esfuerzos circunferenciales.

Esfuerzo circunferencial (junta longitudinal). Cuando P no excede de 0.385 S.E.

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0.6 * P} \quad (57)$$

P: Presión de diseño.

R: Radio interno de los tubos.

S: Esfuerzo disponible máximo del material de los tubos.

E: Eficiencia de la junta. E = 1, para tubo sin costura.

La presión de diseño es con la cual se realiza la prueba hidrostática, y cuyo valor es:

$$P = 1.5 P_o \quad (58)$$

Donde:

P: Presión de diseño.

Po: Presión de operación.

2.7 Análisis de alternativas para la selección del sistema de calentamiento

Es importante mencionar que en este proyecto existen algunas alternativas de instalación para sistema de calentamiento de agua, de las cuales se hará un análisis breve de cada una de ellas para elegir la opción más conveniente.

Análisis de alternativa para sistema gas – sistema diesel. Para seleccionar cuál de las dos alternativas es la más idónea para el uso requerido, es necesario establecer diferencias en cuanto al costo de implementación y consumo de combustible anual, como parámetros más representativos de implementación de los sistemas.

2.7.1 Sistema gas. El sistema de calentamiento con gas, estaría constituido básicamente por tres calefones que serían los necesarios para satisfacer los requerimientos de demanda y temperatura, para el correcto funcionamiento del sistema. Por estos calefones se harían recircular agua por acción de una bomba respectivamente.

El costo de instalación en cuanto a puesta en marcha se describe a continuación, mismos que son un aproximado para este sistema. Como se mencionó en la descripción del sistema actual de calentamiento de agua, no es permitido el uso del GLP subsidiado para una industria, es por ello que se debe calcular con un costo de GLP industrial que es de 1.4 \$/kg.

También se debe mencionar que este tipo de sistema se instaló en la fábrica como se observa en la siguiente figura, pero por su alto costo en cuanto a combustible no se lo implanto.

Figura 28. Sistema de calentamiento con calefones



Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

Tabla 3. Costos principales para implementación del sistema

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$)	PRECIO TOTAL (\$)
Calefones Instamatic de 26 litros	3	255,36	766,08
Motobomba P/Agua 0.5HP 110V	3	60,71	182,13
Manguera para gas industrial	9	1,35	12,15
Tablero de control	1	300	300
Bombonas de gas de 15 Kg	3	56	168
		TOTAL	1428,36

Tabla 4. Costos de consumo de combustible anual

DESCRIPCIÓN	Número de Calefones	Consumo Kg/hr	Tiempo de funcionamiento (hr)	Consumo diario (kg)	Consumo anual (kg)	Costo GLP (\$/Kg)	Costo Anual (\$)
Calefones Instamatic	3	1,8	4	21,6	5184	1,4	7257,6

2.7.2 Sistema Diesel.

Tabla 5. Costos principales para implementación del sistema

DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITARIO (\$)	CANTIDAD	PRECIO TOTAL (\$)
Caldera de 7,5 BHP a Diesel	4125,02	1	4125,02
Trampa de vapor Armstrong de 1"	343,75	1	343,75
Tablero de control	1	300	300
Electroválvula ASCO RED HAT 3/4" x 220V	114,29	1	114,29
Filtro de diesel F20	48	1	48
		TOTAL	4931,06

Tabla 6. Costos de consumo de combustible anual

DESCRIPCIÓN	Consumo GPH	Tiempo de funcionamiento (hr)	Consumo diario (Gls)	Consumo anual (Gls)	Costo Diesel (\$/gl)	Costo Anual (\$)
Caldera 7.5 BHP	2,5	4	10	2400	1,03	2472

Si se analiza con mucho cuidado las tablas de costos de los dos sistemas, podemos notar que la segunda opción es la más adecuada y la tomamos como valedera. Puede ser que su instalación tenga un costo elevado comparado con el sistema de GLP pero debido al bajo costo del combustible es más rentable en el transcurso de los años. Por lo tanto, el sistema más idóneo a utilizar es el sistema a diesel como fuente de calentamiento del agua para la curtiduría en cuestión.

Después del análisis del tipo de sistema para calentar agua, es muy importante mencionar que en nuestro país existe la posibilidad de instalar sistemas alternativos mediante los cuales no se utilice combustibles que contaminen el medio ambiente.

En este proyecto dejaremos planteado la posibilidad de implantar un sistema solar térmico, el mismo que tendrá como objetivo incrementar la temperatura del agua a calentar y así poder reducir el tiempo de calentamiento y por ende el consumo de combustible a quemar.

En el siguiente desarrollo se explica en que consiste este tipo de sistema alternativo de calentamiento de agua.

2.7.3 Sistema auxiliar para calentamiento de agua. Es un sistema que se encarga de recibir y coleccionar la energía radiante y la transforma en energía térmica, la cual se transfiere inmediatamente al fluido de trabajo. Siendo una fuente alterna y renovable de energía primaria en calentamiento de agua, que permite disminuir el consumo de combustibles fósiles y las emisiones inherentes.

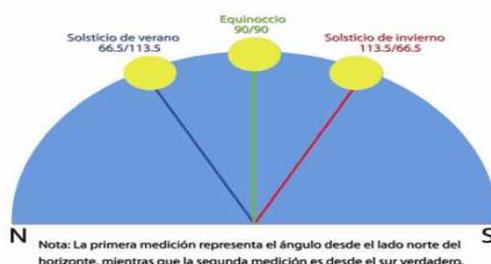
Sistema Solar Térmico SST. Conjunto de dispositivos que transforman la radiación solar en energía térmica, que puede ser absorbida por un fluido de trabajo para diversas aplicaciones.

Sistema termosifón. Utiliza la diferencia de densidad del fluido de transferencia de calor entre el agua caliente y el agua fría, para lograr la circulación entre el colector y el dispositivo acumulador, o el intercambiador de calor.

2.7.3.1 Recurso solar en el Ecuador. El Ecuador está ubicado entre las latitudes 1°30'N (Carchi) y 5°0'S (Zamora) y entre las longitudes 72°0'W (Salinas) y 75°10'W (Orellana) es decir al oeste del meridiano de Greenwich. El Archipiélago de Galápagos se encuentra entre las latitudes 1°40'N y 1°30'S y entre las longitudes 89°10'W y 92°0'W.

Al estar atravesado por la Línea Equinoccial, el Ecuador tiene poca variabilidad en la posición del sol durante todo el año según la siguiente figura, lo cual favorece la aplicación de la energía solar para producir electricidad y calor, ya que en promedio hay 12 horas de sol durante el día. La variación en el zenit (cuando el sol está perpendicular a la Tierra, a las 12 del día) es de +/- 23.5°, es decir que el Sol se desplaza 47° en el año entre el solsticio de verano (21 de junio) y el solsticio de invierno (21 de diciembre).

Figura 29. Movimiento aparente del sol sobre el firmamento



Fuente. Norma técnica Ecuatoriana NTE, INEN, 2009

La radiación solar directa sumada con la radiación solar difusa que impacta sobre el colector solar, se ve afectada por la nubosidad del día, o lo que se conoce como índice de claridad. Un índice de claridad 1 se da en un día soleado sin nubes.

Hay que tener en cuenta también el ángulo de inclinación del colector para aprovechar la mayor cantidad de energía solar durante el año, y por labores de limpieza; en el Ecuador, éste ángulo puede ser hasta 15° . La orientación del colector deberá ser hacia la línea equinoccial, para tener la mayor energía anual del sol.

El recurso solar al ser un valor de energía se mide en Joule, es decir en Vatios por Segundo. Un kWh es otra medida de la energía y 1 kWh equivale a 3,6 MJ.

En el Ecuador no existe un registro histórico completo de radiación solar. El INAMHI tomó durante los años 1970 a 1990 algunas mediciones de heliofanía o duración de brillo solar durante un día que corresponde a la radiación solar directa.

El CONELEC contrató en el año 2008 la elaboración del Mapa Solar del Ecuador, y se basa en datos tomados de sistemas satelitales del NREL (NationalRenewableEnergyLaboratory) de los Estados Unidos entre 1985 y 1991 que interpola la información a celdas de 1 km^2 . Se muestra información sobre las insolaciones directa (isohelias a $300 \text{ Wh/m}^2 \cdot \text{día}$), difusa (isohelias a $100 \text{ wh/m}^2 \cdot \text{día}$) y global (isohelias a $150 \text{ Wh/m}^2 \cdot \text{día}$) para cada mes del año y el promedio anual según el (ANEXO B).

Con este mapa solar se ha elaborado un mapa resumen anual con la insolación global promedio anual agrupada en cinco Zonas I a V en $\text{kWh/m}^2 \cdot \text{día}$.

Tabla 7. Zonas del Ecuador según irradiación solar

ZONAS	kWh/m ² .día
Zona I:	3200 a 3600
Zona II:	3600 a 4000
Zona III:	4000 a 4400
Zona IV:	4400 a 4800
Zona V:	4800 a 5200

Fuente. Norma técnica Ecuatoriana NTE, INEN, 2009

Los valores de insolación o radiación solar global para las provincias del país y sus ciudades más importantes son:

Tabla 8. Valores promedio de irradiación solar de ciertas zonas del Ecuador

PROVINCIA	CIUDAD	Wh/m ² .día promedio	ZONA
Carchi	Tulcàn	4140	II
Esmeraldas	Esmeraldas	4350	II
Imbabura	Ibarra	4560	IV
Manabí	Portoviejo	4160	III
Pichincha	Quito	4990	IV
Tsachilas	Sto. Domingo	3440	III
Cotopaxi	Latacunga	4420	IV
Napo	Tena	4350	II
Santa Elena	Salinas	4360	II
Guayas	Guayaquil	4370	III
Los Ríos	Babahoyo	3780	III
Bolívar	Guaranda	4800	IV
Tungurahua	Ambato	4550	III
Chimborazo	Riobamba	4490	II
Pastaza	Puyo	3800	II
Cañar	Azogues	4500	III
Morona Santiago	Macas	4090	II
Azuay	Cuenca	4350	II
El Oro	Machala	4200	II
Loja	Loja	4350	II
Zamora Chinchipe	Zamora	4350	II
Galápagos	Puerto Ayora	5835	V

Fuente. Norma técnica Ecuatoriana NTE, INEN, 2009

La fabricación y comercialización de sistemas solares térmicos (SST) para calentamiento de agua para uso doméstico, tuvo sus inicios en el Ecuador en la década de 1970. Este sector ha tenido un limitado desarrollo, debido a varias causas que se describen a continuación.

Entre las principales barreras, que han limitado el desarrollo de la energía solar térmica para calentamiento de agua para uso doméstico en el Ecuador, se pueden mencionar las siguientes:

Desde el lado de la demanda

Costos mayores de adquisición e instalación de SST por parte del usuario, frente a otras opciones disponibles en el mercado (calefones, duchas eléctricas, etc.)

Desconocimiento y subvaloración de las aplicaciones y ventajas de la energía solar térmica, respecto de otras tecnologías.

Malas experiencias de ciertos usuarios, debido a falta de información, diseños inapropiados, instalación, mantenimiento o garantías inadecuados, lo que generó desconfianza en la tecnología solar.

Desde el lado de la oferta

Las empresas o talleres fabricantes son casi en su totalidad pequeños, con baja capacidad técnica, económica, infraestructura de tipo artesanal y producción discontinua, que difícilmente les permite fabricación en serie y de calidad constante.

Los principales componentes de los SST son importados (tubos de cobre, planchas de aluminio y cobre, aislamiento, etc.).

Como consecuencia de lo anterior, los SST fabricados sin mayor criterio técnico resultan costosos y técnicamente poco eficientes tanto en su diseño como en su funcionamiento.

Problemas de incumplimiento de garantías y mantenimiento en ciertos casos.

Falta de información confiable y completa entregada por el fabricante al usuario, sobre las características, ventajas y limitaciones de la energía solar térmica, y sobre el SST en particular.

Amplia gama de eficiencias de SST ofertados, sin homologación y estandarización única.

Desde el lado oficial

Inexistencia de un ente autorizado para la verificación, ensayos y homologación de SST, así como de legislación específica.

Carencia de campañas de información gubernamental, sobre la divulgación, aplicaciones y ventajas del uso de la energía solar térmica, para aplicaciones públicas o privadas.

Costos de energéticos convencionales (GLP, electricidad, diésel, madera) relativamente bajos subsidiados por el estado, con los cuales los SST compiten en desventaja.

Inexistencia de incentivos oficiales para el uso de la energía solar, como subsidios, reducciones tributarias, etc.

Limitadas experiencias académicas locales.

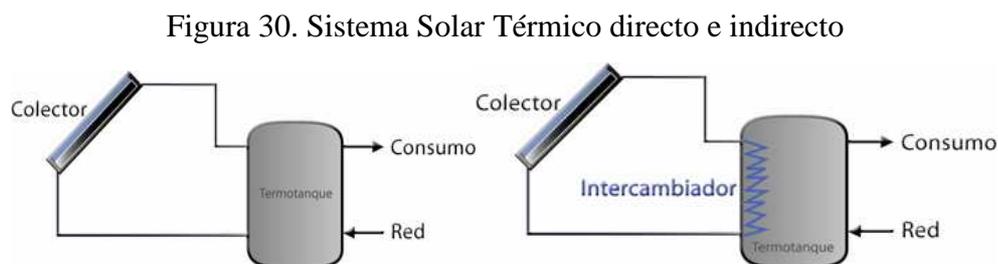
De las deficiencias indicadas, una de las principales es la falta de una Norma Técnica Ecuatoriana, que defina la homologación de los SST, en cuanto a las características técnicas mínimas que deben cumplir, para ser fabricados y comercializados en el país de manera formal.

2.7.3.2 Tipos de sistemas.

Sistema de circulación forzada. SST que utiliza una bomba para impulsar el fluido de transferencia de calor a través de los colectores.

Sistema directo. SST en el cual el agua de consumo pasa directamente por los colectores (figura 30).

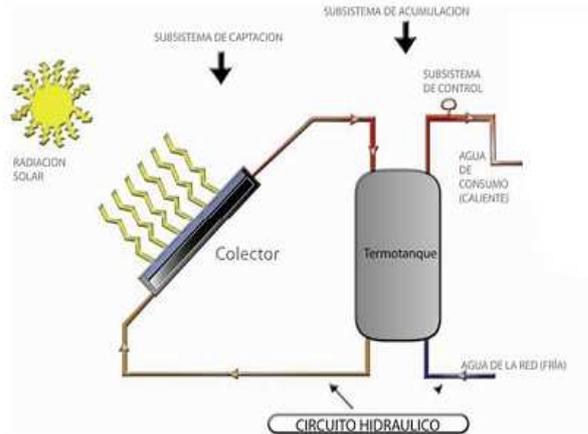
Sistema indirecto. SST en que el fluido de transferencia de calor, diferente del agua para consumo, es el que se calienta en el colector; posteriormente entrega su calor en un intercambiador, al agua de consumo (figura 30).



Fuente. Norma técnica Ecuatoriana NTE, INEN, 2009

Principio de funcionamiento. Un SST para calentamiento de agua, está conformado por los siguientes componentes principales: un colector solar plano, un tanque de almacenamiento, un sistema de control, las acometidas hidráulicas con los elementos de seguridad y un sistema de apoyo (figura 31).

Figura 31. Componentes principales de un sistema para calentamiento de agua



Fuente. Norma técnica Ecuatoriana NTE, INEN, 2009

El colector solar capta y transforma la energía radiante del sol en calor, el cual se transfiere al fluido de trabajo por conducción. Este fluido se mueve entre el tanque de reserva y el colector, por diferencia de temperatura, de forma natural o forzada. Cuando hay consumo de agua caliente, ésta es reemplazada por agua fría de la red que alimenta al tanque termosolar.

En un sistema de termosifón, para que el sistema opere de forma automática el tanque debe estar por encima de la parte más alta del colector.

Las condiciones de diseño de un SST deben involucrar aspectos tales como:

Aprovechar de forma óptima el recurso solar disponible.

Ser dimensionado de acuerdo al consumo requerido de agua caliente.

Todos los elementos que componen el sistema, incluidos los ductos y accesorios, deben estar contruidos para asegurar un desempeño eficiente, confiable y seguro durante la vida útil prevista para cada uno de ellos.

Ser diseñado para que la integración de sus partes no requiera de asistencia técnica por largos periodos.

Ser diseñado para soportar la acción del ambiente local.

Si en el diseño del SST se incluye complemento auxiliar de energía, se sugiere que tenga funciones automáticas para que todo el conjunto opere autónomamente.

2.7.3.3 Descripción general de componentes. Una instalación de calentamiento de agua mediante captación solar, tiene tres subsistemas esenciales:

Sistema de captación. Formado por los colectores solares, encargados de transformar la radiación solar incidente en energía térmica de forma que se caliente el fluido de trabajo (generalmente agua) que circula por ellos.

Sistema de acumulación. Constituido por el acumulador, encargado de almacenar el agua caliente.

Sistema de apoyo. Energía convencional auxiliar, que sirve para complementar la contribución solar suministrando la energía necesaria para cubrir la demanda prevista, garantizando la continuidad del suministro de agua caliente en los casos de escasa radiación solar o demanda superior a la prevista.

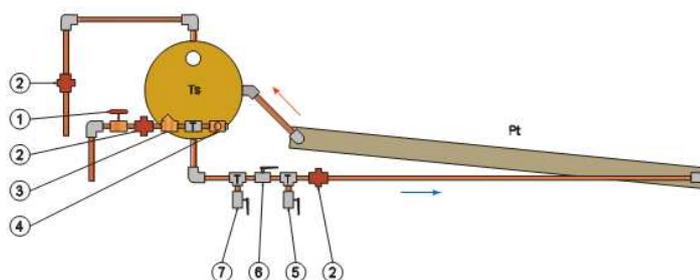
A estos sistemas esenciales se suman sistemas secundarios que permiten el funcionamiento eficaz del sistema total, como son:

Circuito hidráulico. Constituido por las tuberías, bombas, válvulas, etc., que se encarga de establecer el movimiento del fluido del sistema.

Sistema de regulación y control. Se encarga de asegurar el correcto funcionamiento del equipo para proporcionar la máxima energía solar térmica posible y que actúa como protección frente a la acción de factores como sobrecalentamiento y otros.

Los SST de termosifón se componen de los consiguientes elementos, que se muestran en la siguiente figura.

Figura 32. Elementos de Los SST de termosifón



Fuente. Norma técnica Ecuatoriana NTE, INEN, 2009

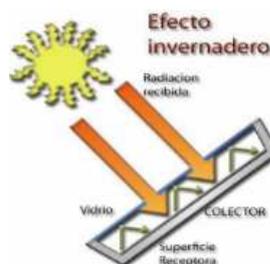
SIMBOLOGÍA

Pt	Panel colector de energía solar térmica.
Ts	Tanque termosolar para almacenamiento de la energía térmica (agua caliente).
1	Válvula de compuerta para el acceso de agua fría al tanque.
2	Unión universal.
3	Válvula check.
4	Válvula de seguridad de 80 PSI.
5	Válvula de paso reducido para mantenimiento de los colectores solares.
6	Válvula de paso completo para el funcionamiento normal del equipo solar.
7	Válvula de paso reducido para el mantenimiento del tanque termosolar.
AF	Agua fría.
AC	Agua Caliente.

Colector solar térmico. Se trata de un dispositivo que transforma en calor la radiación solar con procesos añadidos de transferencia de calor mediante radiación, conducción y convección.

Su principio físico de funcionamiento se basa en el efecto invernadero, resultado de la característica que tiene un cuerpo transparente, de dejar pasar a través suyo radiación electromagnética.

Figura 33. Efecto invernadero en un colector



Fuente. Norma técnica Ecuatoriana NTE, INEN, 2009

A continuación se destacan los dos tipos más comunes de colectores solares:

Colectores solares de placa plana. Son elementos constituidos por una superficie absorbente de material de alta conductividad térmica y estable a la corrosión, que conjuntamente con los tubos conductores del fluido de trabajo, con el aporte del aislante térmico, la caja hermética y la cubierta de alta transparencia, hacen posible la ganancia térmica máxima.

Figura 34. Colector solar de placa plana



Fuente. Norma técnica Ecuatoriana NTE, INEN, 2009

El colector solar plano está constituido por:

- a. Cubierta transparente de vidrio o plástico plano, por la cual pasa la radiación solar.
- b. Superficie o placa de absorción metálica en cobre o aluminio en donde incide la radiación solar y se convierte en calor que se transfiere por conducción a los tubos por los que circula un fluido de trabajo. Las características de la placa pueden ser modificadas mediante la aplicación de una superficie selectiva para maximizar la transmitividad y la absorptividad.
- c. Material aislante, que bordea la parte lateral e inferior del colector, con el objeto de limitar las pérdidas de calor de la placa absorbente.
- d. Caja o marco que contiene y da soporte al colector solar plano.

Colectores solares de tubos al vacío. La superficie del colector consiste en tubos de vidrio recubiertos en su interior de una superficie metálica colectora. Van dotados de una doble cubierta envolvente, herméticamente cerrada, aislada del interior y del exterior, y en la cual se ha hecho el vacío lo que reduce las pérdidas por convección e incrementa la eficiencia del colector.

Los tubos de vacío suelen ser más eficientes que los colectores de tipo plano especialmente en días fríos, ventosos o nublados, donde la concentración y el aislamiento de la superficie captadora presentan ventajas sobre la mayor superficie captadora de los paneles planos. Un colector de tubo de vacío generalmente emplea entre 18 y 24 tubos.

Figura 35. Colector solar de tubos al vacío



Fuente. Norma técnica Ecuatoriana NTE, INEN, 2009

Tanque termosolar. Se encarga de recibir y almacenar el agua caliente que se ha generado en el colector. Generalmente, es un tanque metálico aislado térmicamente del ambiente exterior para garantizar que sus pérdidas térmicas sean las mínimas posibles. El interior del tanque termosolar, debe estar recubierto por materiales que además de proteger su vida útil, mantenga condiciones de calidad del agua (figura 36).

El tanque termosolar cuenta con una línea de suministro de agua fría de la red, y una línea de salida de agua caliente para consumo, además de las líneas de entrada y salida de los colectores.

Entre las funciones que desempeña el tanque de almacenamiento se destacan:

Asimila las fluctuaciones de corta duración en la energía solar que recibe el colector solar.

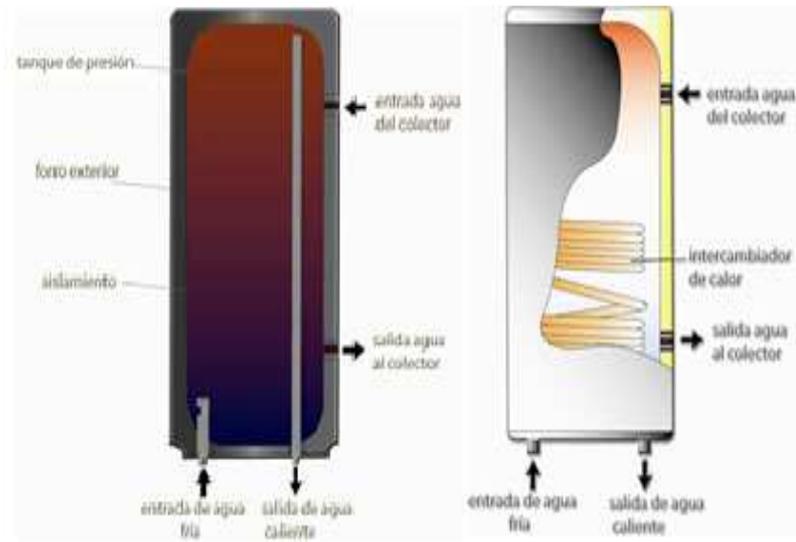
Provee autonomía al SST en los intervalos en los que no ocurra generación de calor.

Admite sistemas auxiliares de calentamiento de agua, si se requieren.

El tanque debe soportar la presión de suministro hidráulico (la de la red, acueducto o de un sistema hidroneumático), por lo cual, debe cumplir normas de fabricación.

Generalmente su forma es cilíndrica, y puede operar en forma horizontal o vertical.

Figura 36. a) Corte de tanque termosolar sin intercambiador, b) corte de tanque termosolar con intercambiador



Fuente. Norma técnica Ecuatoriana NTE, INEN, 2009

CAPÍTULO III

3. DISEÑO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE AGUA

3.1 Parámetros de diseño del sistema de calentamiento de agua

3.1.1 Demanda de agua caliente. La cantidad de agua caliente que debe proveer el calentador de agua se refiere al caudal de agua caliente que debe suministrarse a la curtiduría en estudio.

Para determinar el caudal necesario se debe considerar que se analiza una curtiduría con cuatro Fulones, de los cuales dos son para el proceso de apelmbrado y dos son para el proceso de curtido así como engrasado, entonces la capacidad de los equipos deben satisfacer las necesidades de agua caliente en los procesos donde se requiera.

En la industria existen muchos procesos en los que se puede utilizar agua caliente, todo dependerá de la calidad del cuero que se desee obtener. Como se mencionó en el capítulo II, aquellos procesos en los que se necesita agua caliente son Apelmbrado, Curtido y Engrasado o Teñido. Según datos facilitados por la curtiduría estos procesos siguen una secuencia lo cual indica que ninguno de ellos se los realiza al mismo tiempo sino por separado es decir uno a la vez.

De los procesos expuestos la mayor demanda de agua caliente es utilizada en el Teñido, como se observa en las hojas de producción en la (tabla 9).

Para determinar el volumen necesario de agua caliente se recurrió a las hojas de trabajo de la industria (ordenes de producción), en la que se detallan los tiempos, temperaturas y consumos de agua.

Tabla 9. Ordenes de producción.

CURTIDURIA CUEROS & CUEROS **ORDEN DE PRODUCCIÓN N° 00106**

PROCESO: TEÑIDO
FECHA: 17-feb-11
PESO KG: 520

BOMBO N°: 3
TIPO: RUSO
CANT/BANDAS: 130 FLOR

OPERACIÓN	%	PRODUCTO	°C	CANTIDAD	TIEMPOS	OBSERV.
Lavado						
	100	Agua	35	520		
	0,2	Acido Formico		1		
	0,2	Humectante		1	20'	

Tabla 9. (Continuación).

Recromado						
	100	Agua	35	520		
	2	Grasa Ander VT1		10,4		
	3	Cromo		15,6	10'	
	0,5	Formiato		2,6	30'	
	2	Tergotan PMB		10,4	30'	
Neutralizado	2	Formiato		10,4		
Lavado	0,5	Tanigan PAK		2,6	40'	ph=5
Recurtido						
	50	Agua	35	260		
	2	Grasa Napa		10,4	15'	
	3	Tergotan PR		15,6	20'	
Teñido	0,4	Anilina Superficial		2,08		
	0,5	Dispersante		2,6	10'	
	3	Retingan R7		15,600		
	3	Tanigan OS		15,600		
	3	Mimosa		15,600	60'	
Engrasado						
	100	Agua	70	520		
	2	Grasa Ander VT1		10,400		
	2	Grasa Ander XN		10,400	60'	
	1,5	Acido Formico		7,800	30'	ph=3.5/3.8
Lavar agua fria						

Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

De estas hojas de trabajo se recopilaron los tiempos, volúmenes y temperaturas de los diferentes procesos como se detalla en la (tabla 10) con el fin de obtener un promedio global y poder seleccionar los equipos adecuados que cumplan los requisitos de la industria.

Tabla 10. Demanda de agua para un Fulon

TEM. (°C)	Lavado		Recromado		Recurtido		Engrasado	
	35 °C		35 °C		35 °C		70 °C	
FECHA	T (min)	V (lt)	T (min)	V (lt)	T (min)	V (lt)	T (min)	V (lt)
13-feb-11	30	200	30	200	125	100	90	200
17-feb-11	30	200	30	200	125	100	110	200
18-feb-11	30	325	30	325	125	163	90	325
19-feb-11	30	360	20	360	110	180	105	360
03-mar-11	30	400	20	400	105	200	105	400
09-mar-11	30	400	30	400	75	200	75	400
11-mar-11	30	400	30	400	75	200	75	400
14-mar-11	30	400	30	400	125	200	110	400
15-mar-11	30	400	30	400	125	200	105	400
24-mar-11	30	400	30	400	125	200	105	400
29-mar-11	30	400	30	400	125	200	105	400
02-abr-11	30	430	30	430	105	215	90	430
05-abr-11	30	450	30	450	125	225	90	450
11-abr-11	30	475	30	475	30	238	95	475

Tabla 10. (Continuación).

14-abr-11	30	475	30	475	60	238	95	475
15-abr-11	30	485	60	485	105	243	125	485
19-abr-11	30	490	30	490	75	245	75	490
21-abr-11	30	490	90	490	75	245	110	490
26-abr-11	30	500	30	500	125	250	90	500
01-jun-11	30	500	30	500	125	250	90	500
02-jun-11	30	500	30	500	105	250	125	500
03-jun-11	30	520	20	520	105	260	105	520
14-jun-11	30	520	20	520	110	260	105	520
15-jun-11	30	550	30	550	75	275	60	550
16-jun-11	30	550	60	550	90	275	125	550
17-jun-11	30	552	30	552	105	276	105	552
21-jun-11	30	585	60	585	75	293	90	585
22-jun-11	30	600	30	600	40	300	75	600
23-jun-11	30	600	30	600	135	300	95	600
06-jul-11	30	650	30	650	145	325	110	650
07-jul-11	30	650	90	650	90	325	125	650
12-jul-11	30	670	60	670	105	335	125	670
23-jul-11	30	700	60	700	40	350	75	700
25-jul-11	30	700	60	700	90	350	125	700
27-jul-11	30	725	30	725	40	363	95	725
03-ago-11	30	730	60	730	75	365	60	730
09-ago-11	30	750	50	750	75	375	90	750
16-ago-11	30	800	30	800	75	400	75	800
PROMEDIO	30	689	38	689	96	344	97	689

3.1.2 Selección de la demanda crítica. Debemos saber que al seleccionar o diseñar un equipo este debe realizarse en las condiciones más críticas posibles, y sabiendo que en la curtiduría existen ocasiones en las que se trabaja con los dos fulones al mismo tiempo, se recomienda y se establece llevar las condiciones de trabajo a lo más crítico posible.

Como se mencionó en los párrafos anteriores la demanda de agua debe ser crítica y para ello procedemos a duplicar los promedios de la tabla anterior debido a que el fulon número 2 posee las mismas características que el fulon número 1 según detalle de (figura 3).

En la siguiente tabla se presentan los resultados de la demanda crítica de agua.

Tabla 11. Demanda crítica de agua

TEM. (°C)	Lavado		Recromado		Recurtido		Engrasado	
	35 °C		35 °C		35 °C		70 °C	
	T (min)	V (lt)	T (min)	V (lt)	T (min)	V (lt)	T (min)	V (lt)
DEMANDA TOTAL	30	1377,3	38,2	1377,3	95,8	688,6	97,4	1377,3

Para el posterior cálculo de la demanda energética es necesario determinar los caudales de cada uno de las operaciones y de esta manera poder estipular el calor requerido por cada uno de ellos y poder seleccionar el más crítico. Para este cálculo nos basamos en los resultados de la demanda crítica de agua, teniendo como valor máximo un volumen de 1377.3 lt que corresponde a la operación de lavado.

Para cada una de las operaciones existe un lapso de tiempo, de los cuales la operación de lavado se la realiza en menor tiempo con un valor de 30 min. Entonces el consumo máximo diario de agua caliente se calcula mediante la (ecuación 1):

$$\dot{v} = \frac{V}{T}$$

En la siguiente tabla se detallan los valores de los diferentes caudales críticos de diseño.

Tabla 12. Caudales críticos de diseño

OPERACIÓN	Lavado	Recromado	Recurtido	Engrasado
Caudal (lt/min)	45,9	45,9	45,9	17,7
Caudal (GPM)	12,128	12,128	12,128	4,677

Haciendo un previo análisis de los resultados de la tabla anterior se ha concluido que la operación de lavado es donde más agua caliente se necesita con un valor de 45,9 lt / min siendo la máxima necesidad en la empresa, además cabe mencionar que con este volumen de agua la temperatura es de 35 °C.

3.1.3 Estudio de la demanda energética. La cantidad de energía necesaria para calentar el agua desde 13 °C hasta su temperatura final, que puede ser 35 °C para las operaciones de lavado ó 70 °C para las operaciones de engrasado se emplea la (ecuación 2):

$$q_{requerido} = \dot{m} * C_p * \Delta T$$

Los valores de caudal se tomaron de la (tabla 12), que se encuentran en lt/min y para el calor específico del agua se detallan a continuación.

Tabla 13. Valores de calor específico a diferentes temperaturas del agua.

TEMPERATURA °C	CALOR ESPECÍFICO (kJ/kg °C)
13	4,19
35	4,174
70	4,185

Fuente. Tablas de vapor

Remplazando todos los valores en la (ecuación 2), se obtiene la demanda energética para cada rango de temperatura y volumen de agua respectivamente. Presentamos un modelo de la forma como debe ser calculada la demanda energética para luego proceder a resumir en la siguiente tabla.

$$q_{requerido} = 45,90 \frac{Kg}{min} * 4,182 \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ K} * (35 - 13)^\circ C * \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}}\right)$$

$$q_{requerido} = 70,4KW = 240365,34 \text{ BTU/hr}$$

Tabla 14. Calor sensible transferido al agua

	\dot{m} (Kg/min)	ΔT (°C)	Cp (kJ/kg °C)	q requerido (Kw)	q requerido (BTU/hr)	q requerido (BHP)
Lavado	45,9	(35 -13)	4,182	70,4	240365,34	7,2
Recromado	36,1	(35 -13)	4,182	55,3	188976,89	5,6
Recurtido	7,2	(35 -13)	4,182	11,0	37639,63	1,1
Engrasado	14,1	(70 -13)	4,1875	56,3	192131,22	5,7

Con estos cálculos podemos hacer una tentativa de cuál será el tamaño del generador de vapor, elección que se realiza en selección de equipos.

3.2 Diseño del intercambiador de calor

3.2.1 Generalidades. Los intercambiadores de calor son aparatos que recuperan calor entre dos corrientes de fluido en un proceso. El intercambiador de calor tipo serpentín con vapor y agua como fluidos, el vapor circula por el interior de los tubos y el agua por la parte exterior de los mismos.

El haz de tubos consiste en una lámina tubular estacionaria, compuesta por tubos en forma horizontal acoplados a dos cabezales en forma de media luna. El haz de tubos tiene la libertad para ser desmontado del tanque de almacenamiento de agua y de esta forma sea más fácil su limpieza. Cada tubo tiene independencia para dilatarse o contraerse, sin limitaciones debidas a la posición de los otros tubos.

Los intercambiadores de calor de tubo liso son muy apropiados en los casos donde existen muchos sólidos en suspensión debido a su característica principal de ser lisos, por la facilidad de mantenimiento y también donde se requiere dar cierto tipo de geometría.

3.2.2 Selección de materiales. Los materiales se fabrican en formas comerciales que se denominan “Formas de Suministro” y para ello se han normalizado las de mayor utilidad. En los intercambiadores de calor se emplean algunas de dichas formas que son solicitadas mediante las especificaciones de los códigos, tomando en consideración la forma del elemento que ha de fabricarse.

Los materiales que se elijan, deberán resistir los efectos de la corrosión y tener la suficiente resistencia para soportar la temperatura y presión de diseño. Una buena selección de materiales, asegurará gastos innecesarios de dinero y también facilitara el mantenimiento.

3.2.2.1 Tubos. En la selección del material de los tubos, se ha atendido con especial cuidado el ataque corrosivo a las condiciones de servicio (Presión y Temperatura) de cada fluido, ya que ambos están en contacto con ellos, el vapor por el interior y el agua por su exterior.

Se ha seleccionado tubería de cobre Tipo L, NORMA ASTM-B-88, 3/4” de diámetro.

Tabla 15. Dimensiones de los tubos. (ANEXO C)

Diámetro Nominal	Diámetro Exterior (De) mm	Espesor (Δx) mm	Diámetro Interior (Di) mm
3/4"	22.225	1.143	21.082

3.2.2.2 Cabezales. Son los tubos encargados de recibir y distribuir el vapor, también tienen la función de recolectar el condensado.

Se ha seleccionado tubería de acero negro sin costura cedula 40, NORMA ASTM A53 GrB, 2” de diámetro.

Tabla 16. Dimensiones de los cabezales. (ANEXO D)

Diámetro Nominal	Diámetro Exterior (De) mm	Espesor (Δx) mm	Diámetro Interior (Di) mm
2"	60.30	3.91	56.39

3.2.3 Diseño térmico. Esta fase se ocupa primordialmente de determinar el área para transferir calor, incluye la determinación de temperaturas, flujo másico, número de tubos, dimensiones, longitudes, etc.

3.2.3.1 Datos de entrada necesarios para los cálculos. Para los cálculos, es necesario establecer los datos geométricos del intercambiador, las Temperaturas de entrada y salida de los fluidos, la información del proceso, es decir, las propiedades de los fluidos a determinadas temperaturas.

- Datos geométricos del intercambiador de calor.

Tubos

Diámetro Exterior de los Tubos:	$De = 22.225 \text{ mm}$	Tabla 15
Espesor de los Tubos:	$\Delta x = 1.143 \text{ mm}$	Tabla 15
Diámetro Interno de los Tubos:	$Di = 21.082 \text{ mm}$	Tabla 15

La longitud nominal de los tubos del intercambiador de calor fue efectuada en base a las dimensiones del tanque de almacenamiento de agua previsto en la fábrica (ANEXO E).

Longitud total del tubo nominal: $L_{to} = 2 \text{ m}$

- Temperaturas.

Agua. Se debe considerar que en este tipo de sistema el serpentín debe estar sumergido en el tanque, el cual será llenado con agua a una temperatura de 55,4 °F (13 °C), que es la temperatura ambiente a la cual se encuentra el agua en la cisterna de almacenamiento de la curtiduría.

El valor de la temperatura del agua a la salida del tanque de almacenamiento debe alcanzar un máximo de 158 °F (70 °C) para las operaciones de engrase y un valor de 95 °F (35 °C) para las operaciones de lavado, Recromado y recurtido.

Para el diseño del intercambiador de calor acudimos a la (tabla 16) y se decidió como valor crítico la operación de lavado, debido a la mayor demanda energética que se produce en dicha operación.

Vapor. Temperatura de entrada y salida del vapor a 60 Psia en la línea de saturación. Con una presión de 60 Psia se ingresa en las tablas de vapor para encontrar la temperatura de saturación del agua.

Temperatura en la línea de saturación: $T_{v1} = T_{v2} = 292,7 \text{ }^\circ\text{F}$

Propiedades del vapor.

Volumen específico del vapor: $v = 7.174 \text{ ft}^3 / \text{lb}$

Densidad del vapor: $\rho_v = 0.13939 \text{ lb} / \text{ft}^3$

Calor latente de condensación: $h_{fg} = 915.4 \text{ BTU/lb}$

Flujo másico del vapor:

$$\dot{m} = \frac{q_{requerido}}{(h_{fg})} \quad (59)$$

Donde:

\dot{m} = Flujo másico de vapor

$q_{requerido}$ = Calor requerido

h_{fg} = Calor latente de condensación

Reemplazando datos con las propiedades del vapor en la ecuación anterior se tiene:

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{240365.34 \text{ BTU} * \text{lb}}{(915.4) \text{ hr} * \text{BTU}} \\ \dot{m} &= 262.580 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \end{aligned}$$

Volumen másico del vapor:

$$\dot{v} = \frac{\dot{m}}{\rho_v} \quad (60)$$

Donde:

\dot{v} = volumen másico del vapor

\dot{m} = masa específica del vapor

ρ_v = densidad del vapor

Reemplazando valores en la ecuación anterior se tiene:

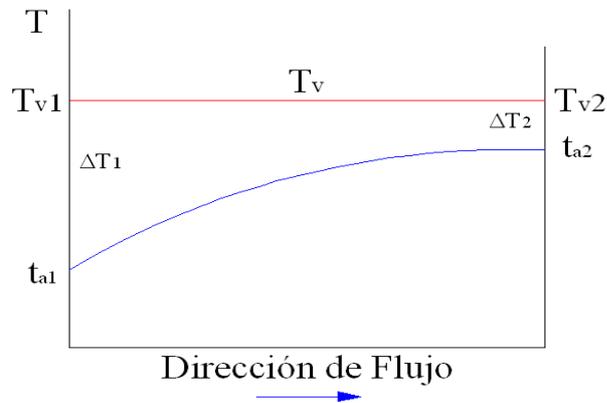
$$\dot{v} = \frac{262.58 \text{ lb} * \text{ft}^3}{0.1393 \text{ hr} * \text{lb}} = 1884.99 \frac{\text{ft}^3}{\text{hr}}$$

3.2.3.2 Cálculo de la LMTD. La diferencia media logarítmica ΔT_{ml} , determinamos a partir de la (ecuación 17).

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

ΔT_1 y ΔT_2 se calcula conforme la (ecuación 13) y (ecuación 14), además se observa el cambio de temperaturas en la siguiente figura.

Figura 37. Intercambio de calor en contra flujo y con cambio de fase.



Fuente. Análisis de los intercambiadores de calor. [24]

$$\Delta T_1 = T_{v1} - T_{a1} = 292.7 - 55.4 = 237.3 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_2 = T_{v2} - T_{a2} = 292.7 - 95 = 197.7 \text{ } ^\circ\text{F}$$

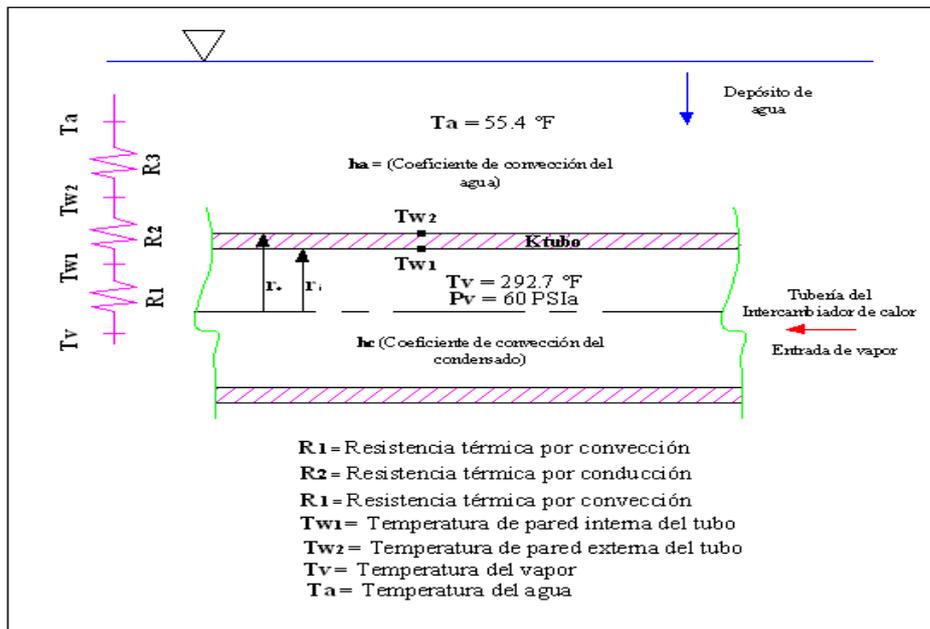
Reemplazando datos en (ecuación 17) se tiene el siguiente resultado:

$$\Delta T_{ml} = \frac{237.3 - 197.7}{\ln\left(\frac{237.3}{197.7}\right)}$$

$$\Delta T_{ml} = 216.89 \text{ } ^\circ\text{F}$$

3.2.3.3 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor U

Figura 38. Circuito térmico del calentador



Fuente. El coeficiente de transferencia de calor total. [25]

Para determinar este parámetro muy importante para el cálculo del área de transferencia de calor utilizamos la siguiente ecuación que se detalló con claridad en el marco teórico.

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{r_i}{k_{tubo}} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{r_i}{r_e h_a}}$$

Además es imprescindible mencionar que este valor calculado será comparado con U tabulados por constructores de intercambiadores de calor como son los de SpiraxSarco.

Las resistencias térmicas por convección y conducción se detallan a continuación, además cabe destacar que se desprecia la resistencia por el factor suciedad.

Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor h_a y h_c .

- Coeficiente convectivo de transferencia de calor en el exterior de los tubos (h_a)

Para el cálculo de este coeficiente de convección es necesario asumirse una temperatura en la superficie exterior de los tubos del intercambiador de calor.

Temperatura en la superficie de los tubos: $Tw_2 = 212$ °F, (valor asumido)

Temperatura de película del agua (Ecuación 36):

$$Tf = \frac{Tw_2 + Ta}{2}$$
$$Tf = \frac{212 + 55.4}{2}$$
$$Tf = 133.7 \text{ °F}$$

A temperatura de película del agua, según ANEXO F

$$Pr = 3,320$$

$$ka = 0,377 \text{ BTU / hr.ft.°F}$$

Para el cálculo del coeficiente convectivo en el exterior de los tubos, se emplea la (ecuación 37) y (ecuación 38), para determinar el valor de Nusselt.

Para utilizar dichas formulas y seleccionar la adecuada, primero es necesario el cálculo de Gr . Pr y poder saber si el flujo es laminar o turbulento.

Se emplea la (ecuación 33):

$$Gr = \left(\frac{g \cdot \beta \cdot \rho^2}{\mu^2} \right) \Delta T \cdot x^3$$

$$\left(\frac{g \cdot \beta \cdot \rho^2}{\mu^2} \right) = 335028000 \text{ 1 / °F} \cdot \text{ft}^3 \quad (\text{ANEXO F}), \text{ con temperatura de película.}$$

$$x = De = 0,07291667 \text{ ft}$$

$$\Delta T = (212 - 55.4) \text{ °F}$$

Reemplazando valores y resolviendo las operaciones se obtiene el número de Grashof:

$$Gr = 20340109,35$$

El producto de Grashof por Prandtl arroja el siguiente resultado: Gr . Pr = 67534858,27

ASHRAE recomienda para este valor un flujo laminar según (ecuación 37)

$$Nu = 0.56 (Gr \cdot Pr)^{0.25}$$

$$Nu = 50,766$$

De la (ecuación 30) se despeja el coeficiente convectivo y se reemplazan los valores:

$$ha = \frac{Nu \cdot k}{Lc}$$

$$ha = \frac{(50,766)(0,377)}{0,07291667} \frac{BTU}{hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

$$ha = 262.807 \frac{BTU}{hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

- Coeficiente convectivo de transferencia de calor en el interior de los tubos h_c

Para calcular este coeficiente se tiene recomendaciones de Chato y de ASHRAE, por cuestiones que el anterior coeficiente convectivo fue desarrollado mediante fórmulas de ASHRAE, se prosigue con la misma referencia.

Para el cálculo de este coeficiente de convección es necesario asumirse una temperatura en la superficie interior de los tubos del intercambiador de calor.

Temperatura en la superficie de los tubos: $T_{w1} = 287.7 \text{ } ^\circ F$, (valor asumido)

En tablas con la temperatura de saturación del líquido se encuentra las propiedades del condensado.

$$C_{pc} = 1,027 \text{ BTU} / \text{lb} \cdot ^\circ F$$

$$\mu_c = 1,31 \times 10^{-4} \text{ lb} / \text{ft} \cdot \text{s} = 0.47 \text{ lb} / \text{ft} \cdot \text{hr}$$

$$\rho_c = 57,519 \text{ lb} / \text{ft}^3$$

$$k_c = 0,3951 \text{ BTU} / \text{hr} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ F$$

Para el cálculo del coeficiente de calor en el exterior de los tubos, se emplea la (ecuación 41) y (ecuación 42).

ASHRAE recomienda:

$$\frac{D_i \cdot Gv}{\mu_c} < 5000$$

$$\frac{h_c \cdot D_i}{k_c} = 0.1 \left(\frac{C_{pc} \cdot \mu_c}{k_c} \right)^{1/3} \left(\frac{h_{fg}}{C_{pc} \cdot \Delta T} \right)^{1/6} \left[\frac{D_i \cdot Gv}{\mu_c} \left(\frac{\rho_c}{\rho_v} \right)^{0.5} \right]^{2/3}$$

Donde $G_c = G_v$

$$G_v = \frac{\dot{m}_v / N \text{ de tubos}}{A_i}$$

$$G_v = \frac{262.58 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} / 8.86}{0.003757367 \text{ ft}^2}$$

$$G_v = 7887.590 \frac{\text{lb}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2}$$

De (ecuación 42) se tiene:

$$\frac{D_i \cdot G_c}{\mu_c} < 5000$$

$$\frac{0.069166667 * 7887.590}{0.47} < 5000$$

$$1160.76 < 5000$$

Para seleccionar la (ecuación 41) es necesario comprobar si está dentro del rango:

$$20000 < \frac{D_i \cdot G_c}{\mu_c} \left(\frac{\rho_c}{\rho_v} \right)^{0.5} < 100000$$

$$20000 < \frac{0.069166667 * 7887.590}{0.47} \left(\frac{57.519}{0.1392} \right)^{0.5} < 100000$$

$$20000 < 23587.481 < 100000$$

Como este valor está dentro de los rangos podemos utilizar la (ecuación 41) para determinar h_c .

$$\frac{h_c \cdot D_i}{k_c} = 0.1 \left(\frac{Cp_c \cdot \mu_c}{k_c} \right)^{1/3} \left(\frac{h_{fg}}{Cp_c \cdot \Delta T} \right)^{1/6} \left[\frac{D_i \cdot G_v}{\mu_c} \left(\frac{\rho_c}{\rho_v} \right)^{0.5} \right]^{2/3}$$

$$\frac{h_c D_i}{k_c} = 0.1 \left(\frac{1.027 * 0.47}{0.3951} \right)^{1/3} \left(\frac{915.4}{1.027 * 5} \right)^{1/6} (23587.481)^{2/3}$$

$$\frac{h_c D_i}{k_c} = 208.610$$

Despejando h_c se tiene:

$$h_c = 208.610 \frac{k_c}{Di}$$

$$h_c = 208.610 \frac{0.3951}{0.069166667}$$

$$h_c = 1191.643 \frac{BTU}{hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

Después de calcular los coeficientes tanto para el exterior de los tubos como para el interior, solo queda reemplazar los datos en (ecuación 48).

Seleccionamos el coeficiente de conductividad del material a temperatura media entre el vapor y el agua.

$$T_m = \frac{T_v + T_a}{2}$$

$$T_m = \frac{55,4^\circ F + 292,7^\circ F}{2}$$

$$T_m = 174,05^\circ F$$

$k_{tubo} = 0.2407 \text{ BTU} / \text{hr} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ F$, en (ANEXO G)

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{r_i}{k_{tubo}} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) + \frac{r_i}{r_e h_a}}$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{1191.643} + \frac{0.03458333}{0.24074784} \ln \frac{0.03645833}{0.03458333} + \frac{0.03458333}{0.03645833 * 262.807}}$$

$$U_i = 83.210 \frac{BTU}{hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

Para el cálculo de los coeficientes convectivos se asumieron las temperaturas de las paredes de los tubos del intercambiador de calor T_{w1} y T_{w2} . Para ajustar estos valores se realiza un proceso de iteración y los resultados finales se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 17. Resultado de iteraciones para ajuste de temperaturas Tw1 y Tw2

# It.	Tw ₁ °F	Tw ₂ °F	h _a BTU/hr.ft ² .°F	h _c BTU/hr.ft ² .°F	U _i BTU/hr.ft ² .°F
1	287,7	212	262,807	1213,659	83,210
2	276,430	126,670	112,709	997,000	58,811
3	278,702	172,854	223,225	1022,307	78,051
4	274,582	134,106	151,766	979,284	67,313
5	276,389	155,238	199,856	996,575	74,995
6	274,842	139,866	170,641	981,646	70,611
7	275,631	148,545	189,657	989,059	73,546
8	275,055	142,688	178,366	983,603	71,843
9	275,367	146,065	185,642	986,540	72,951
10	275,152	143,856	181,353	984,516	72,303
11	275,273	145,143	184,111	985,644	72,721
12	275,192	144,309	182,485	984,885	72,475
13	275,238	144,798	183,535	985,315	72,634
14	275,207	144,482	182,910	985,028	72,539
15	275,225	144,669	183,318	985,193	72,600
16	275,224	144,668	183,070	985,081	72,563

Los constructores de intercambiadores de calor proporcionan rangos de valores de U con el propósito de comodidad y rapidez para el diseño. Por lo tanto es recomendable y seguro recurrir a estas tablas con el fin de hacer un buen proyecto.

En la siguiente tabla se presenta los rangos de los coeficientes de transferencia de calor para serpentines sumergidos en agua.

Tabla 18. Rangos de coeficientes de transferencia de calor (U)

Table 26: Heat Emission Rates from Pipes Submerged in Water	
Published Overall Heat Transfer Rates	Btu/ft ² h °F
Tank Coils, Steam/Water (Temperature difference 50°F)	100 to 225
Tank Coils, Steam/Water (Temperature difference 100°F)	175 to 300
Tank Coils, Steam/Water (Temperature difference 200°F)	225 to 475
Reasonable Practical Heat Transfer Rates	
Tank Coils, low pressure with natural circulation	100
Tank Coils, high pressure with natural circulation	200
Tank Coils, low pressure with assisted circulation	200
Tank Coils, high pressure with assisted circulation	300

Fuente. Transferencia de calor [26]

3.2.3.4 Cálculo del área de transferencia de calor. El área requerida de transferencia de calor, se despeja de la (ecuación 2).

$$q_{requerido} = U * A * F * \Delta T_{ml}$$

Despejando A se tiene:

$$A = \frac{q_{requerido}}{U * F * \Delta T_{ml}} \quad (61)$$

Para calcular el área de transferencia de calor se utiliza el calor requerido calculado que es de 240365.34 BTU/hr, la diferencia media logarítmica que es de 216.89 °F y el coeficiente de transferencia de calor U que se lo obtuvo mediante cálculo y también mediante tabla de la SpiraxSarco con valor de $U = 100 \text{ BTU/ft}^2\text{h}^\circ\text{F}$

Reemplazando datos en la (ecuación 61) se tiene:

$$A = \frac{q_{requerido}}{U * F * \Delta T_{ml}}$$

$$A = \frac{240365,34}{100 * 1 * 216,89} \left[\frac{\text{BTUft}^2 \text{ hr } ^\circ\text{F}}{\text{hr BTU } ^\circ\text{F}} \right]$$

$F = 1$, porque existe cambio de fase

$$A = 11,1 \text{ ft}^2$$

3.2.3.5 Longitud total de tubería y número de tubos. Con el área de transferencia de calor se procede a calcular la longitud total de tubería así como el número de tubos que entraría en el intercambiador de calor.

Diámetro nominal de los tubos: $D_n = 3/4" = 0.0625 \text{ ft}$

Área de transferencia de calor: $A = 11,1 \text{ ft}^2$

Longitud total de tubería:

$$L = \frac{A}{\pi * D_n} \quad (62)$$

Donde:

L = Longitud total de tubería del serpentín.

A = Área de transferencia de calor.

D_n = Diámetro nominal de la tubería de cobre.

$$L = \frac{11,1 \text{ ft}^2}{\pi * 0,0625}$$

$$L = 56,53 \text{ ft} = 17,24 \text{ m}$$

Número de tubos del serpentín:

$$N_{tubos} = \frac{L}{L_{tubos}} \quad (63)$$

Donde:

N_{tubos} = Numero de tubos

L = longitud total de tubería

L_{tubos} = longitud de los tubos en el serpentín

$$N_{tubos} = \frac{17,24 \text{ m}}{2 \text{ m}}$$

$$N_{tubos} = 8,62 \cong 9$$

3.2.3.6 Validación de la tubería del serpentín. Se ha seleccionado la tubería, ahora es necesario e indispensable someter la tubería a comprobación y de esta manera estar seguros de haber seleccionado correctamente la tubería para el intercambiador de calor.

Primero se debe determinar la cantidad de volumen másico que debe transitar por cada tramo de tubería del serpentín, el cual lo detallamos a continuación.

Volumen másico que circula por cada uno de los tubos del serpentín. El volumen másico del vapor calculado según (ecuación 59) se divide para el número total de tubos del serpentín con el objetivo de determinar cuál es la cantidad de volumen másico que atraviesa por cada uno de los tubos del serpentín y poder determinar la velocidad dentro de los tubos.

$$\dot{v}_{tubo} = \frac{\dot{v}}{N_{tubos}} \quad (64)$$

Donde:

\dot{v}_{tubo} = Volumen másico que circula por cada tubo

\dot{v} = Volumen másico total que entrega la caldera

N_{tubos} = Número de tubos del serpentín

$$\dot{v}_{tubo} = \frac{1884.99 \frac{ft^3}{h}}{10 \text{ tubos}}$$

$$\dot{v}_{tubo} = 188.499 \frac{ft^3}{h} / tubo$$

Para que la tubería del serpentín este seleccionada correctamente, la velocidad del vapor que circula por su interior debe estar dentro del rango de $v < 25 \text{ m/s}$.

Comprobación de la velocidad del vapor dentro de la tubería del serpentín

Datos de la tubería del serpentín:

$$D_n = 3/4'' = 0,0625 \text{ ft}$$

$$A = 0,0030679 \text{ ft}^2$$

$$v = \frac{\dot{v}_{tubo}}{A} \quad (65)$$

Donde:

v = Velocidad del vapor dentro de la tubería del serpentín

\dot{v}_{tubo} = Volumen másico que circula por cada tubo

A = Área transversal de la tubería del serpentín

Reemplazando datos en ecuación anterior se tiene:

$$v = \frac{188.499 \frac{ft^3}{h}}{0,0030679 \text{ ft}^2}$$

$$v = 61442.3547 \frac{ft}{h}$$

$$v = 5,20 \frac{m}{s}$$

De lo calculado se deduce que la velocidad del vapor está dentro de lo establecido, esto indica que la tubería para el serpentín esta seleccionada correctamente.

3.2.4 Diseño hidráulico. Las pérdidas en el interior de los tubos son muy pequeñas, ya que el uso de la trampa de vapor hace que el fluido caliente quede retenido en el sistema. A pesar de lo mencionado se procede a calcular dichas pérdidas.

Datos requeridos:

$$V = 5,2 \text{ m/s}$$

$$\rho = 2,23 \text{ Kg/m}^3$$

$$\mu = 0,000153 \text{ Kg/m s}$$

$$d = 0,021082 \text{ m}$$

$$L = 2 \text{ m}$$

Antes de calcular la caída de presión se determina en primera instancia el número de Reynolds con la (ecuación 32), esto para determinar si se encuentra en flujo laminar o turbulento.

$$Re = \frac{(V)(d)(\rho)}{(\mu)}$$

$$Re = \frac{(5,2)(0,021082)(2,23)}{(0,000153)}$$

$$Re = 1597,8$$

Como se mencionó si el número de Reynolds es menor de 2000 el flujo será laminar y si es mayor de 4000 el flujo será turbulento. Entonces se determina que el flujo es laminar ya la ecuación utilizada para flujo laminar es:

$$f = \frac{64}{Re}$$

$$f = \frac{64}{1597,8}$$

De donde se obtiene, $f = 0,04$

En la (ecuación 56) de diseño hidráulico reemplazando datos se obtiene:

$$\Delta P_T = (0,04) \left(\frac{2}{0,021082} \right) \frac{(2,23)(5,2)^2}{2}$$

$$\Delta P_T = 114,4 \text{ Pa} = 0,0166 \text{ Psi}$$

Como el cálculo se realizó para un solo tubo se debe multiplicar por el número total.

Entonces: $\Delta PT = 0,0166 \times 10 = 0,166$ Psi

3.2.5 Diseño mecánico. En primera instancia se determinó la presión de diseño mediante (ecuación 58) y se tiene que presión de diseño es igual a 1.5 Po.

$P_o = 50$ PSI

$P = 1.5 * 50$ PSI = 75 PSI

En la siguiente tabla, se indica la norma que lo rige y el valor del Esfuerzo máximo permisible del material con su respectiva referencia.

Tabla 19. Características y esfuerzo máximo disponible de los materiales

Descripción	Especificación	S (psi)	Radio interior (mm)	Referencia
Tubos Cu	ASTM B-88	4700	10.541	ANEXO C
Cabezales	ASTM A-53-Gr B	17100	28.195	ANEXO D

3.2.5.1 Espesor de los tubos. En esta sección, se va a verificar el espesor de los tubos, determinado en el diseño térmico mediante la (ecuación 57).

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0.6 * P}$$

$P = 75$ Psi

$R = 10.541$ mm

$S = 4700$ Psi

$E = 1$

$$t = \frac{75 * 10.541}{4700 * 1 - 0.6 * 75}$$
$$t = 0.1698 \text{ mm}$$

Como el espesor calculado es mucho menor al del tubo seleccionado, se justifica la selección del tubo de cobre tipo L.

3.2.5.2 Cabezales. Verificación del espesor de los tubos del cabezal, determinado en el diseño térmico mediante la (ecuación 57).

$$t = \frac{P * R}{S * E - 0.6 * P}$$

$P = 75$ Psi

$$R = 28.195 \text{ mm}$$

$$S = 17100 \text{ Psi}$$

$$E = 1$$

$$t = \frac{75 * 28.195}{17100 * 1 - 0.6 * 75}$$
$$t = 0.124 \text{ mm}$$

A este valor calculado sumamos 3 mm por efectos de corrosión, quedando justificada su selección.

3.3 Selección de equipos y accesorios

El objetivo de este capítulo es seleccionar los equipos y accesorios necesarios para el sistema de agua caliente de la fábrica en cuestión.

A continuación se describe el procedimiento y criterios empleados para la selección de estos equipos.

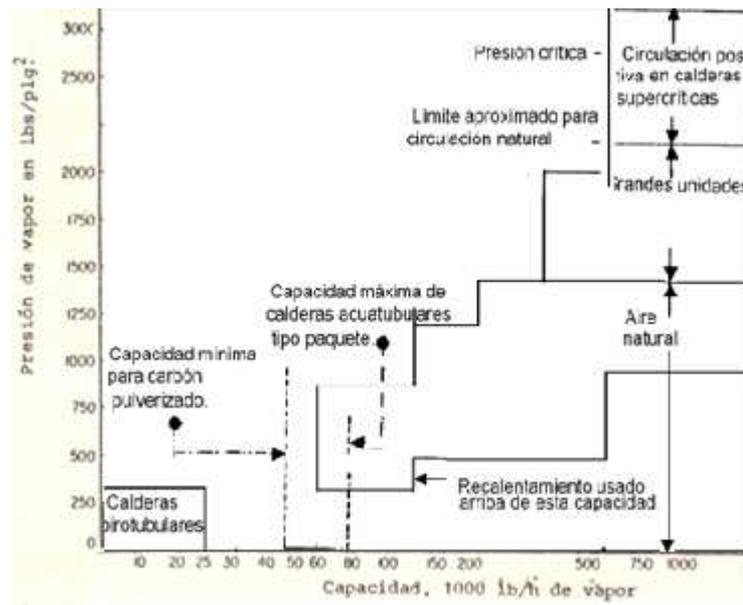
3.3.1 Selección del generador de vapor. En esta parte se procederá a describir todas las consideraciones que se hicieron para seleccionar el generador de vapor.

Los factores que se consideraron para seleccionar la caldera fueron los siguientes:

- a) Tipo de caldera a utilizar
- b) Capacidad de la caldera.
- c) Tiempo de operación diaria de la caldera
- d) Agua de alimentación.
- e) Disponibilidad de energía eléctrica

a)Tipo de caldera a utilizar. A continuación se muestra un gráfico que ayuda a determinar qué tipo de caldera es conveniente usar. Esto se determina en función de la presión de trabajo y de la cantidad de vapor que se necesita.

Figura 39. Relación de presión - capacidad para seleccionar tipo de caldera.



Fuente. www.cie.unam.mx/ojs/puv/pub/heatexchanger.pdf

En la figura anterior se puede apreciar que para presiones inferiores a 250 psi y capacidades inferiores a 25000 lb/h, se recomiendan usar calderas pirotubulares. Para este proyecto, se recomienda usar calderas pirotubulares.

b) Capacidad de la caldera. La capacidad de la caldera se refiere a los caballos calderas (BHP), o lb/h a una determinada presión, que puede entregar una caldera. Para determinar dicha capacidad, se recurrió a la (tabla 14) que nos proporciona los calores requeridos para cada operación, para lo cual se debe seleccionar los valores extremos, en este caso se debe optar por un generador de vapor de 7.2 BHP.

Debido a condiciones económicas, no es posible la adquisición de este equipo mediante la utilización de un catálogo o un fabricante con sello ASME. Por dicha razón se ha recurrido a constructores con un tipo de conocimiento y experiencia, pero sin un sello que acredite su trabajo.

Al no tener estos fabricantes un catálogo para seleccionar un caldero, se procede a comparar con constructores de renombre internacional y establecer si dicho equipo cumplirá con la demanda de energía.

El caldero seleccionado está compuesto de 28 tubos de 2" de diámetro y longitud de 3.28 ft, lo cual da un área de transferencia de calor de 48 ft², además se debe sumar el área de los espejos que es de 7.06 ft², entonces se tiene un área total de transferencia de

calor de 55.06 ft². Se debe saber que la potencia del caldero es proporcional al área de transferencia de calor, lo cual se afirma según algunos constructores mediante la siguiente relación.

$$5 \div 7 = \frac{\text{Área de transferencia de calor (ft}^2\text{)}}{\text{Potencia (BHP)}}$$

La potencia del caldero puede variar de acuerdo al rango de valores que se seleccione entre cinco y siete. Siendo un valor de cinco para constructores que trabajan bajo ciertas normas de estandarización, en nuestro caso tomaremos el valor más extremo.

$$\text{Potencia (BHP)} = \frac{55.06 \text{ ft}^2}{7} = 7.9$$

Con esta potencia, el caldero produce 259 lb/hr de vapor y si se compara con catalogo YORK - SHIPLEY (ANEXO H) y seleccionando el más próximo a nuestra necesidad se puede apreciar que tiene una capacidad de 240 lb/hr a 212 °F, lo que significa que está dentro del rango establecido de potencia.

- Corrección de la potencia de la caldera por altitud.

Capacidad de evaporación (lb/hr).

Es la cantidad de vapor que produce una caldera bajo determinadas condiciones de presión absoluta y temperatura del agua de alimentación.

Factor de evaporación:

$$Fe = \frac{h_v - h_a}{h_{fg}}$$

Donde:

h_v = Entalpia especifica del vapor.

h_a = Entalpia especifica del agua de alimentación de la caldera.

h_{fg} = 970.3 BTU/lb, Calor latente de condensación a presión de 14.7 PSIA

La caldera se instala en la ciudad de Ambato (11.35 PSI), funciona a P = 50 PSIG con agua de alimentación a 55.4 °F.

$$P_{abs} = 50 \text{ PSIG} + 11.35 \text{ PSI}$$

$$P_{abs} = 61.35 \text{ PSIA}$$

Presión de funcionamiento de la caldera:

$$61.35 \text{ PSia} \left\{ \begin{array}{l} h_v = h_g = 1178.005 \text{ BTU/lb} \end{array} \right.$$

Agua de alimentación a la caldera:

$$55.4 \text{ }^\circ\text{F} \left\{ \begin{array}{l} h_a = 23.5 \text{ BTU/lb} \end{array} \right.$$

$$Fe = \frac{1178.005 - 23.5}{970.3}$$
$$Fe = 1.1898$$

Capacidad que debe tener la caldera para ser instalada en la ciudad de Ambato:

$$q = \dot{m}_v Fe h_{fg}$$
$$q = (262)(1.1898)(915.4)$$
$$q = 285355.445 \text{ BTU/hr}$$
$$q = 8.5 \text{ BHP}$$

La capacidad real de la caldera para ser instalada en la ciudad de Ambato debe ser de 8.5 BHP. Comparando este valor con la potencia del caldero seleccionado se puede deducir que está muy próxima, de tal manera que el generador de vapor cumple la principal condición para el perfecto funcionamiento del sistema.

c)Tiempo de operación diaria de la caldera. Como se trata de una fábrica para el proceso de cuero, los volúmenes de agua caliente pueden ser requeridos a cualquier hora del día, la caldera y todo el sistema deben estar en capacidad de operar durante las 24 horas. Esto no quiere decir que la caldera va a operar de forma continua, todo lo contrario según la (tabla 9) se puede apreciar los requerimientos de agua de forma intermitente.

En la siguiente tabla se muestra los tiempos que estaría en funcionamiento la caldera en los casos más críticos de trabajo para cada una de las operaciones requeridas en el procesamiento de pieles.

Tabla 20. Tiempo de funcionamiento de la caldera.

OPERACIÓN	Lavado	Recromado	Recurtido	Engrasado
Temperatura (°C)	35 °C	35 °C	35 °C	70 °C
Tiempo (min)	30,00	30,00	15,00	77,80

Haciendo la sumatoria de estos tiempos se puede deducir que la caldera estará en funcionamiento durante 152,8 minutos o 2,55 horas diarias.

d) Agua de alimentación. Es muy importante considerar este factor, pues se debe recordar que la materia prima para producir el vapor es el agua, y la calidad de esta influirá en la vida útil de la caldera.

Como el agua que se emplea para reponer al tanque de condensado, es la que proviene de la red de agua potable de la ciudad, se considera necesario emplear químicos para mejorar su calidad y de esta forma prolongar la vida de la caldera así como de sus equipos.

e) *Disponibilidad de energía eléctrica.* En cuanto al suministro de energía eléctrica se refiere, no existen problemas, pues se tiene acceso a esta sin ningún problema. Lo único que hay que considerar es que todos los equipos deben funcionar con una conexión monofásica 110 V a una frecuencia de 60 Hz, o una conexión monofásica o trifásica de 220 V a una frecuencia de 60 Hz.

3.3.2 Selección de los equipos de automatización. Como se mencionó en los capítulos anteriores, el objetivo de nuestra tesis es a más de calentar el agua, involucrar una cierta tecnología (automatización) la cual nos proporcione el control de las temperaturas de calentamiento.

Entonces en nuestro diseño, para su automatización se opta por seleccionar un controlador de temperatura (Termostato), el cual a través de una termocupla censa la temperatura de calentamiento, y esta a su vez envía una señal a una electroválvula instalada en la entrada del intercambiador de calor, esta electroválvula cierra el paso de vapor, estableciendo la temperatura a la cual se ha seteado en el controlador.

3.3.2.1 Selección del Controlador de temperatura. La selección del controlador de temperatura se lo realizó en base a la necesidad en la curtiduría, es decir tomando en cuenta el diferencial de temperatura necesaria, la temperatura máxima y mínima de

calentamiento y ciertas restricciones requeridas, es así que se ha seleccionado el controlador MT-511 Ri como se observa en el (ANEXO I).

3.3.2.2 Selección de la electroválvula. Una electroválvula es una válvula electromecánica, diseñada para controlar el flujo de un fluido a través de un conducto como puede ser una tubería. La válvula está controlada por una corriente eléctrica a través de una bobina solenoidal. Existen numerosos tipos de válvulas diseñadas para cierto tipo de uso, la mala elección de estas puede llevar al mal funcionamiento y así acortar la vida útil, lo que conlleva a un aumento excesivo de costos.

Para seleccionar una electroválvula hay que considerar el tipo de fluido, presión, y el tipo de energía eléctrica, entre otros. Tomando en cuenta estos parámetros se seleccionó la electroválvula modelo 8220 según (ANEXO J).

3.3.2.3 Selección de la trampa de vapor. En este sistema a vapor se decidió instalar una trampa de vapor a la salida del I. C¹. No se instalaron trampas para drenar las tuberías de vapor porque estas tienen longitudes inferiores a los 45 m.

Para poder seleccionar una trampa de vapor se deben conocer los siguientes datos del sistema de retorno de condensado:

Factor de seguridad recomendado.

Caudal de condensado que va a separar.

Presión máxima permitida.

Presión diferencial entre la entrada y salida de la trampa.

En (ANEXO K) se presenta una guía para la selección de trampas de vapor.

Para los calentadores de agua, según anexo la más apropiada en el caso del I. C. de serpentín, la trampa recomendada sería la de flotador & termostática o de Balde Invertido.

A continuación se dimensiona la trampa de vapor que se necesita instalar a la salida del intercambiador de calor.

¹I.C. Intercambiador de calor

Como se mencionó anteriormente el primer dato que se debe tener es el factor de seguridad, que para esta trampa será dos. Este factor se lo seleccionó basado en las recomendaciones que se muestran en el manual “Trampas de vapor” publicado por la compañía Armstrong International, Inc. en el cual se recomienda emplear un factor de seguridad de dos en calentadores de agua.

El caudal de condensado que se emplea para dimensionar la trampa de vapor es resultado de multiplicar el factor de seguridad por la cantidad de condensado que se espera tener.

Se espera que se condense todo el vapor, por lo tanto el caudal de condensado es el mismo que el de vapor, es decir 262.5 lb/h, por lo tanto el caudal a emplearse será de 525 lb/h.

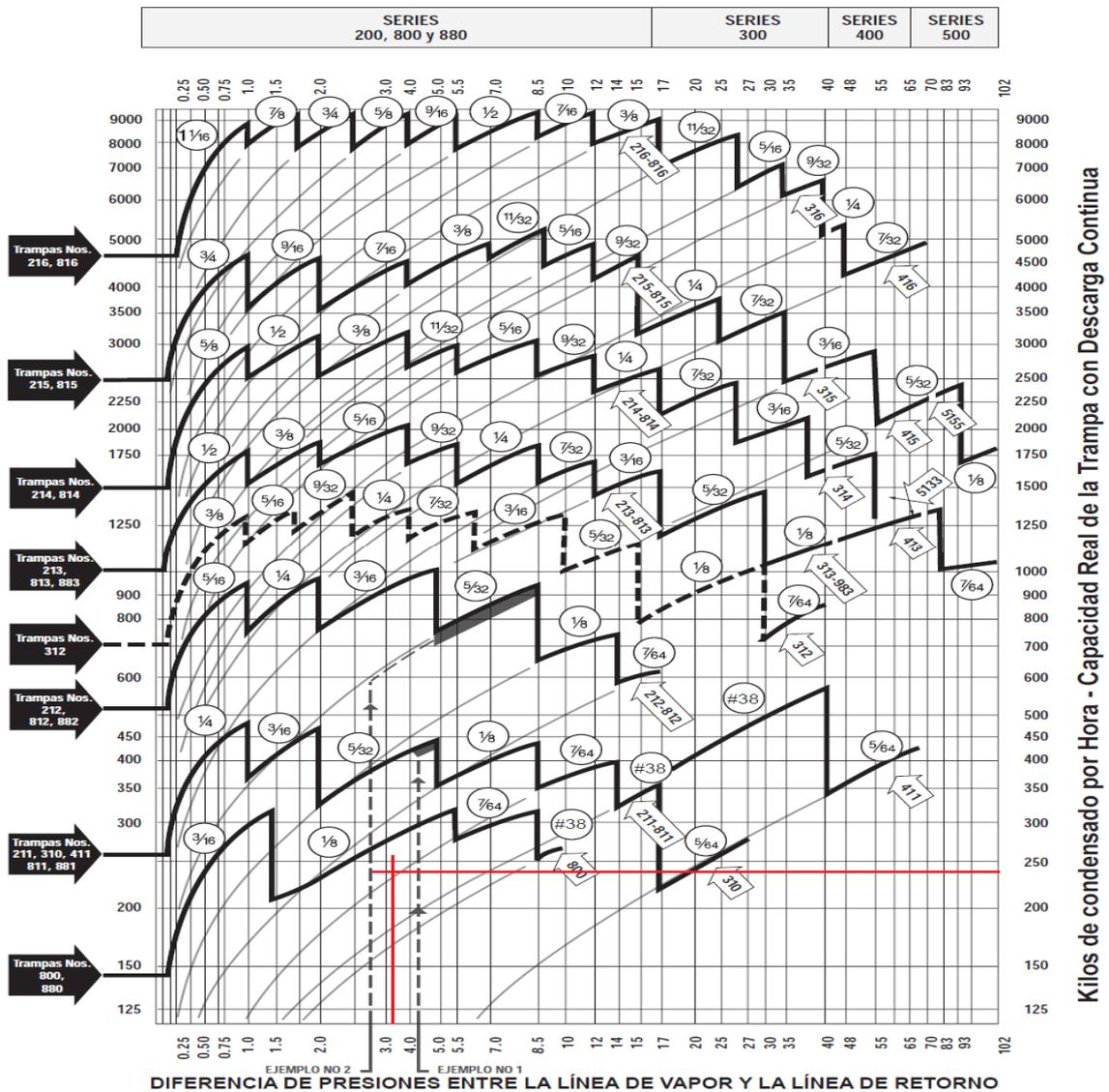
La presión máxima de operación debe ser 60 psi (4,13 bar), esto se justifica porque esta será la presión de operación del equipo en donde se colocará la trampa.

Finalmente se determinará la presión diferencial de la trampa de vapor. Como el tanque de condensados operará a una presión de 11,35psi (0,7825 bar), y se debe considerar que la caída de presión en la línea de condensado incluyendo la caída a través de la trampa es de 0,92psi (0,063 bar) aproximadamente, entonces la presión diferencial debe ser como máximo 47,62psi (3,28 bar).

Resumiendo todo lo mencionado en esta sección se tiene que para el I. C. de serpentín sumergido se debe emplear una trampa de balde invertido con una capacidad de 525 lb/h y a una presión diferencial de 47,62psi (3,28 bar).

La siguiente figura muestra un gráfico de carga de condensado versus presión diferencial en trampas de vapor de Balde invertido, en la que se puede ver que la trampa apropiada para nuestro sistema es de la serie 811.

Figura 40. Carga de condensado versus presión diferencial en trampas de vapor de Balde Invertido.



Fuente: Capacidades de las Trampas de Balde Invertido [27]

De la figura anterior se puede concluir que la trampa de la serie 811 de 1" es apropiada para ser instalada en el intercambiador de calor. Los datos característicos se pueden observar en el (ANEXO L).

3.3.3 Selección de la línea de vapor. Para seleccionar el diámetro apropiado de las tuberías de vapor se deben considerar los siguientes parámetros:

Caudal másico: Es la cantidad de vapor en kg/h que fluye a través de la tubería que se desea dimensionar.

Presión de vapor: Es la presión del vapor que se registra al inicio de la tubería que se desea dimensionar.

Longitud total de la tubería: Es la longitud de la tubería que se desea instalar más la longitud equivalente debido a la presencia de accesorios como válvulas, codos, conexiones, etc.

La tubería a ser usada en la línea de vapor es de tipo cédula 40 construida en un acero ASTM A53 grado B. Al buscar este tipo de tubería en el manual de la empresa DIPAC se puede apreciar que está disponible en los diámetros que se necesita y que tiene una presión de prueba de 700 Psi, por lo cual se concluye que es el tipo de tubería apropiada para esta instalación ver (ANEXO C).

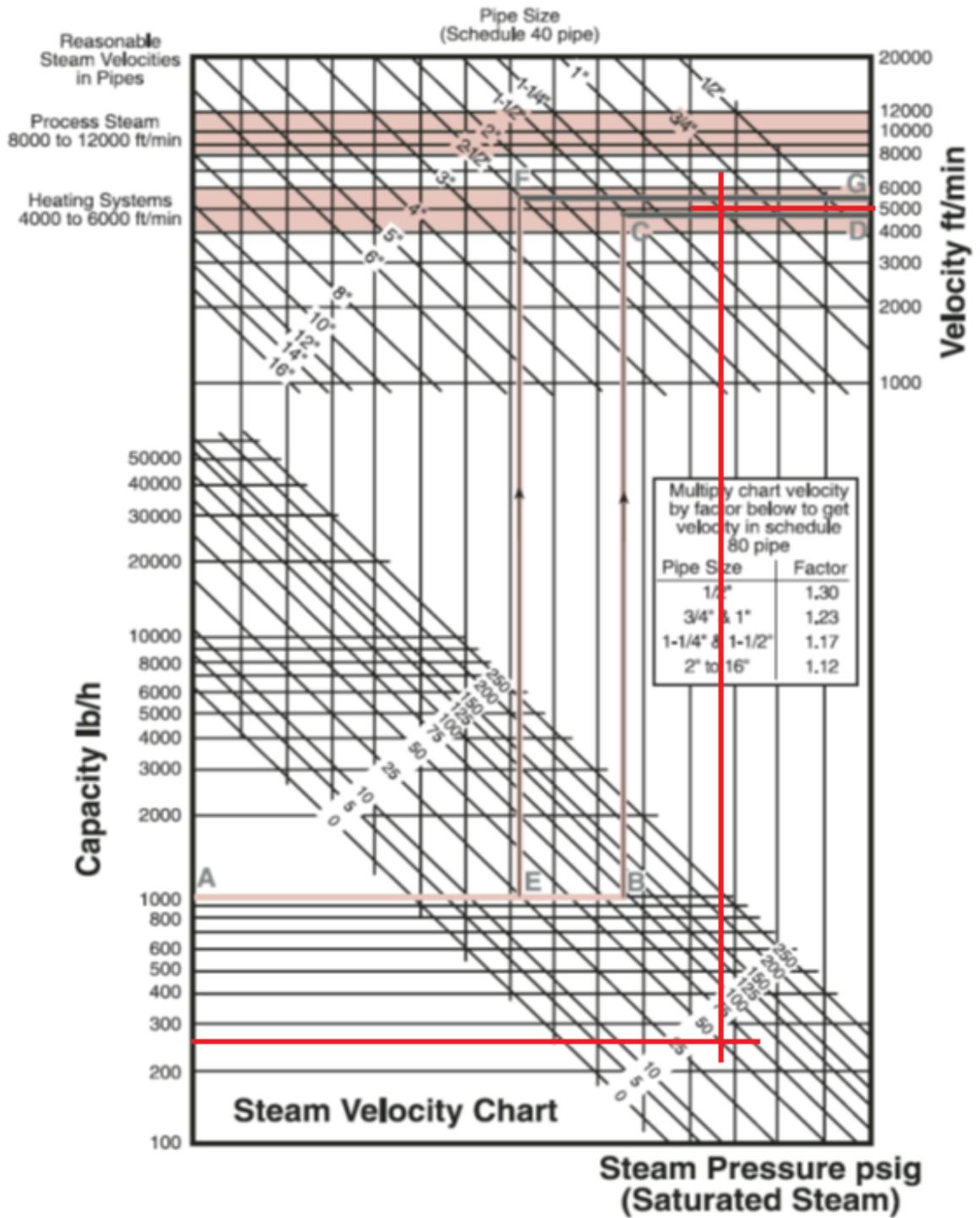
Para dar inicio al dimensionamiento de las tuberías de vapor se debe poner atención en el plano 1, que muestra el isométrico de la instalación. La longitud total de la línea de vapor desde el generador de vapor al calentador es de 5.80 m.

Primero se debe determinar el caudal másico de vapor que circulara por la línea de vapor, es decir debe pasar todo el vapor que puede producir una caldera, que en nuestro caso es de 262.5 lb/h.

Para determinar el diámetro que debe tener la tubería de vapor se empleará el criterio de la velocidad máxima permisible. La figura muestra un diagrama que permite determinar la velocidad del vapor que fluye en una tubería de un diámetro determinado en función del caudal másico y de la presión del mismo.

El trazado de la línea roja en la siguiente figura representa el caso de estudio de este trabajo.

Figura 41. Diámetro y velocidad en líneas de vapor.



Fuente: Medidas de las velocidades en las líneas de vapor. [28]

En la figura anterior se puede apreciar que las velocidades de vapor se encuentran dentro de los límites establecidos, que son 24.38 m/s y 36.58 m/s y que fueron mencionados en anteriores capítulos.

3.3.3.1 Aislamiento térmico de la tubería de vapor. Se decide emplear cañuelas de lana de vidrio rígida para aislar toda la tubería de vapor ya que se encuentran fácilmente en el mercado para el diámetro que se empleara, todo el aislamiento debe ser protegido con una cubierta de aluminio con un espesor 0.5 mm para protegerlo del ambiente.

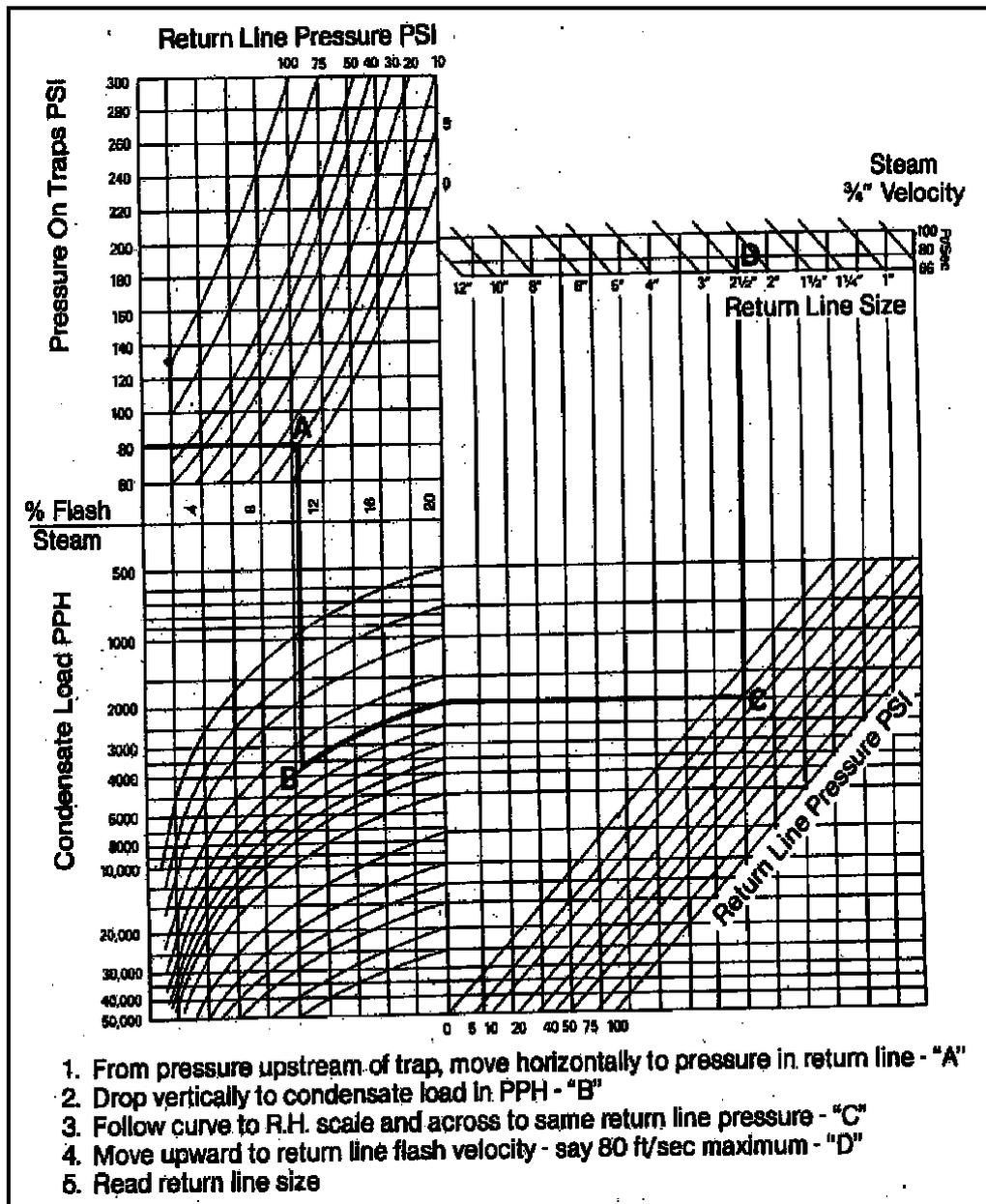
Los espesores de aislamiento serán de 1” y de esta manera se conseguirá temperaturas en la superficie que se encuentren alrededor de los 40 °C. Para obtener información sobre las cañuelas se empleó la ficha técnica del fabricante FiberGlass que se muestra en el (ANEXO M).

3.3.4 Selección de la línea de condensado. Para dimensionar tuberías de retorno de condensado se deben conocer el caudal de condensado que transportará la tubería, la presión del sistema a vapor, la presión y velocidad permisible en la tubería de retorno.

La tubería a ser empleada en el sistema de retorno de condensado es del mismo tipo que la que se empleará en la línea de vapor; es decir, tubería cédula 40 construida en un acero ASTM A53 grado B.

Para determinar el caudal de diseño se debe conocer el caudal de régimen que en nuestro caso es de 262,5 lb/h. Para determinar el diámetro óptimo de la tubería de retorno de condensado se empleará la siguiente figura que se muestra a continuación, para lo cual se utilizará los datos de presión a la entrada de la trampa de vapor, cantidad de condensado, presión de la línea de condensado y la velocidad máxima permisible de la línea de condensado.

Figura 42. Selección de tuberías de retorno de condensado.



Fuente: Línea de condensado. [29]

Es importante mencionar que la línea gruesa que se muestra en la figura anterior no representa el caso de estudio de este trabajo, solo es un ejemplo de la referencia bibliográfica de donde se obtuvo el grafico.

Con la presión a la entrada de la trampa de vapor que es 50 Psig, con una línea de condensado que descarga a la atmosfera, y un caudal de condensado de 262,5 lb/h; según la (figura 42),se obtiene un diámetro de tubería de retorno de condensado de 1".

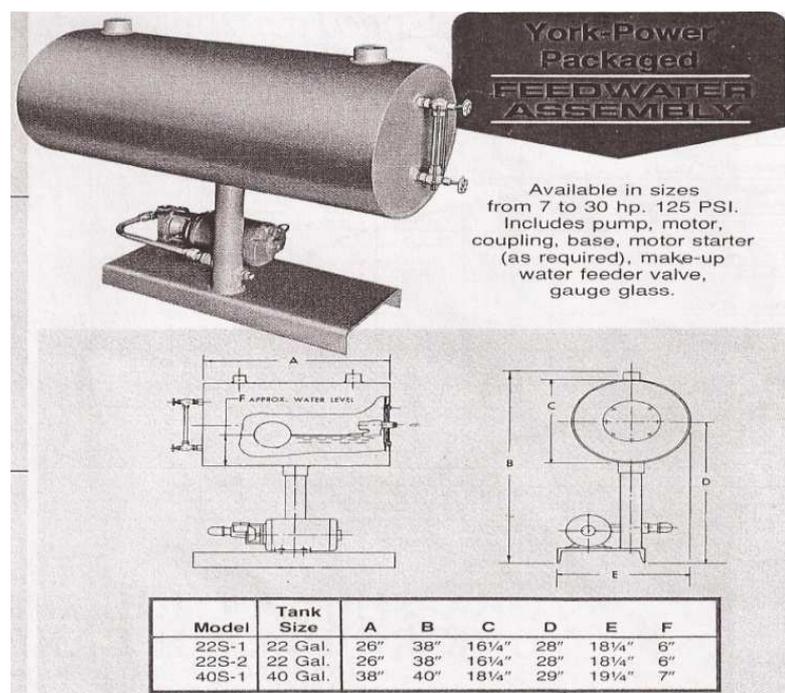
3.3.4.1 Aislamiento térmico de la tubería de condensado. Se decide emplear cañuelas de lana de vidrio rígida para aislar toda la tubería de condensado ya que se encuentran fácilmente en el mercado para el diámetro que se empleara, todo el aislamiento debe ser protegido con una cubierta de aluminio con un espesor 0.5 mm para protegerlo del ambiente.

Para obtener información sobre las cañuelas se empleó la ficha técnica del fabricante FiberGlass que se muestra en el (ANEXO M).

3.3.5 Dimensionamiento del tanque de condensados. Basándose en las consideraciones mencionadas en 2.4.5.1, para cumplir la demanda de 7,5 BHP se multiplica la potencia de la caldera por el factor de 0.069 GPM/BHP, obteniéndose un valor de 0,5157 GPM. Luego se debe multiplicar el caudal obtenido por 30 minutos y dividirlo para 0.7; es decir, la capacidad del tanque es $(0,5157\text{GPM}) \cdot (30 \text{ min}) / 0.7$, lo que da un valor de 22gl.

En la siguiente figura se exponen las dimensiones y características de los tanques de almacenamiento de condensado, según el fabricante “York – Shipley, Inc.”; se selecciona un tanque de 22gl, el mismo que tendrá dimensiones de 26” de largo (66.04cm) y 16 1/4” de diámetro (41.275cm).

Figura 43. Tanque de condensados



Fuente: Fabricante York – Shipley, Inc.

CAPÍTULO IV

4. CONSTRUCCIÓN, MONTAJE, INSTALACIÓN Y PRUEBAS

4.1 Construcción

4.1.1 Construcción del intercambiador de calor.

4.1.1.1 Cabezales. Trazo y corte de un tubo de 2" de diámetro y 72 cm de largo en acero negro sin costura cedula 40.

Debemos resaltar que la longitud de los cabezales se los realizó tomando en cuenta el volumen mínimo de calentamiento de agua que es aproximadamente 500 lt. De calentar un volumen inferior a este los tubos de los extremos del intercambiador de calor no estarían en contacto con el agua, lo cual llevaría a un ineficiente calentamiento.

Doblado del cabezal para dar la configuración del tanque en donde estará alojado, esto se lo realiza en una dobladora de tubo.

Figura 44. Doblado del tubo (cabezal)



Fuente. SEMI (Sistemas Electromecánicos Industriales).

Trazado de una plantilla en la tubería doblada, que contenga los centros a 6,5 cm de cada agujero equidistantes en toda la longitud de los cabezales. Esta debe ser precisa, ya que en ellos se alojarán los tubos de cobre.

Taladrado de los agujeros en un taladro de pedestal con broca de 1/4", luego con broca de 1/2" y finalmente con broca de 3/4".

Figura 45. Taladrado de los agujeros en los cabezales.



Fuente. SEMI (Sistemas Electromecánicos Industriales).

Taladrado de los agujeros en los cabezales, B) Cabezal de distribución de vapor y recepción de condensado con sus agujeros.

En los cabezales se realiza un agujero de 1" con la cortadora de plasma². Para alojar y soldar un neplo y este a su vez conecte con la línea de vapor o con la línea de retorno de condensado.

Figura 46. Acople de los neplos a los cabezales.



Fuente. SEMI (Sistemas Electromecánicos Industriales).

4.1.1.2 Construcción del haz de tubos. Las dimensiones de los tubos se detallaron en (3.2.2). Para su fabricación, utilizamos tubo de cobre Tipo L de 3/4" de diámetro.

Corte de 10 tramos de tubo de 2,01 m. El aumento de 10 mm al diseño original se lo hizo para dar una tolerancia en el momento de encajar los tubos en los cabezales; el corte se lo realiza mediante una cortadora manual de tubos de cobre.

Figura 47. Cortado de los tubos del serpentín.



²PLASMA. Es un equipo que alcanza una alta temperatura y realiza cortes precisos.

4.1.1.3 Soportes, tensores y correas. Los soportes son pedazos de ángulo de (25 x 3) mm y longitud de 15 cm, que van soldados a los extremos de los dos cabezales. La función principal que cumplen los soportes es separar el calentador de agua o serpentín de la superficie del tanque, para de esta manera separar los lodos que se puedan acumular en el fondo de la superficie del tanque.

Se utiliza dos ángulos de hierro galvanizado de (25 x 3) mm y longitud de 2 m como tensores que serán soldados a los cabezales, además dos platinas de (38 x 24) mm como correas que mantendrán los tubos en su posición original cuando el sistema se encuentre en funcionamiento como se observa en la siguiente figura.

Figura 48. Soportes, tensores y correas.



4.1.1.4 Ensamblaje del intercambiador de calor. En la siguiente figura se esquematiza el proceso seguido para el ensamble de todas sus partes constitutivas.

Para unir los tubos a los cabezales es necesario utilizar la soldadora oxiacetilénica, con varilla de cobre como aporte de soldadura, además se utiliza bórax para limpiar la superficie de trabajo.

Figura 49. Montaje del serpentín



Fuente. SEMI (Sistemas Electromecánicos Industriales).

A) Encaje y soldado de los tubos de cobre a los cabezales, B) Tubos de cobre y cabezales armado, C) Serpentín terminado.

4.1.2 Construcción de la brida. La construcción de la brida es necesaria e indispensable para la instalación del calentador dentro del tanque, y debe tener una geometría tal, que el ingreso del calentador se efectuó de manera fácil, y además sirva para posteriores mantenimientos del calentador de agua.

Para la fabricación de la brida en su totalidad hay que saber que está constituida por dos piezas, la base y la tapa.

4.1.2.1 Base. Trazo y corte de una sección rectangular de 95 x 7 cm con plasma sobre la plancha de acero al Carbono ASTM A-36 de 5 mm, ver (ANEXO N), y posteriormente doblada con un radio de 45 cm en la roladora.

Trazo y corte de una sección rectangular de 78 x 7 cm con plasma sobre la plancha de acero al Carbono ASTM A-36 de 5 mm.

Trazo y corte de una sección rectangular de 90 x 5 cm con plasma sobre la plancha de acero al Carbono ASTM A-36 de 5 mm.

Trazo y corte de una sección de geometría semicircular con radio menor de 45 cm y radio mayor de 50 cm sobre la plancha de acero al Carbono ASTM A-36 de 5mm.

Una vez obtenido las 4 partes que conforman la base de la brida se procede a soldar con suelda eléctrica y electrodo 6011 con recubrimiento de electrodo 6013.

Después de conformar la base de la brida se procede a taladrar los agujeros con broca de 3/16” y luego con broca de 3/8” en el contorno de la ceja.

Figura 50. Base de la brida



Fuente. SEMI (Sistemas Electromecánicos Industriales).

4.1.2.2 Tapa. Trazo y corte de un sector circular con radio de 50 cm y altura de 30 cm sobre la plancha de acero al Carbono ASTM A-36 de 5 mm.

Después de cortar la tapa de la brida se procede a taladrar los agujeros para alojar los pernos de 3/8" x 1 1/4" con broca de 3/16" y luego con broca de 3/8" en el contorno de su geometría.

También es necesario acoplar dos Niplos de 1" para el ingreso de vapor y retorno de condensado y un niple de 1/2" para colocar la termocupla con su pozuelo térmico que tiene una longitud de 50 cm y es de cobre tipo L de 1/4" de diámetro, como se observa en la (figura 51) y (figura 59).

Figura 51. Tapa de la brida



Fuente. SEMI (Sistemas Electromecánicos Industriales).

4.1.2.3 Construcción del alojamiento de la brida. Debido a que el I. C. tiene una geometría rectilínea compacta, es imprescindible la realización del trazado y corte de una sección en la parte más accesible del tanque, por el mismo que se hará el ingreso de la instalación del I. C. a continuación se detalla la forma de construcción.

Trazo del contorno de la brida con un marcador en la parte frontal del tanque de almacenamiento de agua. Este trazado se realiza con el fin de tener una configuración próxima para el posterior corte con plasma.

Figura 52. Trazado de la geometría de la brida



Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

Una vez obtenido el trazado de la geometría de la brida se procede a cortar por las líneas bosquejadas mediante la cortadora de plasma, cortando en primera instancia la línea

horizontal ayudándonos con una regleta sobre la cual se apoya la boquilla del plasma. Finalmente con la ayuda de un compás y colocándolo sobre el centro del tanque se procede al corte de la línea semicircular para obtener un agujero para el alojamiento de la brida como se observa en las siguientes figuras.

Figura 53. Construcción del alojamiento de la brida



Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

A) Corte de la línea horizontal, B) Corte de la línea semicircular, C) Alojamiento.

4.1.2.4 Construcción del acceso al tanque. Determinamos una parte estratégica en donde se realizará el acceso al tanque, como la entrada será de forma circular es necesario utilizar un compás con una abertura de 80 cm de diámetro que es la distancia normal para que entre un hombre. Luego se monta la boquilla del plasma en el compás y se procede al corte.

El corte que se realizó se ocupa como tapa para sellar el acceso del tanque, a este se le soldó tres pedazos de platina con el fin de que se mantenga firme en la superficie del tanque.

Figura 54. Construcción del acceso al tanque



Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

4.2 Montaje

4.2.1 Montaje de la caldera. Para el montaje del generador de vapor (caldera) primero se realiza una base cuadrada de concreto armado como se observa en la siguiente figura, teniendo las siguientes dimensiones (1.5 x 1.5) m de área y 50 cm de altura. Esta base se

realiza con el objeto de mantener al caldero sobre el nivel del piso y evitar de esta manera el contacto con el agua de sus alrededores a más de proteger el quemador de diesel.

Figura 55. Base del caldero



Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

4.2.2 Montaje de la bomba de alimentación a la caldera. Se monta la bomba sobre la base ubicada en la parte inferior del tanque de condensado en la posición correcta de funcionamiento, marcando los puntos de anclaje para su posterior taladrado. También es necesario un recubrimiento de tol galvanizado como se observa en la figura para la protección de posibles derrames de agua.

Figura 56. Montaje de la bomba de alimentación de la caldera



Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

4.2.3 Montaje del quemador de diesel. Se monta el quemador de diesel en la posición correcta de funcionamiento sobre la base metálica empernándolo contra el caldero para su seguridad.

Figura 57. Montaje del quemador



Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

4.3 Instalación

4.3.1 Instalación de la brida. Una vez construida la brida procedemos a la instalación sobre el alojamiento, el cual se realizó en la parte frontal del tanque. Centrando esta para proceder a soldar con suelda eléctrica y electrodo 6011 con recubrimiento de electrodo 6013 como se observa en la figura.

Figura 58. Instalación de la brida



Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

4.3.2 Instalación del intercambiador de calor. Para instalar el I. C. es necesario seguir los siguientes pasos.

Ingreso de una persona por el acceso al tanque, para la ayuda del montaje del intercambiador de calor.

Montaje del calentador dentro del tanque de almacenamiento de agua por la brida.

Acople de la línea de vapor mediante una universal al cabezal de distribución de vapor.

Acople de la línea de retorno de condensado mediante una universal al cabezal de almacenamiento de condensado, el cual se proyectó por la parte frontal del tanque debido a la dificultad que presenta conducirla por la parte inferior.

Para la instalación del intercambiador de calor se utiliza llaves de tubo, teflón y permatex, percatándose que las uniones sean ajustadas correctamente para evitar fugas.

En la siguiente figura se observa en detalle las conexiones que se hicieron para el acople del intercambiador de calor.

Figura 59. Instalación total del Intercambiador de calor

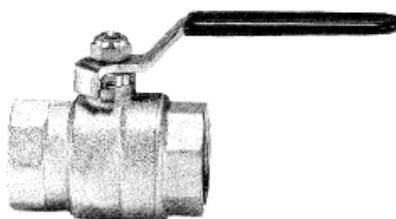


Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

4.3.3 Instalación de tuberías de vapor y retorno de condensado. Para el montaje de las líneas de vapor y retorno de condensado se requiere de varios accesorios tales como:

Válvula de bola. Las válvulas de bola son de $\frac{1}{4}$ de vuelta, en las cuales una bola taladrada gira entre asientos elásticos, lo cual permite la circulación directa en la posición abierta y corta el paso cuando se gira la bola 90° y cierra el conducto. Estas se colocan en cada by-pass una en la trampa de vapor de 1" y otra en la electroválvula de 1".

Figura 60. Válvula de bola



Fuente. www.es.wikipedia.org/wiki/accesorios/Válvulas

Válvula de compuerta. La válvula de compuerta es de vueltas múltiples, en la cual se cierra el orificio con un disco vertical de cara plana que se desliza en ángulos rectos sobre el asiento. Se coloca a la salida de la línea de vapor.

Figura 61. Válvula de compuerta



Fuente. www.es.wikipedia.org/wiki/accesorios/Válvulas

Para la instalación de las líneas que conducen el vapor y el condensado, utilizamos varios accesorios en HN³ de 1/2" y 1".

Codo 90°. Se utilizan nueve codos de 1" y dos codos de 1/2".

Figura 62. Codo 90°, HN



Fuente. www.es.wikipedia.org/wiki/accesorios/codo

Tee. Se utilizan cuatro tee de 1", éstas son usadas para construir los dos by-pass mencionados anteriormente.

Figura 63. Tee, HN



Fuente. www.es.wikipedia.org/wiki/accesorios/tee

Universal. Se utilizan dos universales de 1", uno de 1/2" y uno de 3/4". Todas estas se utilizan para armar los by-pass.

Figura 64, Universal, HN



Fuente. www.es.wikipedia.org/wiki/accesorios/universal

³HN. Hierro Negro

Bushing. Se utilizan dos bushing de 3/4" a 1" en HG, dos de 1/2" a 1" en HG, igualmente para la construcción de los by-pass.

Figura 65. Bushing, HG



Fuente. www.es.wikipedia.org/wiki/accesorios/bushing

Neplos. Se utilizan varios neplos de 1", 3/4" y de 1/2" por diferentes longitudes en las líneas de vapor y condensado.

Figura 66. Neplos



Fuente. www.es.wikipedia.org/wiki/accesorios/neplos

4.3.3.1 Instalación de la línea de vapor. Se utiliza tubería de 1" en acero negro cedula 40 utilizando una tarraja para efectuar las roscas correspondientes, para la unión y ajuste se utiliza llaves de tubo, teflón y permatex.

Esta línea esta provista de un by-pass en paralelo con una electroválvula que controla el flujo de vapor hacia el intercambiador de calor, el objetivo del by-pass es con fines de mantenimiento ya que si se dañase la electroválvula se podría trabajar a través de la válvula manual mientras se adquiere una nueva electroválvula.

Se utiliza cañuelas de lana de vidrio de 1" de espesor para aislar la tubería y evitar pérdidas de calor en el ambiente además de proteger a las personas de posibles quemaduras como se observa en la siguiente figura.

Figura 67. Línea de vapor



Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

4.3.3.2 Instalación de la línea de condensado. De igual manera que para las líneas de vapor se utiliza tubería de 1" en acero negro cedula 40 utilizando una tarraja para efectuar las roscas correspondientes, para la unión y ajuste se utiliza llaves de tubo, teflón y permatex.

Esta línea esta provista de un by-pass en paralelo con la trampa de vapor que controla el flujo de agua evitando en lo posible el paso de vapor hacia el tanque de condensado, el objetivo del by-pass es con fines de mantenimiento ya que si se dañase la trampa de vapor se podría trabajar a través de la válvula manual mientras se adquiere una nueva trampa.

Se utiliza cañuelas de lana de vidrio de 1" de espesor para aislar la tubería y evitar pérdidas de calor en el ambiente además de proteger a las personas de posibles quemaduras como se observa en la siguiente figura.

Figura 68. Línea de condensado



Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

4.3.4 Instalación de reposición y abastecimiento de agua a la caldera. La vida útil de un caldero y su eficiencia depende de muchos factores, siendo el agua de alimentación para generar vapor el más importante. Debido a que el tanque que recepta el condensado está abierto a la atmosfera se pierde una cantidad pequeña de vapor en el funcionamiento del sistema. Para remediar dicha pérdida de agua es necesario una

conexión de reposición, para lo cual se cuenta con dos tipos de agua: de acequia y potable, la primera opción se encuentra en una cisterna de almacenamiento, debido a la gran cantidad de sólidos en suspensión y además por la utilización necesaria de un equipo de bombeo para su alimentación no se hace factible.

Es por ello que se decidió acoplar a la red de agua potable para la reposición de agua al tanque de condensado, llevando el agua desde el punto más cercano a través de tubería negra para agua, para su conexión se utiliza una llave de paso, un neplo, una universal, una acople directo y una abrazadera.

Posteriormente se conecta el tanque de condensado con la bomba de alimentación y esta a su vez con la caldera mediante uniones universales que sirven para el montaje o desmontaje en el caso de un posterior mantenimiento, además se utilizó neplos, una llave de paso, dos universales, dos válvulas check y tres codos como se observa en la siguiente figura.

Figura 69. Reposición y abastecimiento de agua a la caldera.



Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

4.3.5 *Instalación eléctrica del sistema de calentamiento.* En la alimentación eléctrica se debe conocer que el sistema utiliza 110 V y 220 V, los cuales serán provistos de una caja de distribución situada a pocos metros del sistema, el cable a utilizar es AWG # 12 solido que servirá tanto para la energización de la electroválvula como para la caldera.

Figura 70. Alimentación eléctrica del sistema



Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

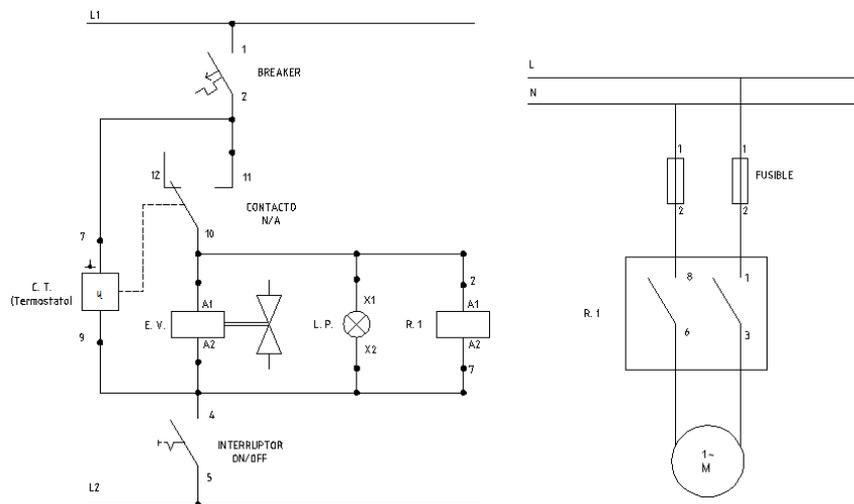
4.3.6 *Instalación del controlador digital de temperatura.* Para la visualización y control de los datos de temperatura se optó por la selección de un termostato digital

debido a los rangos deseables de temperatura que este posee. Este consta de una pantalla donde se observan los valores de temperatura y las respectivas teclas para programar la temperatura.

Este controlador es el encargado de suministrar energía a la bobina de la electroválvula, para permitir su apertura o cierre todo esto a través del sensor de temperatura (termocupla).

El diagrama eléctrico está constituido por dos circuitos, uno de potencia y otro de control. La simbología que se utiliza para esta representación es la indicada en la Norma UNE-EN 60617 (IEC60617).

Figura 71. Diagrama eléctrico de control y potencia



En la figura anterior se presenta el esquema unifilar para la instalación de control de la electroválvula, la misma que se abre una vez que se energice la bobina de la electroválvula (E. V.) mediante el interruptor ON/OFF, siempre y cuando el controlador de temperatura (C. T.) indique que la temperatura es menor a la previamente seteada. Además se muestra la conexión de una luz piloto (L. P.) la cual indica si está o no en funcionando la E. V.

En esta figura también se muestra la conexión de un circuito de potencia la que indica el control del motor de la bomba M, que inicia su funcionamiento cuando el relé (R1) es activado por las mismas condiciones que se activa la electroválvula.

La instalación del circuito de la bomba se la realiza con el fin de proveer un sistema auxiliar de calentamiento de agua, el cual consta en hacer recircular agua a calentar

mediante un calefón. Es decir si el sistema principal deja de trabajar entra en funcionamiento este sistema auxiliar.

Este controlador se encuentra alojado en una caja plástica de (20 x 15) cm.

Figura 72. Caja de control



Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

Después de realizar el montaje y la instalación de las partes constitutivas del sistema de calentamiento de agua, se observa en la siguiente figura, el montaje total.

Figura 73. Construcción del sistema



Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

4.3.7 *Puesta en marcha del sistema.*

4.3.7.1 Lavado inicial del caldero. Se debe tomar muy en cuenta que para el funcionamiento del sistema de calentamiento de agua, es de suma importancia el lavado inicial del caldero, pues este sirve para sacar la grasa y demás impurezas que tienen los tubos dentro del caldero.

Para realizar este lavado se recurrió a la empresa TESQUIMSA, debido a que es una empresa especializada en tratamiento de agua para calderos.

Químico utilizado: TQ-SOFT-LI: Producto químico para limpieza inicial de calderos nuevos.

Procedimiento para el lavado:

1. Evacuar toda el agua que se encuentra dentro del caldero.
2. Ingresar el químico a través del tanque de condensado.
3. Iniciar el caldero purgando en primera instancia el quemador de diesel abriendo la purga correspondiente durante aproximadamente 10 segundos.
4. Trabajar a presión atmosférica durante 5 minutos y después apagar durante 5 minutos, este ciclo repetir durante una hora.
5. Llenar con agua limpia para enjuague.
6. Evacuar el agua de enjuague.
7. Llenar nuevamente con agua para el proceso.

La empresa mencionada también será la encargada de llevar a cabo el control del agua de alimentación del caldero, esto debido a que nuestro sistema no dispone de un tratamiento previo, y por ende se le proporcionara un tratamiento interno en el caldero.

Para el tratamiento interno del agua, se proveerá del químico TQ-SOFT-AD1 que es un tratamiento completo para prevenir incrustaciones y corrosión en calderos de vapor alimentado con aguas duras y trabajando bajo presiones de hasta 300 psi.

En su composición intervienen secuestrantes de dureza, atrapadores de oxígeno, acondicionadores de lodos, inhibidores de corrosión y alcalinizantes reguladores de PH. Se trata por tanto, de compuestos integrales que contienen todos los componentes requeridos para un tratamiento completo del agua del caldero. [30]

El modo de utilización y la frecuencia del químico serán provistos por análisis realizados mensualmente por TESQUIMSA los cuales se encuentran en el (ANEXO O).

4.3.7.2 Configuración del termostato. Para que el controlador de temperatura funcione dentro de los parámetros correctos es necesario configurar el termostato digital.

El procedimiento que se debe seguir es el siguiente:

Ajuste de la temperatura de control (SET POINT)

Presione  durante 1 segundo hasta que aparezca  aparecerá la temperatura de control ajustada.

Utilice las teclas    para alterar el valor y, cuando esté listo, presione  nuevamente para grabar.

Alteración de los parámetros

Diferencial de temperatura (histéresis) y modo de operación.

Presione simultáneamente las teclas    por 5 segundos hasta que aparezca  enseguida suelte las teclas. Aparecerá el diferencial a ser ajustado. Utilice las mismas teclas para alterar el valor y, cuando esté listo, presione para seguir adelante.

Modo de operación

- Para refrigeración.
- Para calefacción.

Utilice las teclas    para seleccionar el modo.

Después de seleccionar, presione  para grabar este parámetro.

Corrimiento de indicación.

Esta función sirve solamente para corregir eventuales errores en la lectura provenientes del cambio del sensor.

Para esto presione simultáneamente las teclas  y  por 10 segundos hasta que aparezca OFF, aparecerá el valor del corrimiento ajustado.

Entonces, utilice las teclas  y  para alterar el valor (entre -5.0 y +5.0 °C ó entre -9 hasta +9°F) y, cuando esté listo, presione  para seguir adelante.

Límite permitido al usuario final.

Sirve para evitar que personas no habilitadas ajusten temperaturas de control extremadamente altas o bajas.

- Límite permitido inferior (bloqueo de mínimo):

Al indicar , determine el bloqueo de regulación mínima y confirme con la tecla .

- Límite permitido superior (bloqueo de máximo):

Al indicar , determine el bloqueo de regulación máxima y confirme con la tecla .

Luego indicará , solicitando ajuste del tiempo mínimo de retardo para activar la salida del termostato (de 0 hasta 999 segundos).

Determine el tiempo de retardo deseado y presione para grabar .

Selección de la unidad de temperatura (°C / °F)

Para definir la unidad en que el instrumento operará presione simultáneamente  y  durante 30 segundos hasta que aparezca  soltando en seguida. Utilice nuevamente  o  para seleccionar entre  o  y confirme con la tecla . Después de seleccionar la unidad el display exhibirá  y el instrumento retornará a la operación normal (indicación de temperatura).

Siempre que la unidad de temperatura es alterada los parámetros deben ser reconfigurados, pues los mismos asumen los valores “padrón” de fábrica.

Funciones de rápido acceso.

Registros de temperaturas mínima y máxima

Presione . Aparecerá la temperatura mínima registrada y luego después aparecerá la temperatura máxima registrada.

NOTA: Para reiniciar los registros, mantener presionada la tecla  durante la visualización de las temperaturas mínima y máxima hasta que  aparezca.

Señalizadores.

El indicador luminoso en el frontal del instrumento (OUTPUT) indica que la salida de control está conectada, o sea, contacto NA (Normalmente Abierto) está cerrado y por lo tanto acciona la carga.

 Sensor desconectado o la temperatura fuera del rango especificado.

4.4 Pruebas experimentales

4.4.1 Equipos e instrumentación. Los equipos e instrumentos usados durante las pruebas se describen a continuación:

Cronómetro. El cronómetro es un reloj o una función de reloj utilizada para medir fracciones temporales, normalmente breves y precisas, en este caso se utiliza un cronometro de celular.

Figura 74. Cronómetro (celular)



Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

Termómetro digital de mano. El termómetro es uninstrumentotécnico destinado a medir temperaturas, los hay de diferente tipo, en este caso se utiliza un termómetro digital.

Figura 75. Termómetro digital.



Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

Balanza. Se denomina con el término de balanza al instrumento que sirve y se utiliza para medir o pesar masas. Básicamente, una balanza es una palanca de primer género de brazos iguales la cual a partir del establecimiento de una situación de equilibrio entre los pesos de los dos cuerpos permite realizar las mencionadas mediciones.

Figura 76. Balanza



Fuente. Curtiduría Cueros & Cueros.

4.4.2 Pruebas de funcionamiento. Cuando el sistema se encuentre instalado en su totalidad y puesto a punto, se debe realizar las pruebas respectivas que permitan verificar el correcto funcionamiento del mismo. Procedimiento:

- Verificar el nivel de diesel en el tanque de almacenamiento.
- Verificar el nivel de agua del tanque de condensado.
- Verificar los equipos de la caldera que estén en perfecto estado.
- Llenar el tanque de almacenamiento de agua hasta un volumen de 1377 lt, que es el parámetro con el cual se diseñó el sistema.
- Iniciar el caldero para generar vapor.
- Una vez cargado el caldero purgar 3 veces con intervalos de 5 segundos.
- Energizar el tablero de control.
- Programar la temperatura final de calentamiento en el termostato digital.
- Toma de datos del consumo de diesel. Estos se tomaron a través de una balanza conforme la reducción de su peso, y para tabularlos se calculó a través de la densidad del diesel que es de 0,85 Kg/lt.
- Toma de datos del incremento de temperatura.

4.4.3 Tabulación de resultados. Se realiza la prueba con un volumen de agua de 1377.3 lt.

En las siguientes tablas se muestran los resultados de la prueba realizada.

Prueba

Tiempo de carga del caldero: 18.3 min

Temperatura inicial del agua: 8,3 °C

Temperatura final de calentamiento del agua: 35 °C

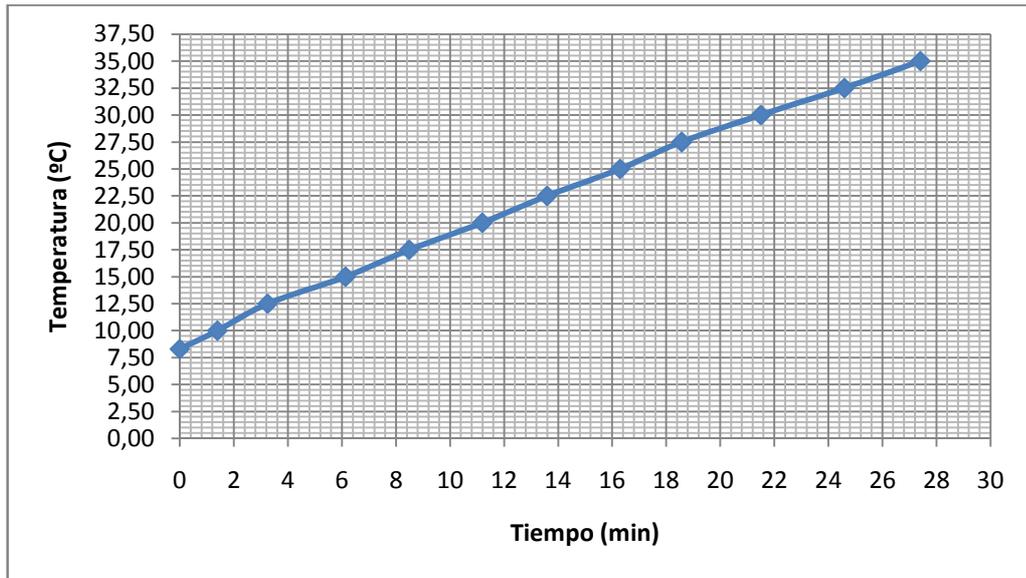
Tabla 21. Resultado de las pruebas de funcionamiento del sistema.

Temperatura del agua (°C)	Tiempo de calentamiento (min)	Consumo de combustible (lt)	Consumo de combustible (gl)
8,30	0	0,00	0,00
10,00	1,39	0,47	0,12
12,50	3,25	0,82	0,22
15,00	6,13	1,41	0,37
17,50	8,49	1,88	0,50
20,00	11,19	2,47	0,65
22,50	13,59	2,94	0,78
25,00	16,29	3,53	0,93
27,50	18,57	4,00	1,06
30,00	21,5	4,59	1,21
32,50	24,59	5,29	1,40
35,00	27,4	5,88	1,55

4.4.4 Gráficas. Las pruebas realizadas en la curtiduría “C & C” de acuerdo a las condiciones establecidas en el apartado anterior, permiten conocer el comportamiento de ciertos parámetros en el tiempo. Es así como, la (figura 77) y (figura 78) demuestran los resultados obtenidos en las pruebas.

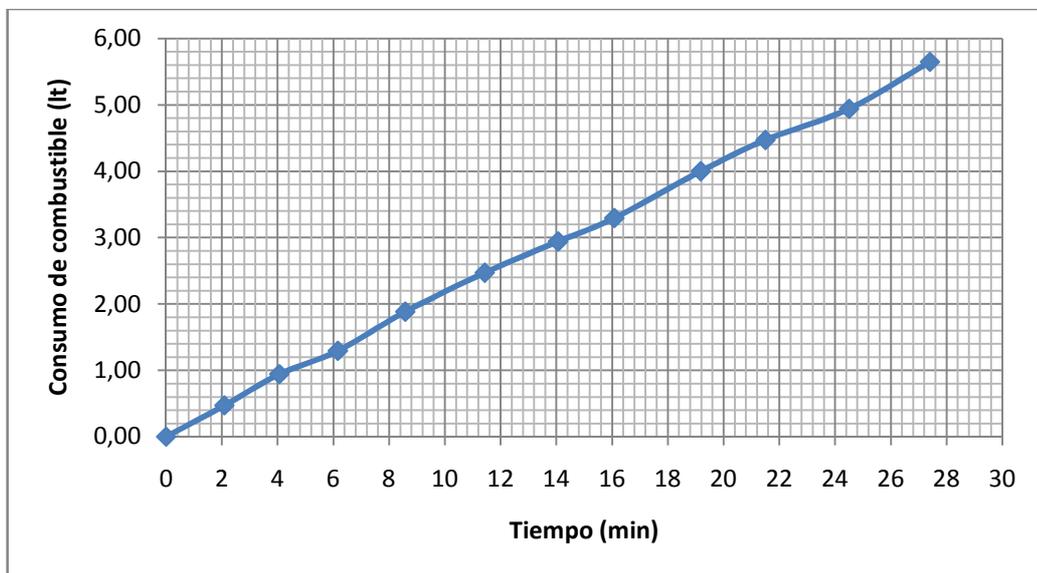
En la siguiente figura se indica la variación de temperatura en el tanque de almacenamiento mientras el sistema está en operación. Se puede observar que el tiempo de calentamiento fue de 27.4 min lo que significa que está dentro del rango de diseño.

Figura 77. Temperatura de calentamiento del agua vs Tiempo



La siguiente figura indica el consumo de combustible (DIESEL) cuando se realizaron las pruebas de funcionamiento del sistema. Se puede observar en la gráfica que la tendencia de consumo de combustible va en aumento, lo que manifiesta la relación directa de este consumo con el tiempo de funcionamiento del sistema.

Figura 78. Consumo de combustible vs Tiempo



CAPÍTULO V

5. ANÁLISIS DE COSTOS

5.1 Generalidades

En este capítulo se realiza un análisis detallado de los costos de construcción e instalación en los que fue necesario incurrir para la elaboración de todo el sistema.

5.2 Costos directos

Se debe considerar costos de materiales, máquinas y herramientas, mano de obra y transporte.

5.2.1 Costo de materiales y equipos. En esta parte se presentan de forma resumida los costos asociados a los equipos y demás materiales necesarios en la implementación de este proyecto.

Las siguientes tablas muestran varias listas que incluyen todos los equipos y materiales que se necesitarán para realizar el proyecto en estudio junto con los precios en dólares que estos tienen, dichos precios fueron obtenidos por medio de cotizaciones solicitadas a varias empresas en la ciudad de Ambato.

Costos por materiales

Tabla 22. Costos de materiales para la construcción del intercambiador de calor

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$)	PRECIO TOTAL (\$)
Tubo HN, Ø = 2" SCH 40	m	2	10	20
Tubo de Cobre 3/4" Tipo L	m	20	14,1	282
Neplo HN 1" x 4" SCH 40	U	2	1,86	3,72
Angulo de 25 x 3mm	U	1	8,3	8,3
Platina 38 x 4 mm	m	2	1,45	2,9
Perno de acero 3/8" x 1 1/4"	U	11	0,25	2,75
Varilla de cobre como aporte de soldadura	m	2	5	10
Pintura anticorrosiva negra	lt	1	6,93	6,93
SUBTOTAL [USD]				336,6

Tabla 23. Costos de materiales para la construcción de la brida

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$)	PRECIO TOTAL (\$)
Plancha ASTM A-36 de 5mm	1/2 Plancha	1	68,5	68,5
Perno de acero 3/8" x 1 1/4"	U	36	0,25	9
Neplo HN 1" x 6" SCH 40	U	2	2,9	5,8
Neplo HN 1/2" x 4" SCH 40	U	1	1,05	1,05
Electrodo 6011	lb	1	1,5	1,5
Tubo de Cobre Tipo L, Ø = 1/4"	m	1	3	3
Corcho para empaque	U	1	1	1
Pintura anticorrosiva negra	lb	1	6,93	6,93
SUBTOTAL [USD]				96,78

Tabla 24. Costos de accesorios para la instalación del sistema de vapor

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$)	PRECIO TOTAL (\$)
Tubo HN, Ø = 1" SCH 40	m	15	5,655	84,825
Codo HN 1/2" x 90°	U	2	0,9	1,8
Codo HN 1" x 90°	U	16	1,79	28,64
Tee HN 1"	U	4	1,79	7,16
Universal HN 1"	U	5	4,2	21
Universal HN 1/2"	U	1	1,5	1,5
Universal de PVC 1/2"	U	1	0,8315	0,8315
Universal HN 3/4"	U	1	4,01	4,01
Bushings HN 1/2" x 1"	U	2	0,82	1,64
Bushings HN 1" x 3/4"	U	2	1,05	2,1
Neplo HN 1" x 2 1/2" SCH 40	U	2	1,45	2,9
Neplo HN 1" x 2" SCH 40	U	4	1,3	5,2
Neplo corrido HN 1" SCH 40	U	1	1	1
Neplo HN 1" x 4" SCH 40	U	1	1,86	1,86
Neplo HN 3/4" x 2" SCH 40	U	2	1,2	2,4
Neplo HN 3/4" x 3" SCH 40	U	1	1,35	1,35
Neplo HN 1/2" x 4" SCH 40	U	1	0,9	0,9
Neplo HN 1/2" x 2" SCH 40	U	3	0,8	2,4
Cañuela para tubería de Ø = 1"	U	6	7,14	42,84
Teflón tipo Alemán	U	10	0,182	1,82
Abrazaderas 1/2"	U	6	0,3	1,8
Rollo de manguera negra para agua 1/2"	U	1	23	23
Válvula de compuerta RW 1"	U	1	19,4	19,4
Válvula de bola 1"	U	2	10,636	21,272
Válvula de bola 1/2"	U	2	4,75	9,5
SUBTOTAL [USD]				291,15

Tabla 25. Costo de materiales para la instalación del Controlador digital de temperatura

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$)	PRECIO TOTAL (\$)
Control acuastato -50 a 105 °C	U	1	100,9	100,9
Luz piloto rojo	U	1	0,9	0,9
Swicht ojo de cangrejo	U	1	1,34	1,34
Brecker 2A R-D	U	1	4,46	4,46
Manguera plástica 3/8"	m	22	0,45	9,9
Cable flexible # 16	m	45	0,63	28,35
Caja plástica 15 x 20 cm	U	1	5,35	5,35
SUBTOTAL [USD]				151,2

Costos por equipos

Tabla 26. Costos de equipos para la instalación del sistema de vapor

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (\$)	PRECIO TOTAL (\$)
Caldera de 7,5 BHP a Diesel	U	1	4125,02	4125,02
Trampa de vapor Armstrong de 1"	U	1	343,75	343,75
Electroválvula ASCO RED HAT 3/4" x 220V	U	1	114,29	114,29
Filtro de diesel F20	U	1	48	48
SUBTOTAL [USD]				4631,06

Costos por máquinas

Tabla 27. Costos por máquinas

DESCRIPCIÓN	HORAS EQUIPO	COSTO HORAS (\$)	COSTO TOTAL (\$)
Dobladora de tubos	0,5	2	1
Taladro de pedestal	6	10	60
Soldadora eléctrica	4	10	40
Suelda oxiacetilénica	6	10	60
Cortadora de plasma	3	12	36
Compresor	3	10	30
SUBTOTAL [USD]			227

Costos por mano de obra

Tabla 28. Costos por mano de obra

DESCRIPCIÓN	HORAS HOMBRE	COSTO HORAS (\$)	COSTO TOTAL (\$)
Maestro soldador especializado	6	2,44	14,64
Ayudante de operador de equipo	8	2,13	17,04
Pintor	3	2,13	6,39
Electricista	3	2,47	7,41
SUBTOTAL [USD]			45,48

Costos por transporte

Tabla 29. Costos por transporte

DESCRIPCIÓN	COSTO (\$)
Transporte de equipos	100
TOTAL [USD]	100

Total costos directos

Tabla 30. Total costos directos

DESCRIPCIÓN	COSTO (\$)
Costo de materiales	875,7285
Costo de equipos	4631,06
Costo por máquinas	227
Costo por mano de obra	45,48
Costo por transporte	100
TOTAL COSTOS DIRECTOS [USD]	5879,27

5.3 Costos indirectos

En general, para los costos indirectos se debe tomar en cuenta los gastos administrativos como: alquileres y amortizaciones, cargos administrativos, impuestos, depreciación y mantenimiento, etc. Y los gastos de mano de obra indirecta como:

Construcción provisional, fiscalización, fletes, garantías, imprevistos, utilidad, costos de ingeniería.

En este caso al ser la curtiduría C & C quien corre con los gastos administrativos y técnicos, estos gastos no se suman al sistema de calentamiento de agua. Solo se toma en cuenta costos de ingeniería e imprevistos que se pueden cuantificar como un porcentaje de los costos directos, siendo un 15% para costos por ingeniería y 5% para imprevistos. Es importante mencionar que las utilidades son de 0% del total del costo directo, por fines de estudio realizados en el proyecto de tesis.

Tabla 31. Costos indirectos

DESCRIPCIÓN	PORCENTAJE (%)	VALOR (\$)
Costos por Ingeniería	15%	881,89
Costos por Imprevistos	5%	293,96
COSTO TOTAL INDIRECTO [USD]		1175,85

5.4 Costo total del equipo

Tabla 32. Costo total del equipo

COSTOS DIRECTOS	5879,27
COSTOS INDIRECTOS	1175,85
COSTOS POR UTILIDAD	0,00
COSTO TOTAL DEL EQUIPO [USD]	7055,12

El costo total del equipo es SIETE MIL CINCUENTA Y CINCO CON DOCE CENTAVOS DE DÓLAR.

5.5 Estudio financiero

5.5.1 Cálculo de parámetros financieros. Para realizar un análisis económico del sistema instalado es necesario tomar en cuenta que dicho sistema no generará ingresos a la empresa, puesto que es un sistema estacionario que agrega valor a los departamentos. En este caso deben analizarse a los beneficios como factores intangibles, destacándose la calidad y categoría que la fábrica proyecta a sus clientes.

Entonces la viabilidad del proyecto está en función del ahorro de combustible más económico, debido a que el sistema reemplazado utilizaba como combustible el GLP, el mismo que se debe adquirir para uso industrial y mas no el subsidiado.

Para determinar el ahorro se ha considerado el gasto de GLP mensual que se tenía con el sistema antiguo menos el gasto mensual de diesel actual, obteniéndose la siguiente tabla.

Tabla 33. Costos y consumos de combustibles mensual

DESCRIPCIÓN	Consumo diario	Costo	Costo mensual (\$)
Sistema diesel	10 (Gls)	1,03 (\$/gl)	206
Sistema artesanal	2 bombonas de GLP	21 (\$/bombona)	840

Para determinar el ahorro, se procede a restar el consumo del sistema artesanal menos el consumo que se tiene actualmente y de esta forma se obtiene un ahorro mensual de 634 dólares.

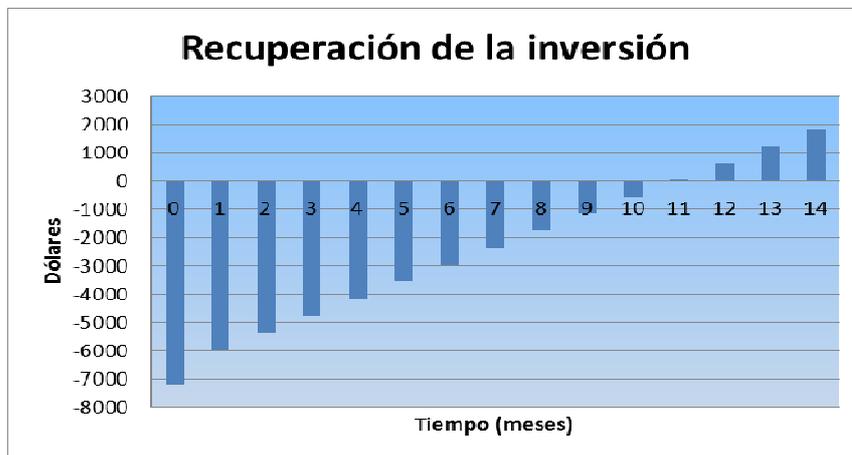
5.5.2 Flujo de caja. Para la realización del flujo de caja se incluirán los valores de energía consumidos por la bomba de alimentación, quemador, cajas de control y electroválvula. Además de los consumos de energía se debe incluir los gastos de puesta en marcha y mantenimiento de la caldera.

Tabla 34. Flujo de caja

mes	Ingresos (ahorro)	Costos de funcionamiento		Inversión	Flujo de caja	Saldo
		Operación y mant.	Energía eléctrica			
0	0	150	0	7055,12	-7205,12	-7205,12
1	634	30	2,98	0	1235,02	-5970,1
2	634	30	2,98	0	601,02	-5369,08
3	634	30	2,98	0	601,02	-4768,06
4	634	30	2,98	0	601,02	-4167,04
5	634	30	2,98	0	601,02	-3566,02
6	634	30	2,98	0	601,02	-2965
7	634	30	2,98	0	601,02	-2363,98
8	634	30	2,98	0	601,02	-1762,96
9	634	30	2,98	0	601,02	-1161,94
10	634	30	2,98	0	601,02	-560,92
11	634	30	2,98	0	601,02	40,1
12	634	30	2,98	0	601,02	641,12
13	634	30	2,98	0	601,02	1242,14
14	634	30	2,98	0	601,02	1843,16

5.5.3 Recuperación de la inversión. La inversión de este proyecto es alta, pero se ve justificada con el gran ahorro que se prevé a lo largo de la vida útil del sistema, quedando de esta forma justificada su instalación.

Figura 79. Recuperación de inversión



CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

Con la implementación del sistema de calentamiento de agua se ha introducido a la empresa una cierta tecnología en cuanto a control de variables tales como temperaturas y volúmenes de utilización, esto conlleva a una adecuada utilización de recursos tanto naturales como energéticos.

Esta implementación de calentamiento de agua en confrontación con el sistema anterior, posee varias ventajas tanto energéticas como en calidad, ya que con el sistema anterior se desperdiciaba gran cantidad de energía en el ambiente, además de mencionar el tiempo de calentamiento que era demasiado largo.

En las gráficas, temperatura vs. tiempo, se indica los valores de incremento de temperatura, que son un referencial de efectividad en el sistema, es decir mientras este valor es mayor respecto al incremento de tiempo el sistema es más óptimo.

La elaboración del presente trabajo, y de sus semejantes, tiene la finalidad de contribuir con el aprendizaje teórico – práctico de la asignatura de transferencia de calor, y específicamente del manejo y funcionamiento de intercambiadores de calor.

La selección del coeficiente global de transferencia de calor tomado de bibliografía, en nuestro proyecto, es indudablemente efectivo como se demostró en las pruebas de funcionamiento, es decir el sistema se encuentra dentro de los parámetros de diseño.

La caldera será alimentada con agua que circula desde el tanque de condensados hacia las mismas, dicho tanque de condensados tendrá una capacidad de 22 galones.

Para poder resolver los problemas que tiene el agua de alimentación se debe conocer que para calderas de baja potencia es suficiente realizar un tratamiento interno en el caldero, agregando un químico desincrustante en el tanque de condensados. Además cabe mencionar que el sistema es un circuito cerrado, es decir el agua evaporada en la caldera se condensa en el intercambiador de calor para nuevamente ser utilizada en el caldero, favoreciendo de esta forma a la eficiencia de nuestro sistema.

Todos los equipos y accesorios que conforman el sistema de calentamiento de agua en la empresa en cuestión, están a cargo de un operador, el mismo que ha sido instruido y calificado para el manejo de todo el sistema, de tal forma que se eviten los mal funcionamientos y negligencia humana

La caldera utilizada operará con diesel ya que este combustible es relativamente de fácil almacenamiento y representa una solución económica.

El costo total de este proyecto es 7055.12 dólares americanos.

6.2 Recomendaciones

Para la construcción de cualquier equipo en general, es imprescindible la disponibilidad de planos en los que se detallan el material y las medidas de cada una de las partes, y de esta manera conocer la cantidad de material que se va a utilizar evitando desperdicios innecesarios.

Es muy importante ubicar la caja de control de temperatura en un sitio donde no exista humedad ya que en su interior hay elementos electrónicos los cuales pueden sufrir desperfectos y ocasionar daños en el sistema.

Se recomienda que antes de arrancar el sistema, es decir antes de empezar a generar vapor es de suma importancia un lavado inicial del caldero, ya que con este lavado se eliminan grasas, impurezas y demás suciedades que puede contener los tubos y partes metálicas del caldero.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] www.cueronet.com
- [2] CEMA-AIICA. Manual de buenas prácticas ambientales en el sector del curtido de la región del Magreb. España. 2005. Pág.72.
- [3] FARINANGOLuis Paúl, “Diseño y construcción de un sistema de agua caliente con recirculación para el edificio cryom” (Tesis, Carrera de Ingeniería Mecánica, ESPE, 2007)
- [4] www.econext.com.mx
- [5] SpiraxSarco, “Designoffluid systems”,SpiraxSarcoInc,Decima Edición, Estados Unidos deNorteamérica, 1991. Pág.4.
- [6] SpiraxSarco, “Designoffluid systems”,SpiraxSarcoInc,Decima Edición, Estados Unidos deNorteamérica, 1991. Pág.43.
- [7] VARGASZuñigaAngel, “CalderasIndustrialesyMarinas”,Segunda Edición, Editorial Series VZ, Guayaquil, 1996.
- [8] HERRERA Manuel Abel, “Selección de equipos y diseño del sistema para calentamiento de agua en un hotel cinco estrellas” (Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la producción, ESPOL, 2009).
- [9] Cleaver-Brooks, “Boiler SelectionConsiderations”, Estados Unidos de Norteamérica, 1997.
- [10] HERRERA Manuel Abel, “Selección De Equipos Y Diseño Del Sistema Para Calentamiento De Agua En Un Hotel Cinco Estrellas” (Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la producción, ESPOL, 2009). Pág. 72.
- [11] PILLAJO Telmo Alex, “Diseñoy construcción de unprecalentador de combustible para motores diesel” (Tesis, Facultad de Ingeniería Mecánica, EPN, 2009).
- [12] ACOSTA Edwin Patricio, “Diseño de un sistema de condensación para la emisión de vapor originado en el área de cocción de la planta de producción de la

cervecería andina S.A.” (Tesis, Escuela de Ingeniería Mecánica, EPN, 2007).

- [13] www.cdigital.dgb.uanl.mx/te/1020145448/1020145448_02.pdf.
- [14] CENGEL, Y. Transferencia de Calor. 2da.ed. México: McGraw-Hill, 2004. Pág. 680-681.
- [15] CENGEL, Y. Transferencia de Calor. 2da.ed. México: McGraw-Hill, 2004. Pág. 683-697.
- [16] www.ing.unrc.edu.ar/materias/energia_solar/archivos/teoricos.pdf Pág.17-22.
- [17] www.2udec.cl/~jinzunza/fisica/cap14.pdf. Pág. 6 - 7.
- [18] VALENZUELA, M. R. Apuntes de transferencia de calor. Riobamba: ESPOCH,2003. Pág. 53-97.
- [19] WELTY, J. Transferencia de calor aplicada a la ingeniería. Mexico: Limusa, 1978.
- [20] www.es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero_de_Nusselt.
- [21] www.es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero_de_Prandtl.
- [22] www.es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero_de_Reynolds.
- [23] ASHRAE. Fundamentals Handbook, 2001.
- [24] CENGEL, Y. Transferencia de Calor. 2da.ed. México: McGraw-Hill, 2004. Pág. 680
- [25] CENGEL, Y. Transferencia de Calor. 2da.ed. México: McGraw-Hill, 2004. Pág. 671-672.
- [26] SpiraxSarco, “Design of fluid systems”, SpiraxSarco Inc, Decima Edición, Estados Unidos de Norteamérica, 1991. Pág.67.
- [27] <http://www.armstronginternational.com//products/traps/pdf/108spanish.pdf>.

[28]SpiraxSarco,“Designoffluidsystems”,SpiraxSarcoInc,Decima Edición, Estados Unidos deNorteamérica, 1991. Pág.4.

[29]HERRERA Manuel Abel, “Selección De Equipos Y Diseño Del Sistema Para Calentamiento De Agua En Un Hotel Cinco Estrellas” (Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la producción, ESPOL, 2009). Pág. 126.

[30] www.tesquimsa.com.ec.

BIBLIOGRAFÍA

- ACERO DIPAC. Catálogo de Acero. Quito: Diservicios, 2012.
- ASME. American Society of Mechanical Engineers. Boiler & Pressure Vessel Code. Section II Part D. New York: ASME, 2009.
- ASME. American Society of Mechanical Engineers. Boiler & Pressure Vessel Code. Section VIII Div. 1. New York: ASME, 2009.
- ASHRAE. Fundamentals Handbook (SI): USA, 2001.
- CENGEL, Y. A. Transferencia de Calor. 2da.ed. México: McGraw - Hill, 2004.
- CONMETAL. Manual de tuberías de cobre. Chile.
- INEN. Norma técnica ecuatoriana INEN, Sistemas de calentamiento de agua con energía solar para uso sanitario en el Ecuador: Primera versión. Ecuador: INEN, 2009.
- MEGYESY, Eugene. Manual de recipientes a presión: 4ta. Ed. México: Limusa, 1998.
- SPIRAX SARCO. Design of fluid systems, SpiraxSarcoInc, 10ma Ed. Estados Unidos de Norteamérica, 1991.
- VALENZUELA, M. R. Apuntes de Transferencia de Calor. Riobamba: ESPOCH, 2003.
- VARGAS ZÚÑIGA ÁNGEL. Calderas Industriales y Marinas. 2da.ed. Guayaquil: Series VZ, 1996.

LINKOGRAFÍA

INTERCAMBIADORES DE CALOR

<http://www.slideshare.net/mahulig/intercambiadores-de-calor/download>
2012-01-20

<http://webdelprofesor.ula.ve/ingeniería/csalas/OP2/CONCEP.pdf>
2012-01-23

http://web.usal.es/~tonidm/DEI_07_comp.pdf.
2012-01-25

<http://www.radiadoresgallardo.cl/topintercambiaodres.pdf>
2012-01-25

<http://www.itescam.edu.mx/principal/sylabus/fpdb/recursos/r58326.PDF>
2012-01-27

MÉTODO L.M.T.D.

<http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/Intercambiadores.pdf>
2012-01-29

TUBO DE COBRE Y ACERO NEGRO SIN COSTURA

<http://www.conmetalltda.cl/contenidos/pdf/conduccion.pdf>
2012-02-15

http://www.dipacmanta.com/images/pdf/descargas/catalogo_tuberia.pdf
2012-02-15

TERMOSTATO

<http://www.fullgauge.com/es/PDF/MT-511.pdf>
2012-05-23

ELECTROVÁLVULAS

<http://www.ascovalve.com/ApplicationsSpanish/Products/Solenoid2WayData.aspx#HotWater>