

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
producción**

**“Selección De Equipos Y Diseño Del Sistema Para Calentamiento
De Agua En Un Hotel Cinco Estrellas”**

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Manuel Abel Herrera Ordóñez

GUAYAQUIL-ECUADOR

AÑO: 2009

AGRADECIMIENTO

A la Escuela Superior Politécnica del Litoral por la formación que me brindó.

A todas las personas que de alguna manera ayudaron a realizar este trabajo y en especial al Ing. Ángel Vargas quien dirigió este trabajo con gran paciencia.

Y sobre todo a Jehová que generosamente da a todas las personas que quiero y a mí las diferentes formas de energía que nos permiten existir.

DEDICATORIA

A la memoria de mi padre.

A mi madre, ya que gracias a todas sus enseñanzas y esfuerzo incondicional hoy este sueño se hizo realidad.

A mi amiga Margarita Martínez porque me brindó la oportunidad de aprender a su lado muchas cosas que hoy en día me permiten ser una persona mejor.

A mis amigas Katherine y Viviana como una muestra del aprecio y cariño que siento por ellas.

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

Ing. Francisco Andrade S.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

Ing. Ángel Vargas Z.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Mario Patiño A.
VOCAL

Ing. Jorge Duque R.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

Manuel Abel Herrera Ordoñez

RESUMEN

El presente trabajo tiene como objetivo diseñar el sistema para el calentamiento de agua en un hotel cinco estrellas, dicho sistema funcionará con vapor. El diseño del sistema en mención incluirá el cálculo de carga térmica, la selección de los generadores de vapor, selección de calentadores de agua, diseño del sistema de agua de alimentación, selección de tuberías de vapor y retorno de condensado, y selección de accesorios y trampas de vapor.

En este trabajo se determinará el consumo de combustible de los generadores de vapor y se dimensionará el tanque de almacenamiento de este. Además de lo anterior, también se diseñará el sistema de almacenamiento de agua caliente para poder satisfacer los valores máximos de consumos.

La metodología a seguir para este trabajo es la siguiente. Primero se procede a estimar la demanda de agua caliente necesaria y la carga térmica, con este resultado y otras consideraciones generales, se procederá a seleccionar las calderas y los calentadores de agua a utilizar. Luego se procederá a

diseñar el sistema de agua de alimentación de la caldera, con su respectivo equipo de tratamiento químico.

Una vez llegado a este punto, se decidirá finalmente que combustible deberán utilizar las calderas, también se estimará el consumo de combustible, y se dimensionará la chimenea.

Luego se diseñará el sistema de tuberías de vapor y retorno de condensado, este diseño deberá incluir accesorios y trampas de vapor.

También se diseñará el sistema de almacenamiento de agua caliente; esto es, cálculo de la capacidad del tanque de almacenamiento, selección de la bomba de recirculación, y diseño del sistema de tuberías de recirculación entre los calentadores de agua y el tanque de almacenamiento.

Finalmente se procederá a realizar el análisis de costos. Este análisis incluye los costos de equipos y demás materiales a utilizar. También incluye los costos de instalación y la utilidad que se espera ganar en este trabajo.

Al final de este trabajo se obtiene el diseño completo del sistema para el calentamiento de agua que se recomienda implementar en el hotel en estudio, junto con el diseño se tiene el análisis de costos. Una vez completo el diseño y el análisis de costo del trabajo, este servirá como una guía para elaborar propuestas de montajes de este tipo de sistemas.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ÍNDICE GENERAL.....	II
ABREVIATURAS.....	III
SIMBOLOGÍA.....	IV
ÍNDICE DE FIGURAS.....	V
ÍNDICE DE TABLAS.....	VI
ÍNDICE DE PLANOS.....	VII
INTRODUCCIÓN.....	1

CAPÍTULO 1

1 INTRODUCCIÓN.....	5
1.1 Planteamiento del Proyecto.....	5
1.2 Alcance del Proyecto.....	7
1.3 Estructura de la Tesis.....	9

CAPÍTULO 2

2 SELECCIÓN DEL GENERADOR DE VAPOR Y CALENTADORES DE AGUA.....	12
2.1 Selección de los Calentadores de Agua.....	12
2.2 Selección de los Generador de Vapor.....	16
2.3 Dispositivos de Control de los Generadores de Vapor.....	30

CAPÍTULO 3

3 SISTEMA DE AGUA DE ALIMENTACIÓN.....	36
3.1 Consumo de Agua del Generador de Vapor.....	37
3.2 Diseño del Sistema de Agua de Alimentación.....	38
3.3 Problemas Existentes en el Agua de Alimentación.....	58
3.4 Sistema de Tratamiento del Agua de Alimentación.....	63
3.5 Control de la Calidad del Agua de Alimentación.....	70

CAPÍTULO 4

4 SISTEMA DE COMBUSTIBLE.....	73
4.1 Selección de Combustible a Usar.....	74
4.2 Estimación de la Demanda de Combustible.....	77
4.3 Cálculo de la Capacidad del Tanque de Combustible.....	78
4.4 Dimensionamiento de la Chimenea.....	84

CAPÍTULO 5

5 TUBERÍAS DE VAPOR, RETORNO DE CONDENSADO Y ACCESORIOS.....	95
5.1 Distribución de las Tuberías de Vapor y Retorno de Condensado.....	96
5.2 Ubicación de Accesorios y Trampas de Vapor.....	97
5.3 Diseño del Sistema de Tuberías de Vapor.....	99
5.4 Diseño del Sistema de Tuberías de Condensado.....	121

CAPÍTULO 6

6 SISTEMA DE ALMACENAMIENTO DE AGUA CALIENTE.....	140
6.1 Criterios Para el Dimensionamiento.....	141
6.2 Dimensionamiento del Tanque de Almacenamiento.....	143
6.3 Diseño del Sistema de Tuberías de Recirculación.....	147

CAPÍTULO 7

7 ANÁLISIS DE COSTOS.....	153
7.1 Costo de Equipos y Materiales.....	154
7.2 Costo de Instalación.....	155
7.3 Utilidades.....	155

CAPÍTULO 8

8 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	158
---------------------------------------	-----

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

BHP	Caballo Caldera
BTU	Unidad Térmica Británica
CFM	Pies Cúbico por Minuto
Cm ²	Centímetro Cuadrado
Etc.	Etcétera
g	Aceleración de la Gravedad
Gal	Galón
GPG	Granos por Galón
GPH	Galones por Hora
GPM	Galones por Minuto
H	Hora
HP	Caballo de Fuerza
Hz	Hertz
kg	Kilogramo
kJ	Kilo Joule
kPa	Kilo Pascal
kW	Kilo Watt
L	Litro
Lb	Libra
m	Metro
m ³	Metro Cúbico
mm	Milímetro
Ppm	Partes por Millón
Psi	Libra por Pulgada Cuadrada
S	Segundo
TDS	Sólidos Disueltos Totales
V	Voltio

SIMBOLOGÍA

h	Altura
x	Calidad del Vapor
Q	Calor
C_p	Calor Especifico a Presión Constante
$NPSH_D$	Carga Neta de Succión Positiva Disponible
$NPSHR$	Carga Neta de Succión Positiva Requerida
Q_{agua}	Caudal de Agua
Q_{aire}	Caudal de Aire
Q_H	Caudal de Cada Habitación
Q_{diesel}	Caudal de Diesel
Q_{vapor}	Caudal de Vapor
\dot{m}	Caudal Másico
Q_B	Caudal Suministrado por Equipo de Bombeo
Q_T	Caudal Total
K_L	Coefficiente de Pérdidas Menores
ρ	Densidad
D	Diámetro
$h_{f@p}$	Entalpía de líquido Saturado a la Presión P
$h_{g@p}$	Entalpía de Vapor Saturado a la Presión P
FD	Factor de Demanda
F	Factor de Fricción
$^{\circ}C$	Grados Celsius
$^{\circ}F$	Grados Fahrenheit
L_{eq}	Longitud Equivalente
L_T	Longitud Total
N	Número de Habitaciones en el Hotel

SIMBOLOGÍA

Re	Número de Reynolds
h_L	Pérdidas Menores
P_{atm}	Presión Atmosférica
P_v	Presión de Vapor
$r_{a/d}$	Relación Aire Diesel
T_a	Temperatura Absoluta de Bulbo Seco
T_g	Temperatura Absoluta de Salida de Gases
$T_{entrada}$	Temperatura de Entrada
T_{salida}	Temperatura de Salida
V	Velocidad
μ	Viscosidad Dinámica
V	Volumen

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1: Metodología de Tesis.....	11
Figura 2.1: Relación de presión-capacidad para seleccionar tipo de calderas.....	22
Figura 3.1: Tanque para agua de alimentación.....	40
Figura 3.2: Esquema de ablandador de agua.....	67
Figura 4.1: Porcentaje de CO ₂ en los humos versus porcentaje de exceso de aire recomendado.....	89
Figura 4.2: Balance de masa en el hogar de la caldera.....	90
Figura 5.1: Gráfico para determinar diámetro y velocidad en líneas de vapor.....	105
Figura 5.2: Rugosidad relativa de tuberías nuevas.....	109
Figura 5.3: Diagrama de Moody empleado para determinar factores de fricción.....	112
Figura 5.4: Caída de presión en tuberías cédula 40.....	116
Figura 5.5: Gráfico para la selección de tuberías de retorno de condensado.....	126
Figura 5.6: Diagrama caudal versus caída de presión.....	129
Figura 5.7: Trampas de vapor de flotador y termostáticas.....	138
Figura 5.8: Trampa termodinámica TD52.....	139
Figura 7.1: Análisis de costos.....	157

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1: Calor sensible transferido al agua.....	18
Tabla 2: Valores máximo y promedio de consumo de agua caliente en GPH.....	25
Tabla 3: Consumo máximo y promedio de energía necesario para calentar el agua que se emplea en las habitaciones y servicios generales.....	26
Tabla 4: Tipos de sistemas de control de nivel.....	34
Tabla 5: Dimensiones de tanques para almacenar agua.....	39
Tabla 6: Velocidades y pérdidas por fricción en tuberías cédula 40.....	46
Tabla 7: Coeficientes de pérdidas menores, pérdidas menores y accesorios empleados en el sistema de agua de reposición.....	48
Tabla 8: Coeficientes de pérdidas menores, pérdidas menores y accesorios empleados en el sistema de agua de alimentación de las calderas.....	49
Tabla 9: Alturas, longitudes de tuberías y pérdidas en el sistema de agua de reposición.....	51
Tabla 10: Alturas, longitudes de tuberías y pérdidas en el sistema de agua de alimentación de la caldera.....	51
Tabla 11: Impurezas más comunes en agua de alimentación de calderas.....	59
Tabla 12: Compuestos químicos en tratamiento interno y sus aplicaciones.....	64
Tabla 13: Datos necesarios para determinar capacidad de ablandador	66

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 14:	Condiciones recomendadas en el agua para calderas	72
Tabla 15:	Propiedades del Fuel oíl número 2 (Diesel).....	76
Tabla 16:	Diámetros recomendados para tanques de combustible	81
Tabla 17:	Porcentaje de CO ₂ en los humos en función de la calidad de la combustión empleando diesel.....	88
Tabla 18:	Cantidad de tuberías y accesorios en la línea de vapor	103
Tabla 19:	Diámetros de tuberías y velocidades de vapor en los diferentes tramos según figura 5.1.....	107
Tabla 20:	Valores de rugosidad relativa, número de Reynolds y factor de fricción en los diferentes tramos de la línea de vapor.....	111
Tabla 21:	Valores de pérdidas menores de todos los accesorios de la línea de vapor expresados como longitud equivalente.....	113
Tabla 22:	Valores de longitudes de tuberías, pérdidas menores y longitudes totales.....	115
Tabla 23:	Caída de presión en línea de vapor.....	118
Tabla 24:	Longitud total en línea de condensado.....	128
Tabla 25:	Guía para la selección de trampas de vapor.....	133
Tabla 26:	Valores promedios y máximos diarios de la demanda de agua caliente por habitación en hoteles.....	144
Tabla 27:	Factor de capacidad de almacenamiento para diferentes tipos de edificaciones.....	145
Tabla 28:	Velocidades y pérdidas por fricción en tuberías cédula 40.....	148
Tabla 29:	Cantidad de accesorios y longitud equivalente en el sistema de recirculación de agua caliente.....	151
Tabla 30:	Análisis de costos	156

ÍNDICE DE PLANOS

	Pág.
Plano 1: Cuarto de máquinas	Anexos
Plano 2: Esquema de chimenea.....	Anexos
Plano 3: Esquema de sistema de almacenamiento de agua caliente	Anexos
Plano 4: Esquema de sistema de agua de alimentación.....	Anexos
Plano 5: Detalle de ubicación de accesorios.....	Anexos
Plano 6: Soportes para tuberías.....	Anexos

INTRODUCCIÓN

El tema de esta tesis es “La Selección de Equipos y Diseño del Sistema para Calentamiento de Agua en un Hotel Cinco Estrellas”, y el objetivo de la misma es seleccionar los equipos para calentar el agua y diseñar el sistema a vapor para satisfacer las necesidades de agua caliente del hotel que se está analizando.

A lo largo de este trabajo se hará referencia al cliente, que es la compañía que estaba encargada de proveer materiales y mano de obra para todas las instalaciones hidro-sanitarias de este hotel, pero la cual subcontrato la instalación del sistema de calentamiento de agua, lo que dio origen a esta tesis.

Dentro de la bibliografía más relevante que se consultó para realizar este trabajo se tiene el manual de ingeniería de la compañía SLANT/FIN que muestra como estimar las demandas de agua caliente en diferentes tipos de edificaciones en función de la cantidad de habitaciones, también está el texto “CALDERAS INDUSTRIALES Y MARINAS” que muestra la información necesaria para el diseño de un sistema a vapor, y el texto “Termodinámica” de Cengel y Boles del cual se utilizaron ciertos conceptos relevantes y las propiedades del vapor y del agua. Otros textos importantes fueron los

manuales de los fabricantes Spirax-Sarco, Fulton, Cleaver-Brooks, Aerco Water Heaters.

Lo que se espera obtener de este trabajo es el diseño completo del sistema de calentamiento de agua del hotel en estudio; es decir, la selección de calderas y calentadores de agua, dimensionamiento de chimenea, tanque de condensados y tanques de almacenamiento de combustible. También se seleccionan bombas y tuberías para el sistema de agua de alimentación, distribución de vapor y recolección del condensado.

Además de lo mencionado en el párrafo anterior también se seleccionan los equipos para tratamiento del agua de alimentación y accesorios como válvulas de cierre, válvulas de retención, válvulas reductoras de presión, filtros de vapor, etc.

A continuación se muestra de forma resumida el contenido de cada uno de los capítulos que componen este trabajo.

En el primer capítulo se da una breve introducción acerca de los hoteles cinco estrellas y se menciona algunos de los servicios que deben tener. También se describe las características más relevantes del hotel que se está estudiando y se menciona los objetivos específicos de este trabajo.

En el segundo capítulo se estima la carga térmica que se necesita para calentar el agua que se emplea en este hotel, y con esto se selecciona los

calentadores de agua y las calderas que empleará el sistema. Además se explica de forma detallada los criterios necesarios para seleccionar los equipos antes mencionados.

En el tercer y cuarto capítulo se diseña el sistema de agua de alimentación y el sistema de combustible respectivamente; es decir, se dimensiona tanques de almacenamiento; se selecciona bombas, diámetros y espesores de tuberías y demás accesorios. En el capítulo cuatro también se dimensiona la chimenea que servirá para arrojar los gases de la combustión a la atmosfera.

En el capítulo cinco se dimensiona las tuberías de vapor y retorno de condensado; es decir, se selecciona diámetro y espesores de tuberías, materiales y espesores de aislamiento térmico; también se selecciona trampas de vapor u otros accesorios.

En el capítulo seis se diseña el sistema de almacenamiento de agua caliente; es decir, se justifica la necesidad de un tanque de almacenamiento y se lo dimensiona; después se dimensiona el sistema de tuberías de recirculación y se selecciona el aislamiento térmico.

En el capítulo siete se realiza un análisis económico que incluye el costo de los equipos y demás materiales, costos de mano de obra y la utilidad que se obtendría en la implementación de este proyecto.

Finalmente en el capítulo ocho se presenta las conclusiones y recomendaciones de este trabajo. En este capítulo se muestra de forma resumida las características técnicas de los equipos que se necesitarán para instalar el sistema de agua caliente del hotel en estudio junto con el costo total de la implementación de este trabajo, también se dan algunas recomendaciones para el diseño óptimo de sistemas similares al que se realizó en este trabajo y para alargar la vida útil del mismo una vez que este ha sido instalado.

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Planteamiento Del Proyecto.

Los Hoteles clasificados como 5 estrellas, son empresas de servicios de alojamiento que tienen una tradición muy antigua que empezó en el Viejo Continente.

Existen cadenas consolidadas y reconocidas mundialmente que constituyen potencias indiscutibles en el Sector Turístico, específicamente hablando del área de acomodación de viajeros.

A través de diversos estudios realizados por compañías expertas en materia turística, se ha podido conocer que el mercado más importante de los hoteles en cuestión, es el del Hombre de Negocios.

Esto viene determinado por el hecho de que este tipo de cliente no tiene tiempo que perder y por consiguiente necesita hacer el menor esfuerzo posible durante su estadía.

Está comprobado que los principales clientes de los hoteles cinco estrellas permanecen un tiempo mínimo en sus habitaciones, por lo

que los servicios que estos ofrecen deben ser orientados hacia las actividades posibles de realizar a partir de las seis de la tarde y concentradas en ofrecer relax y máxima comodidad.

Otro objetivo importante de estos hoteles son las personas de Nivel A o altos ingresos, quienes se hospedan en estos hoteles para disfrutar de ciertos lujos sin hacer el menor esfuerzo posible mientras disfrutan de sus vacaciones.

De lo anterior se puede concluir que todos los clientes que visitan un hotel cinco estrellas, esperan tener acceso a lujos y comodidades, sin tener que hacer mucho esfuerzo, ni esperar mucho tiempo. Dentro de estos lujos o comodidades, se encuentran los servicios de agua caliente, alimentación y lavandería, piscina. En los tres servicios anteriormente mencionados se recomienda usar vapor, debido a la cantidad de personas que se hospedan en estos hoteles.

En la actualidad se está construyendo en la ciudad de Guayaquil un hotel cinco estrellas. Este hotel estará ubicado en la región que podría ser considerada como el sector hotelero de esta ciudad.

Este hotel consta de 16 niveles. La planta baja, que contiene el cuarto de maquinas, el área de lavandería, el área de la cocina, y otras áreas. Los parqueos estarán ubicados en los pisos que van del

primero al quinto. Desde el sexto piso, hasta el decimo quinto piso, se encuentran distribuidas 136 habitaciones.

Como se trata de un hotel cinco estrellas, este debe tener servicio de agua caliente en sus habitaciones, entre otros. Servicio que puede ser satisfecho con el uso de calentadores de agua que por conveniencia técnico-económica funcionen con vapor.

En este trabajo se presenta una alternativa para poder acceder al servicio de agua caliente anteriormente mencionado. Se propone emplear generadores de vapor, que proveerán la energía calorífica para que funcionen los calentadores de agua.

1.2 Alcance de Este Proyecto

El objetivo general de este trabajo es seleccionar los equipos para calentar el agua, y diseñar el sistema a vapor, para satisfacer las necesidades de agua caliente del hotel que se está analizando.

Dentro de este objetivo general los objetivos específicos de este trabajo son:

- Seleccionar los equipos necesarios para cumplir la demanda de agua caliente del hotel en estudio.

- Seleccionar las calderas necesarias para alimentar de vapor a los calentadores de agua anteriormente mencionados.
- Dimensionar el sistema de tuberías de agua de alimentación para las calderas seleccionadas.
- Dimensionar el sistema de combustible. Esto incluye la selección del combustible a usar.
- Dimensionar las tuberías de vapor y retorno de condensado del sistema a vapor.
- Selección de accesorios y trampas de vapor, para el sistema a vapor.
- Dimensionar el tanque de almacenamiento de agua caliente.
- Diseñar el sistema de tuberías para la recirculación del agua caliente entre el tanque de almacenamiento y los calentadores de agua.
- Realizar un análisis de costos del proyecto. Este análisis incluye costos de equipos, materiales, mano de obra y utilidades.

1.3 Metodología.

A continuación se detalla la estructura que tiene este trabajo.

Capítulo 1.- En este capítulo se da una breve descripción de los hoteles cinco estrellas y de algunos de los servicios que deben poseer. También se describe el hotel que se está analizando en este trabajo; y a continuación se enfoca el objetivo general y los objetivos específicos de este trabajo y la forma en que está estructurada esta tesis.

Capítulo 2.- En este capítulo se procede a calcular la carga térmica; es decir, en función del número de habitaciones se determina la cantidad de agua caliente que se va a necesitar y su equivalente en kW. Con lo anterior, se procede a seleccionar los calentadores de agua y las calderas con sus respectivos dispositivos de control.

Capítulo 3.- Aquí se procede a diseñar el sistema de agua de alimentación. Esto es, selección del diámetro, material y espesor de la tubería a usar; selección del equipo de bombeo, ubicación y selección de accesorios. También en esta parte se incluye la selección del sistema de tratamiento de agua.

Capítulo 4.- En esta parte se procede a diseñar el sistema de combustible. Es decir, se selecciona el combustible a usar, se estima

la demanda de combustible, entonces se procede a dimensionar los tanques de almacenamiento de combustible. También se incluye en esta parte el dimensionamiento de la chimenea.

Capítulo 5.- En este capítulo se dimensiona las tuberías de vapor y retorno de condensado, esto incluye, selección de diámetros, material y espesores de la tubería. Además se incluye selección y ubicación de trampas de vapor y otros accesorios como válvulas.

Capítulo 6.- En este capítulo se procede a calcular la capacidad que debe tener el tanque de almacenamiento de agua caliente, previo a este cálculo se justifica la necesidad de usar este tanque. Después se procede a dimensionar el sistema de tuberías que servirá para recircular el agua caliente entre los calentadores y el tanque de almacenamiento.

Capítulo 7.- En este capítulo se realiza un análisis económico, este incluye los costos de equipos y materiales, costos de mano de obra y la utilidad que se obtendría en este proyecto.

Capítulo 8.- Finalmente en este capítulo se presentan todas las recomendaciones y conclusiones relacionadas a este trabajo.

A continuación se muestra un diagrama de flujo, que indica la metodología a seguir en esta tesis.

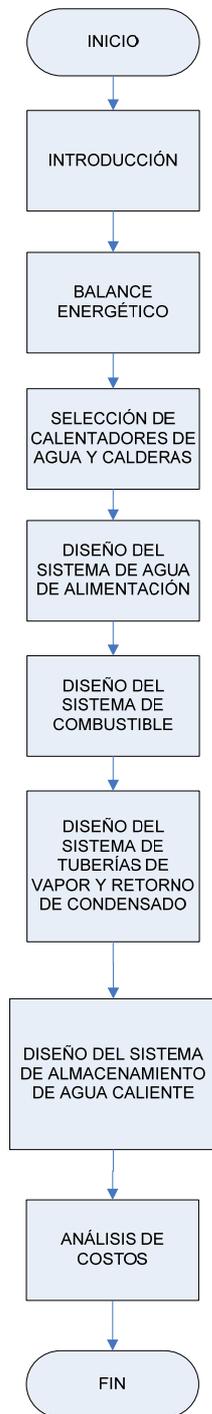


FIGURA 1.1 METODOLOGÍA DE TESIS

CAPÍTULO 2

2. SELECCIÓN DEL GENERADOR DE VAPOR Y CALENTADORES DE AGUA

El objetivo de este capítulo es seleccionar los calentadores de agua y los generadores de vapor o calderas necesarias para el sistema de agua caliente del hotel en cuestión.

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

2.1 Selección de Calentadores de Agua.

Según los requerimientos del cliente se deben emplear calentadores de agua que funcionen con vapor.

Para seleccionar los calentadores de agua se deben determinar los siguientes parámetros técnicos:

- Cantidad de agua caliente que deben suministrar los calentadores.
- Temperatura del agua a la entrada de los calentadores.
- Temperatura del agua a la salida de los calentadores.

La cantidad de agua caliente que deben suministrar los calentadores se refiere al caudal de agua caliente que debe suministrarse al hotel en estudio.

Para determinar el caudal necesario se debe considerar que se analiza un hotel cinco estrellas con 136 habitaciones, y que la capacidad de los equipos deben satisfacer las necesidades de agua caliente de las habitaciones y de los servicios generales.

Para calcular la cantidad total de agua caliente que se debe suministrar a las habitaciones se utilizará la siguiente ecuación (1).

$$Q_T = Q_H \times N \times FD \quad \text{Ecuación 2.1}$$

Donde

- Q_T : Caudal total
- Q_H : Caudal de cada habitación
- N : Número total de habitaciones
- FD : Factor de demanda

El factor de demanda considera el hecho de que en un hotel es difícil que estén funcionando todos los puntos de consumo de agua caliente al mismo tiempo (1).

Considerando un valor de 2.50 GPM para el caudal de cada habitación, un factor de demanda de 0.25 (1); y reemplazando estos valores en la ecuación 2.1 se obtiene el caudal de agua caliente que debe suministrarse al hotel, dicho caudal tiene un valor de 85 GPM.

Para determinar la cantidad de agua que se debe emplear en los servicios generales, por ejemplo cocina, lavandería, etc. Se debe considerar un valor de 0.14 GPM por habitación (2). Luego al multiplicar 0.14 GPM por el número de habitaciones se obtiene un valor de 19.27 GPM.

Además de los 0.14 GPM de agua caliente por habitación, necesarios para los servicios generales; se debe considerar que existen 18 puntos de consumo como lavamanos entre otros. Para determinar la cantidad de agua que requieren estos puntos de consumo, se emplea la ecuación 2.1, reemplazando un valor de 0.50 GPM para el caudal de cada punto de consumo y un factor de demanda de 0.4 (1); lo que da un resultado de 3.60 GPM.

Al sumar los 19.27 GPM con los 3.60 GPM, se obtiene un resultado de 22.87 GPM de agua caliente, que deben emplearse en servicios generales.

Para determinar la temperatura a la que entra el agua a los calentadores, se debe considerar que en los sistemas de agua caliente, se debe aplicar recirculación. Es decir, que la temperatura del agua a la entrada de los calentadores varía desde un valor mínimo a un valor máximo. El valor mínimo es aproximadamente 21 °C, que es la temperatura ambiente a la cual se encuentra el agua en nuestro medio.

El valor de la temperatura a la salida de los calentadores puede alcanzar un máximo permitido de 60 °C para las habitaciones y 65 °C en los servicios generales (1).

Como se debe satisfacer un demanda de 85 GPM en las habitaciones y 22.87 GPM en los servicios generales, se decidió emplear dos calentadores de agua con una capacidad de 45 GPM cada uno y con una temperatura de salida del agua de 60°C para las habitaciones; y un calentador de agua de 30 GPM para los servicios generales, con una temperatura de salida de 65.6 °C. Dichos calentadores deben operar con una temperatura de entrada del agua de 21 °C y con vapor a una presión de 861,84 kPa.

2.2 Selección de los generadores de vapor.

En esta parte se procederá a describir todas las consideraciones que se hicieron para seleccionar los generadores de vapor que proveerán el vapor a los calentadores de agua.

Los factores que se consideraron para seleccionar las calderas fueron los siguientes (2):

- a. Capacidad de la caldera.
- b. Agua de alimentación disponible
- c. Espacio disponible y número de unidades
- d. Tipo de caldera a utilizar
- e. Tiempo de operación diaria de la caldera
- f. Tipo de combustible a utilizar y disponibilidad de energía eléctrica

a) Capacidad de la caldera.

La capacidad de la caldera se refiere a los caballos calderas (BHP), ó a las kg/h a una determinada presión, que puede entregar un caldera. Para determinar dicha capacidad, se debe realizar un balance térmico en los calentadores de agua.

Para determinar la cantidad de energía necesaria para calentar el agua desde 21 °C hasta su temperatura final, que puede ser

60 °C para las habitaciones, ó 65.6 °C para servicios generales se emplea la ecuación 2.2 (3):

$$Q = \rho \times Q_{\text{agua}} \times C_p \times (T_{\text{salida}} - T_{\text{entrada}}) \quad \text{Ecuación 2.2}$$

Donde

- Q: Calor sensible transferido al agua
- Q_{agua}: Caudal volumétrico de agua
- ρ: Densidad del agua
- C_p: Calor específico del agua
- T_{salida}: Temperatura del agua a la salida del calentador
- T_{entrada}: Temperatura del agua a la entrada del calentador

Considerando valores de 1000 kg/m³ para la densidad del agua, 4.18 kJ/kg-°C para el calor específico del agua (3), 45 GPM para los calentadores de agua de las habitaciones y 30 GPM para el calentador de servicios generales y reemplazando en la ecuación 2.2, se obtiene los siguientes resultados resumidos en la tabla número 1.

TABLA 1
CALOR SENSIBLE TRANSFERIDO AL AGUA

Calentador	Cantidad	Calor transferido [kW]	
		Por equipo	Total
Habitaciones	2	462,90	925,79
Ser. Generales	1	352,91	352,91
		Total	1278,70

Si se considera que los equipos están correctamente aislados y se asume un 10% de pérdidas (2), al valor de la energía total que se muestra en la tabla 1 se debe multiplicarla por 1.1, lo que da una resultado de 1406,57 kW ó 143,48 BHP*

* 1 GPM = 6.3×10^{-5} m³/s; 1 BHP = 9.803 kW

A continuación se determinará la capacidad de las calderas según su presión de operación y caudal másico de vapor. Para lo cual se asume que el vapor entra a los calentadores en estado de saturación, y sale completamente condensado.

Es importante mencionar en este momento, que la presión de operación de las calderas debe ser mayor o igual que la de los calentadores, por esta razón se decidió trabajar con calderas que operen a una presión de 930.79 kPa.

Para determinar el caudal másico de vapor se debe emplear la ecuación 2.3 (3).

$$m = \frac{Q}{h_{g@930 \text{ kPa}} - h_{f@930 \text{ kPa}}} \quad \text{Ecuación 2.3}$$

Donde

- Q: Calor suministrado por las calderas
- m: Caudal másico de vapor
- $h_{g@930 \text{ kPa}}$: Entalpía de vapor saturado a 930 kPa
- $h_{f@930 \text{ kPa}}$: Entalpía de líquido saturado a 930 kPa

Al reemplazar en la ecuación 2.3, Q por un valor de 1406,57 kW, h_g por un valor de 2775 kJ/kg, y h_f por un valor de 749.2 kJ/kg (3); se obtiene un caudal másico de 0.69 kg/s, ó 2494 kg/h.

Es decir, que las calderas deben estar en la capacidad de producir 2494 kg/h a 930 kPa, o tener una potencia superior o igual a 143,48 BHP.

b) Agua de alimentación disponible.

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 las calderas.

En cuanto a cantidad, esto no representa un problema pues el hotel cuenta con dos cisternas, que tienen una capacidad de 180m³ cada una.

Como el agua que se emplea para llenar las cisternas, es la que proviene de la red de agua potable de la ciudad, se considera necesario emplear un equipo ablandador de agua para mejorar su calidad. Mas detalles sobre este tema se muestran en el capítulo 3.

c) Espacio disponible y número de unidades.

El espacio disponible y el número de unidades son factores que van muy relacionados. Pues además de las capacidades de la caldera que se encuentran en el mercado, el espacio disponible limita el número de unidades que se pueden instalar.

Como el espacio disponible en el cuarto de máquinas, es limitado en cuanto al área se refiere, pero ofrece un poco de holgura en lo que respecta a la altura, lo más recomendable es usar calderas verticales.

Para determinar la cantidad de calderas a utilizar se debe considerar que hay que satisfacer un demanda de 136.88 BHP. Luego de revisar el manual del fabricante de calderas de la marca FULTON, se observa que las capacidades saltan de 60 BHP a 80 BHP; por lo que se decidió utilizar dos calderas verticales de 80 BHP cada una (2, 4).

Se decidió usar dos calderas de igual capacidad, porque a pesar de que la capacidad instalada es superior a la requerida, esto permitirá tener más facilidad con respecto al mantenimiento; menos problemas con la cantidad y tipos de

repuestos; y siempre se podrá tener por lo menos una caldera en servicio, cuando la otra este parada por alguna razón.

d) 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.

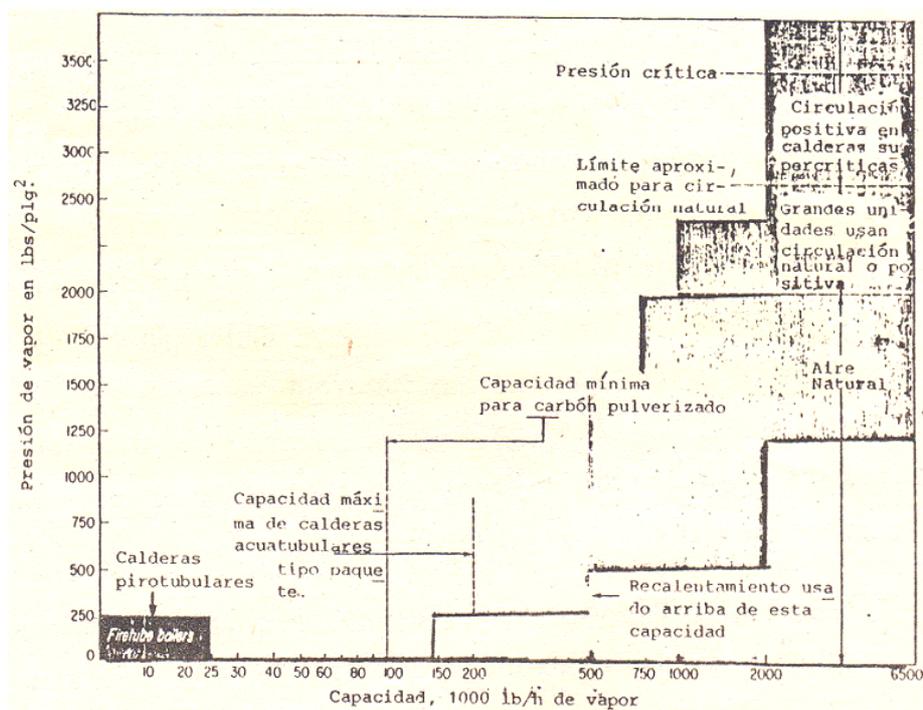


FIGURA 2.1 RELACIÓN DE PRESIÓN-CAPACIDAD PARA SELECCIONAR TIPO DE CALDERAS.

FUENTE: CALDERAS INDUSTRIALES Y MARINAS POR EL ING. ÁNGEL VARGAS

En la figura 2.1 se puede apreciar que para presiones inferiores a 1724 kPa (250 psi) y capacidades inferiores a 11340 kg/h (25000 lb/h), se recomiendan usar calderas pirotubulares. Para este proyecto, se recomienda usar calderas pirotubulares, o calderas verticales sin tubos.

e) Tiempo de operación diario de la caldera.

Como se trata de un hotel cinco estrellas, y los clientes pueden hacer uso de los servicios que este brinda a cualquier hora del día, las calderas y todo el sistema debe estar en capacidad de operar durante las 24 horas. Esto no quiere decir que las calderas van a operar de forma continua, todo lo contrario como se demuestra más adelante, su operación será de forma intermitente.

Por otro lado, difícilmente el consumo de agua caliente será el mismo durante todos los días, por esta razón se analizará dos situaciones. La primera en la que se asume un valor promedio de consumo diario de agua caliente de 0.17 GPM por cada habitación; y la segunda situación en la que se asume un consumo promedio máximo diario de 0.25 GPM por cada habitación (1).

Para estimar el tiempo de operación de las calderas primero se determina la energía que es necesaria aplicar al agua para poder cumplir con la demanda requerida en un día. Para esto se empleará la ecuación 2.1

Considerando un día promedio, y un consumo de 0.17 GPM para el caudal de cada habitación, un factor de demanda de 1 (1); y reemplazando estos valores en la ecuación 2.1 se obtiene el caudal de agua caliente que debe suministrarse al hotel, dicho caudal tiene un valor de 23.12 GPM.

Aplicando el procedimiento anterior, pero en lugar de usar 0.17 GPH, se usa 0.25 GPM se obtiene un valor de 34.00 GPM.

Recordando los valores obtenidos en la sección 2.1, el consumo de agua para las habitaciones es de 85 GPM y el de servicios generales es de 22.87 GPM. Es decir, que respecto a la suma de los dos consumos que es 107.87 GPM; el de habitaciones representa el 78.80 %, y el de servicios generales representa el 21.20%.

Si se aplica la proporción anteriormente mencionada, a los valores de 23.12 GPM y 34.00 GPM se obtiene la tabla 2, que se muestra a continuación.

TABLA 2
VALORES MÁXIMO Y PROMEDIO DE CONSUMO DE
AGUA CALIENTE EN GPH

Situación	GPM	Habitaciones (78,80%)		Servicios generales (21,20%)	
		GPM	m3/día	GPM	m3/día
Máxima	34.00	26.79	146.03	7.21	39.30
Promedio	23.12	18.22	99.32	4.90	26.71

A continuación se utiliza el procedimiento empleado en la sección 2.2 (a) para determinar la cantidad de calor que se debe aplicar diariamente al agua.

Es decir, empleando los valores de la tabla 2; las temperaturas indicadas en la sección 2.2 (a) para las habitaciones, y para los servicios generales; y la ecuación 2.2, se obtiene los siguientes resultados, que se muestran en la tabla 3

TABLA 3

**CONSUMO MÁXIMO Y PROMEDIO DE ENERGÍA
NECESARIO PARA CALENTAR EL AGUA QUE SE EMPLEA
EN LA HABITACIONES Y SERVICIOS GENERALES**

Situación	Habitaciones		Servicios generales	
	m³/día	kJ/día	m³/día	kJ/día
Máxima	146.03	23.80E+6	39.30	7.32E+6
Promedio	99.32	15.88E+6	26.71	4.88E+6

Si se suman los valores de potencia obtenidos en la tabla 3, y se obtiene el total de la energía que es necesaria aplicar para calentar el agua tanto de las habitaciones, como de servicios generales; y se agrega un 10% de pérdidas como se explicó en la sección 2.2 (a) se obtiene la cantidad de energía que deben suministrar las calderas en un día. Esto da como resultado para la situación máxima un valor de 34.24E+6 kJ/día, y para la situación promedio un valor de 22.84E+6 kJ/día.

Asumiendo la situación más crítica; es decir, que toda la carga térmica es entregada por una sola caldera de capacidad 80 BHP ó 784.24 kW; el tiempo de operación de esta caldera se lo obtendría, dividiendo la Cantidad de energía que se debe

suministrar para calentar el agua en un día, para la capacidad de la caldera. Es decir, para la situación máxima; el tiempo de operación se estima dividiendo 34.24×10^6 kJ para 784.24 kW, lo que da un valor de 43660.10 segundos, que equivalen aproximadamente a 12 horas.

Si se repite el análisis anterior, para la situación promedio, se obtendrá un resultado de 29123.72 segundos, que equivalen aproximadamente a 8 horas.

Es decir, que en los días de máximo consumo, si funciona una sola caldera, esta operaría 12 horas diarias; y para los días con un consumo promedio, si funciona una sola caldera, esta operaría 8 horas diarias.

De lo anterior se puede estar seguro de que las calderas que se utilicen, no serán sometidas a un régimen de trabajo muy fuerte, y con un mantenimiento adecuado su vida útil será bien larga.

f) Tipo de combustible a utilizar y disponibilidad de energía eléctrica.

En esta sección se analizará un factor muy importante en la selección de las calderas de un sistema a vapor. El factor que se considerará es el suministro de energía que debe recibir la caldera para su operación.

Para el funcionamiento de una caldera deben considerarse dos fuentes de energía, el combustible a utilizar y la disponibilidad de la energía eléctrica.

Recordando que las calderas que se utilizarán, son equipos de combustión; se debe considerar que el combustible representa un elemento fundamental para su operación, y su elección debe realizarse con mucho cuidado.

Dentro de los combustibles que se emplean generalmente en la operación de las calderas en nuestro medio se tiene; fuel oil (Bunker No 6), diesel, y gas licuado de petróleo (2).

El fuel oil es un combustible barato; pero debido a su alta viscosidad, presenta mayor dificultad en su manipulación y almacenamiento, se los utiliza en calderas superiores a 80BHP y con un tiempo de operación de 24 horas al día (2).

El diesel y el gas licuado de petróleo; se emplean en calderas de baja presión (presiones menores a 1723.8 kPa) y con un tiempo de operación alrededor de 16 horas diarias. Estos tipos de combustibles no tienen mayores dificultades en su almacenamiento, manipulación y mantenimiento. Lo único que debe considerarse es que el gas licuado de petróleo se debe almacenar en recipientes a presión (2).

Después de analizar las diferentes opciones de combustibles, se descarta por completo la posibilidad de utilizar el bunker, pues su manipulación es más complicada que los otros y en calderas de capacidades similares a la que se necesita en este proyecto no se utiliza. Entonces queda elegir entre gas licuado de petróleo y diesel.

En el capítulo 4 se analizará con mayor detalle la selección del combustible y se decidirá entre las opciones que quedan; es decir, que se escogerá entre el diesel y el gas licuado de petróleo.

Finalmente queda analizar el suministro de energía eléctrica, pues esta se utiliza para hacer funcionar a los motores de los quemadores, bombas y controles.

En cuanto 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.

Resumiendo lo analizado hasta ahora con respecto a la selección de la caldera, se decidió utilizar dos calderas verticales de 80 BHP cada una. Dichas calderas deberán operar o con diesel ó gas, este dilema se lo resolverá en el capítulo 4.

2.3 Dispositivos de control de los generadores de vapor

Toda caldera debe tener un sistema de control, cuyo objetivo es cumplir con funciones de regulación y seguridad.

Es importante recalcar que estos controles son de vital importancia, y la ausencia o mal funcionamiento de uno de estos pueden ocasionar una operación inadecuada de la caldera, o incluso un accidente. Por eso se debe verificar el buen funcionamiento de estos, empleando instrumentos de medición de temperatura, presión, composición química de los gases, dureza del agua, etc. (2).

Es importante recalcar que se comprará una caldera que viene con todo el sistema de control incluido; por eso en esta sección solo se describirá el objetivo de los dispositivos más importantes del sistema de control de la caldera.

Básicamente el control de una caldera está constituido por tres factores fundamentales que son; el control de la combustión, la seguridad de la llama, y el control del nivel (2).

a) Control de la combustión.

El control de la combustión cumple con la función de mantener constante la presión de vapor de la caldera, a pesar de que esta trabaje con diferentes valores de caudal de vapor. Sus variaciones son tomadas como una medida de la diferencia entre el calor que produce la caldera en forma de vapor, y el calor que se suministra en la combustión a través del combustible (2).

Usualmente el controlador de presión, ajusta la válvula de control del combustible. Por otro lado se tiene que la señal precedente del caudal de aire, es modificada por un relé para ajustar la relación entre aire y combustible, para luego pasar

por un controlador que lo compara con la señal del caudal del combustible (2).

Si la proporción no es correcta, se envía una señal al servomotor del mando del ventilador que regula el paso del aire, para que el caudal del aire se regule hasta llegar a una proporción combustible aire completa (2).

b) Seguridad de la llama.

Con el fin de comprobar el correcto funcionamiento de los quemadores y garantizar una operación segura de la caldera, debe existir el sistema de control de la llama.

El objetivo del control de la llama; es comprobar y mantener, la estabilidad y calidad de la llama, de modo que esta se mantenga bajo esas condiciones durante el funcionamiento de los quemadores.

Los sistemas de detección de llama funcionan de forma que en presencia de una falla en la llama, el sistema actúa de inmediato a través de detectores excitando el circuito eléctrico previsto en la instalación para que el conjunto caiga en seguridad, y evite la entrada de combustible, eliminando así el peligro de su eventual encendido y explosión subsecuente (2).

c) Control de nivel

Para la correcta selección del control de nivel, hay que estar consciente que la regulación del agua de alimentación que mantiene el nivel de la caldera, depende de múltiples factores, dentro de los cuales se tiene el tipo de caldera, la carga térmica, del tipo de bomba y del control de la presión del agua de alimentación (2).

Considerando que la producción de cada una de las calderas seleccionadas es de 1253 kg/h, que la carga térmica será irregular y utilizando la tabla 4, se puede optar por usar un control de nivel de dos elementos.

TABLA 4

TIPOS DE SISTEMAS DE CONTROL DE NIVEL

FUENTE: CALDERAS INDUSTRIALES Y MARINAS POR EL
ING. ÁNGEL VARGAS

SISTEMAS DE CONTROL DE NIVEL				
Tipo (# elem.)	Variables	Capacidad de la caldera (kg/h)		
		Menor a 6000 kg/h	Entre 6000 y 15000 kg/h	Mayor a 15000 kg/h
1	-Nivel	Cargas irregulares	Pequeños cambios de carga	Cargas mantenidas
2	-Nivel -Caudal de vapor	Cargas irregulares con grandes fluctuaciones	Cambios de carga moderados	Lentos cambios de carga moderados
3	-Nivel -Caudal de vapor -Caudal de agua			Mayor a 20000 kg/h

En los sistemas de nivel de dos elementos, las variables a controlar son el nivel de agua y el caudal de vapor que producirá la caldera.

La regulación de nivel de dos elementos se logra con un controlador de caudal de vapor y otro del nivel, cuyas señales de salida se comparan en un relé que actúa directamente sobre la válvula de control del agua de alimentación (2).

Es importante recalcar, que como las calderas son de de operación automática, deben tener un interruptor de bajo nivel de agua; el cual impida el funcionamiento del quemador, mientras no exista el suficiente nivel de agua en la caldera (2).

Además de todo lo anteriormente indicado, la caldera instalada debe tener todos los controles comunes a las calderas industriales; es decir, termostatos, presostatos, interruptores, reguladores automáticos, etc. Todos con el objetivo de lograr un estricto control, para mantener una operación confiable, eficiente y segura.

CAPÍTULO 3

3. SISTEMA DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

El sistema de agua de alimentación representa una de las partes más importantes de un sistema a vapor; pues el agua es la materia prima que utiliza la caldera para generar vapor, y la ausencia de esta podría tener consecuencias fatales.

El objetivo de este capítulo es diseñar el sistema de agua de alimentación; es decir, el sistema que suministrará el agua para la operación de la caldera.

A continuación se describe de forma detallada el procedimiento y criterios empleados para estimar la capacidad del tanque de almacenamiento, dimensionamiento del sistema de tuberías y selección de bombas.

También se tratará el tema de la calidad del agua que se utilizará para alimentar la caldera; los problemas que esta puede causar y el sistema que se utilizará para resolverlos.

3.1 Consumo de agua para el generador de vapor.

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

Considerando que la cantidad de agua que alimenta la caldera va a depender directamente de la cantidad de vapor producido, y esta a su vez dependerá de la capacidad de las calderas. Además se conoce que para satisfacer la demanda de un caballo caldera se deben emplear 0.069 GPM (5).

Analizando la situación más crítica, que es asumiendo que las dos calderas operen al mismo tiempo, se tendría que tener el suficiente caudal de agua, para cumplir la demanda de 160 BHP. Multiplicando 160 BHP por el factor antes mencionado de 0.069 GPM/BHP, se obtiene un valor de 11.04 GPM.

Es decir, que el caudal de agua necesario para satisfacer la operación de las dos calderas es 11.04 GPM.

3.2 Diseño del sistema de agua de alimentación.

En esta parte se procederá a describir de forma detallada, los criterios y el procedimiento seguido para diseñar el sistema de agua de alimentación.

El sistema de agua de alimentación esta básicamente constituido por:

- a. Tanque de almacenamiento.
- b. Sistema de tuberías y equipo de bombeo

a) Tanque de almacenamiento.

Como se desea que la temperatura de agua de alimentación sea lo más alta posible para evitar problemas de dilatación, contracción, choques térmicos en la caldera, y disminuir la cantidad de oxígeno disuelto y por consiguiente los efectos corrosivos; y además el sistema que se está analizando es de pequeña capacidad, se decidió usar un solo tanque para almacenar el retorno de condensado y suministrar agua a la caldera (tanque de agua de alimentación) (2).

Se debe considerar que el tanque de agua de alimentación estará en la capacidad de satisfacer la necesidad de agua de las calderas por unos 30 minutos; y que nunca debe estar completamente lleno, tan solo hasta un 70% (2).

Basándose en las consideraciones anteriores, para calcular la capacidad del tanque de almacenamiento, se debe multiplicar el caudal obtenido en la sección 3.1 por 30 minutos y dividirlo para 0.7; es decir, la capacidad del tanque es $(11.04 \text{ GPM}) \cdot (30 \text{ min}) / 0.7$, lo que da un valor de 473.14 gl.

TABLA 5

**DIMENSIONES DE TANQUES PARA ALMACENAR AGUA
FUENTE: FABRICANTE "DONLEE-TECHNOLOGIES INC"**

Tanque Tamaño (Glnes)	Largo A	Ø B	C	D	E	Baja Presión/ Retorno	Venteo G	Alta Presión/ Succión	Retorno I
						F		H	
50	3'-0"	1'-8"	1'-6"	1'-0"	8"	3"	¾"	2"	1"
90	3'-10"	2'-0"	1'-11"	1'-4"	8"	3"	¾"	2"	1"
150	4'-1"	2'-6"	2'-½"	1'-4"	8"	4"	1"	2"	1"
210	5'-0"	2'-8"	2'-6"	1'-6"	8"	4"	1½"	2"	1"
260	6'-3"	2'-8"	3'-1½"	2'-0"	8"	4"	1½"	2"	1¼"
315	5'-4"	3'-2"	2'-8"	2'-0"	8"	4"	1½"	2"	1¼"
400	5'-6"	3'-6"	2'-9"	2'-0"	8"	4"	2"	2"	1¼"
*500	7'-0"	3'-6"	3'-6"	2'-0"	12"	4"	2"	2½"	2"
650	7'-0"	4'-0"	3'-6"	2'-0"	12"	4"	2½"	2½"	2"
750	8'-0"	4'-0"	4'-0"	2'-6"	12"	4"	2½"	3"	2"
1050	11'-3"	4'-0"	6'-½"	4'-0"	12"	4"	2½"	3"	2½"
1250	8'-6"	5'-0"	4'-3"	3'-0"	12"	4"	2½"	3"	2½"
1400	9'-6"	5'-0"	4'-9"	3'-0"	12"	4"	2½"	3"	2½"
1650	11'-2"	5'-0"	5'-7"	4'-0"	12"	6"	2½"	3"	3"

* Tanque seleccionado.

Al revisar la tabla 5 de las dimensiones de los tanques, según el fabricante "Donlee-Technologies Inc"; se selecciona un tanque de 500 gl (1.89 m³), con las medidas indicadas en dicha tabla y la figura 3.1 (6). El tanque tendría unas dimensiones de 7 pies de largo (2.13 m) y 3 pies con 6 pulgadas de diámetro (1.07 m).

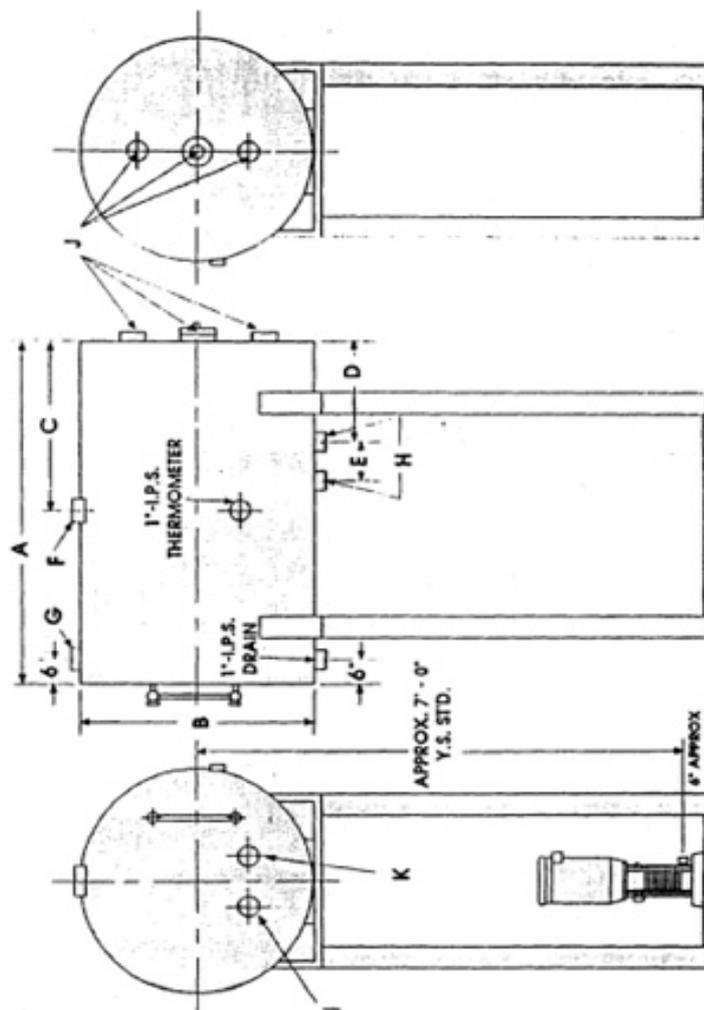


Figura 3. 1: Tanque para agua de alimentación

Fuente: Fabricante "Donlee-Technologies Inc"

b) Sistema de tuberías y equipos de bombeo.

Se considerará dos partes en esta sección. La primera parte trata de la selección de las bombas necesarias para alimentar a las calderas y para introducir el agua de reposición al tanque. La segunda parte que trata del diseño del sistema de tuberías; es decir, selección del diámetro de la tubería y la ubicación de los accesorios.

Para empezar con esta sección se debe tener claro cuál es el esquema del sistema que se está analizando, dicho esquema se muestra en los anexos, en los planos números 1 y 2. Ahí se puede apreciar que el cuarto de calderas, se encuentra ubicado sobre las cisternas, de ahí que se necesita una bomba para llevar el agua de dichas cisternas al tanque de condensado.

De lo descrito en el párrafo anterior se puede concluir que el sistema de agua de alimentación va a estar formado por dos sub-sistemas. El primero que sirva para abastecer el agua de reposición al tanque de condensado y el segundo para abastecer de agua a las calderas.

Para poder seleccionar las bombas se debe conocer los siguientes datos técnicos (2, 7):

- Operación continua o intermitente
- Temperatura a la succión
- Capacidad
- Presión de descarga
- Carga neta de succión positiva (NPSH)

Operación continua o intermitente

Saber el tipo de operación es muy importante, pues dependiendo si esta es continua o intermitente se debe seleccionar la bomba mas adecuada. Se debe recordar que en calderas del tipo pirotubular es frecuente que las bombas trabajen de forma intermitente; caso contrario ocurre en las calderas acuatubulares, pues las bombas frecuentemente trabajan de forma continua.

En este proyecto como se emplea calderas de capacidades bajas, entonces las bombas trabajarán de forma intermitente y esto se debe considerar a la hora de seleccionarla.

Temperatura de la succión.

Este factor es muy importante, pues uno de los datos necesarios para adquirir una bomba es la temperatura a la succión, ya que esta representa uno de los límites que determinará la resistencia que deben tener los materiales con los cuales está hecha la bomba.

Para la bomba que toma el agua de la cisterna, la temperatura de la succión debe ser aproximadamente de 21 °C, que es la temperatura ambiente. Para el caso de la bomba que lleva el agua del tanque de condensado a la caldera, la temperatura de la succión no superará los 100 °C según se muestra en los anexos en el análisis termodinámico del tanque de condensados.

Capacidad

La capacidad de la bomba, se refiere al caudal que esta debe entregar, pero dependiendo de la presión de descarga y de la carga neta de succión positiva requerida.

Como se mencionó antes, se empleará una bomba que opere intermitentemente para alimentar a la caldera. Para este tipo de bombas se debe emplear una capacidad de 1.5 a 2.0 veces la

capacidad de evaporación de la caldera (2). En esta tesis se empleará un factor de 2.0 veces la capacidad de evaporación de la caldera por tratarse de un valor más conservador. Es decir, el caudal de la bomba se obtiene utilizando la ecuación 3.1.

$$Q_B = 0.069 \times C \times F \quad \text{Ecuación 3.1}$$

Donde

Q_B : Caudal suministrado por la bomba en GPM

C: Capacidad de la caldera en BHP

F: Factor para cálculo de la capacidad

Al reemplazar el valor de 160 BHP correspondiente a la capacidad de las dos calderas en la ecuación 3.1, y un factor de 2; se obtiene un valor total de 22.08 GPM de agua; es decir, que se necesitan dos bombas cada una con una capacidad aproximada de 11 GPM.

En lo que respecta a la bomba que debe suministrar el agua de reposición al tanque de condensado, se debe saber qué cantidad de agua es necesario reponer. Para esto se asumirá un 40% de la producción de la caldera, correspondiente al agua

que se pierde en las purgas y en el vapor flash que se forma en el retorno de condensado; dicho valor se confirmará más adelante cuando se calcule la cantidad de purga necesaria en este mismo capítulo; y se realice el análisis de la primera ley de la termodinámica aplicado al tanque de condensado en los anexos.

Para calcular la capacidad la bomba de agua de reposición, se empleará la ecuación 3.1; pero utilizando esta vez un factor del 40%. Es decir, se multiplica 0.069 con 160 BHP y con 0.4, lo que da un resultado de 4.42 GPM por lo que se empleará una bomba con una capacidad de 5 GPM.

Presión de descarga.

La presión de descarga se refiere a la presión a la cual la bomba entrega el caudal a su destino. En este factor es importante mencionar que la presión de descarga de la bomba debe ser suficientemente mayor que la presión del recipiente de destino, para que pueda vencer las pérdidas en la tubería y accesorios hasta llegar hasta donde se desea.

En el texto “CALDERAS INDUSTRIALES Y MARINAS” escrito por el Ing. Ángel Vargas, se recomienda una presión de

descarga que se encuentre de 34.47 kPa a 172.37 kPa por encima de la presión de operación de la caldera (2).

La siguiente tabla indica los diferentes valores de diámetros recomendados con sus respectivas pérdidas por fricción, para caudales de 11 GPM y 5 GPM. Se selecciona una tubería de diámetro 1" cédula 40 para la alimentación de agua a la caldera y una de diámetro ¾" cédula 40 para el agua de reposición, ya que estas resistirán las presiones de operación y tienen las menores pérdidas por fricción (8).

TABLA 6

VELOCIDADES Y PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS CÉDULA 40 FUENTE: MANUAL "DESIGN OF FLUID SYSTEMS" DE SPIRAX-SARCO

Caudal [GPM]	Diámetro	Velocidad [m/s]	Pérdidas [m/100 m]
5	3/8"	2.56	96,10
	1/2"	1.61	29,70
	3/4"	0.92	7,27
11	1/2"	3.56	133,30
	3/4"	2.01	32,00
	1"	1.25	9,50

En el plano número cuatro, se puede apreciar el sistema de agua de alimentación, con la ubicación de las tuberías y la posición de algunos de los accesorios empleados. Las tablas número 7, 8, 9, y 10 muestran los accesorios empleados en el sistema de agua de alimentación de la caldera y el de reposición y sus respectivos valores de coeficientes de pérdidas, pérdidas menores, pérdidas por fricción y pérdidas totales.

Es importante mencionar que en las tablas 7, 8, 9 y 10, las indicaciones 1-a y a-2 hacen referencia respectivamente a los tramos de los sistemas de bombeo que van desde el reservorio de agua a la succión de la bomba, y de la succión de la bomba hasta el punto de destino, para comprender mejor este tema se debe recurrir al plano número cuatro.

Por otro lado el sistema que lleva agua del tanque de condensados hasta las calderas está formado por dos líneas de tuberías que son prácticamente idénticas; cada línea dirigida de forma independiente a su respectiva caldera y empleando su respectiva bomba. En cada análisis realizado a estas líneas se emplean una sola tabla, esto se justifica porque son prácticamente idénticas.

En las tablas 7 y 8 se muestran respectivamente los accesorios empleados en el sistema de agua de reposición y el de agua de alimentación a las calderas, tanto como las pérdidas menores que causan estos accesorios.

TABLA 7

COEFICIENTES DE PÉRDIDAS MENORES, PÉRDIDAS MENORES Y ACCESORIOS EMPLEADOS EN EL SISTEMA DE AGUA DE REPOSICIÓN.

Accesorio	KL	Cantidad		Pérdidas menores [m]		
		1-a	a-2	1-a	a-2	Total
Codo	1,50	1,00	2,00	0,06	0,13	0,19
Tee	0,90	1,00	1,00	0,04	0,04	0,08
Unión Universal	0,08	1,00	4,00	0,00	0,01	0,02
Válvula de compuerta	0,15	1,00	1,00	0,01	0,01	0,01
Válvula de retención	2,00	1,00	0,00	0,09	0,00	0,09
Entrada cuadrada	0,50	1,00	0,00	0,02	0,00	0,02
Salida cuadrada	1,00	0,00	1,00	0,00	0,04	0,04
Suma	--	--	--	0,22	0,23	0,45

TABLA 8

**COEFICIENTES DE PÉRDIDAS MENORES, PÉRDIDAS MENORES Y
ACCESORIOS EMPLEADOS EN EL SISTEMA DE AGUA DE
ALIMENTACIÓN DE LAS CALDERAS.**

Accesorio	KL	Cantidad		Pérdidas menores [m]		
		1-a	a-2	1-a	a-2	Total
Codo	1,50	1,00	4,00	0,12	0,47	0,59
Unión Universal	0,08	2,00	2,00	0,01	0,01	0,02
Válvula de compuerta	0,15	1,00	1,00	0,01	0,01	0,02
Válvula de retención	2,00	1,00	0,00	0,16	0,00	0,16
Entrada cuadrada	0,50	1,00	0,00	0,04	0,00	0,04
Salida cuadrada	1,00	0,00	1,00	0,00	0,08	0,08
Suma	--	--	--	0,34	0,58	0,92

En las dos tablas anteriores para calcular los valores de las pérdidas menores se emplea la ecuación 3.2, que se muestra a continuación (7).

$$h_L = K_L \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ecuación 3.2}$$

Donde

- h_L : Pérdidas menores en metros
- K_L : Coeficientes de pérdidas menores (sin dimensiones)
- V : Velocidad del agua que circula en el interior de la tubería en m/s
- g : Aceleración de la gravedad con un valor de 9.81 m/s^2

A continuación se muestran las tablas 9 y 10 que resumen las longitudes, alturas, pérdidas por fricción, pérdidas menores y pérdidas totales para el sistema de agua de reposición y el de alimentación de agua de las calderas respectivamente. Las alturas que se muestran en estas tablas se midieron respecto al nivel del piso y se consideraron todos positivas hacia arriba y negativas hacia abajo.

TABLA 9

ALTURAS, LONGITUDES DE TUBERÍAS Y PÉRDIDAS EN EL SISTEMA DE AGUA DE REPOSICIÓN.

	Metros		
	1-a	a-2	Total
Altura	-7,50	2,00	9,50
Longitud	8,00	4,00	12,00
Pérdidas por fricción	0,58	0,29	0,87
Pérdidas menores	0,22	0,23	0,45
Pérdidas totales	0,80	0,52	1,32

TABLA 10

ALTURAS, LONGITUDES DE TUBERÍAS Y PÉRDIDAS EN EL SISTEMA DE AGUA DE ALIMENTACIÓN DE LA CALDERA.

	Metros		
	1-a	a-2	Total
Altura	1,50	1,00	2,50
Longitud	2,00	12,50	14,50
Pérdidas por fricción	0,19	1,19	1,38
Pérdidas menores	0,34	0,58	0,92
Pérdidas totales	0,53	1,76	2,29

Para calcular las pérdidas de longitud (pérdidas por fricción), se debe multiplicar el valor de las pérdidas que se muestra en la tabla 6 por la longitud de la tubería que se muestran en las tablas 9 y 10, y dividirlo para 100. Los valores de las pérdidas menores fueron tomados de las tablas 7 y 8. Finalmente el total de las pérdidas se obtiene sumando las pérdidas de longitud con las pérdidas menores.

Para determinar el cabezal de las bombas que se emplearán, se recurre a la primera ley de la termodinámica aplicada entre los puntos 1 y 2, y expresada por medio de la ecuación de la energía aplicada a un fluido incompresible que se muestra a continuación (7).

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_p = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_{L1-2} \quad \text{Ecuación 3.3}$$

En la ecuación 3.3:

- p_1 y p_2 representan la presión en los puntos 1 y 2 respectivamente.
- V_1 y V_2 representan la velocidad del fluido en los puntos 1 y 2.

- Z_1 y Z_2 representan las alturas en los puntos 1 y 2 respecto al mismo nivel de referencia.
- ρ es la densidad del fluido.
- g es el valor de la aceleración de la gravedad.
- h_p es el cabezal suministrado por la bomba
- h_{L1-2} son las pérdidas totales del sistema desde el punto 1 al punto 2

Despejando de la ecuación 3.3 el cabezal de la bomba y despreciando el efecto de la energía cinética se obtiene el siguiente resultado:

$$h_p = \left(\frac{p_2 - p_1}{\rho g} \right) + (z_2 - z_1) + h_{L1-2} \quad \text{Ecuación 3.3a}$$

Para el caso de la bomba para el agua de reposición el plano número cuatro muestra como el punto 1 la cisterna que esta a presión atmosférica (101.32 kPa) y como punto dos el tanque de condensados que está a 620.53 kPa. Los valores de Z_1 , Z_2 y h_{L1-2} se pueden ver en la tabla 9 y son -7.50 m, 2.00 m, y 1.32 m respectivamente.

Sabiendo que la densidad del agua es 1000 kg/m^3 , que la aceleración de la gravedad tiene un valor de 9.81 m/s^2 , y reemplazando todos los datos anteriores en la ecuación 3.3a se tiene como resultado un valor de 63.74 m. Si al valor anterior se agrega la caída de presión a través del ablandador de agua que fue estimada en 8.44 m de columna de agua (82.73 kPa) se obtiene un valor de 71.91 m.

Es decir, que la bomba que se emplee para el agua de reposición debe ser capaz de vencer un cabezal aproximado de 72 m.

Para el caso de la bomba para el agua de alimentación de las calderas el plano número cuatro muestra como el punto 1 el tanque de condensados que esta a presión de 620.53 kPa, y como punto dos la caldera la cual se considera a una presión igual a la de 1034.21 kPa mas 172.37 kPa según recomendaciones que se mencionaron al inicio de esta sección, es decir 1206,58 kPa. Los valores de Z_1 , Z_2 y h_{L1-2} se pueden ver en la tabla 10 y son 1.50 m, 1.00 m, y 2.29 m respectivamente.

Dado que la densidad del agua es 1000 kg/m^3 , que la aceleración de la gravedad tiene un valor de 9.81 m/s^2 , y

reemplazando todos los datos anteriores en la ecuación 3.3a se obtiene como resultado un valor de 61.53 m.

Es decir, que la bomba que se emplee para el agua de alimentación de la caldera debe ser capaz de vencer un cabezal aproximado de 62 m.

Carga neta de succión positiva (NPSH)

La carga neta de succión positiva o NPSH por sus siglas en ingles, es la altura absoluta de succión corregida al eje del impulsor, menos la presión de vapor del líquido absoluto. En realidad es un análisis de las condiciones de succión de la bomba, para saber si el agua se vaporizará o no en el punto de menor presión de la bomba (2, 7).

Realmente existen dos valores de NPSH. El NPSH requerido que es necesario mantener o exceder para evitar que exista la cavitación, y el NPSH disponible que es valor que realmente posee el sistema. El objetivo es que el NPSH disponible, sea mayor que el requerido, y así se evitarán la cavitación y los problemas que esta trae en la presión, capacidad y eficiencia de la bomba, incluso perforaciones en el impulsor (2, 7).

Para determinar el NPSH disponible se debe utilizar la siguiente ecuación (7).

$$\text{NPSH}_D = \frac{P_1}{\rho g} + z_{1-a} - \sum h_{L1-a} - \frac{P_v}{\rho g} \quad \text{Ecuación 3.4}$$

Donde

- P_1 representa la presión en el nivel de aspiración, que generalmente suele ser la atmosférica.
- P_v representa la presión de vapor del fluido a la temperatura de operación.
- Z_{1-a} representa la altura según se indica en la plano 4.
- h_{L1-a} representa las pérdidas totales en el tramo que va del punto 1 al punto 2 según se indica el plano número cuatro.
- ρ es la densidad del fluido.
- g es el valor de la aceleración de la gravedad.

Determinando la presión de vapor del agua en el software EES, la cual toma los valores de 2.48 kPa a 21 °C y 70,05 kPa a 90 °C, considerando que este sistema se instalará en la ciudad de Guayaquil que se encuentra a nivel del mar con una presión atmosférica de 101,33 kPa.

Para el caso de la bomba de reposición los valores de Z_{1-a} y h_{L1-a} se los puede obtener de la tabla 9 y son -1.50 m y 0.80 m respectivamente. Como el agua de reposición se encuentra aproximadamente a 21 °C entonces su presión de vapor será aproximadamente 2,48 kPa. Si se reemplaza los valores mencionados en la ecuación 3.4 se obtiene un valor de 7,86 m. Es decir, que para la bomba del sistema de reposición el NPSH requerido debe ser inferior a 7,86 m.

Para el caso de las bombas que alimentarán de agua a las calderas los valores de Z_{1-a} y h_{L1-a} se pueden obtener de la tabla 10 y son 1.50 m y 0.53 m respectivamente. Como el agua que alimentará las calderas estará aproximadamente a 90 °C entonces su presión de vapor tomará un valor aproximado de 70,05 kPa. Reemplazando los valores mencionados en la ecuación 3.4 se obtiene un valor de 58,00 m, para esto se debe considerar que el valor de la presión en el nivel de aspiración es la del tanque de condensados. Es decir, que para las bombas que alimentan de agua a las calderas el NPSH requerido debe ser inferior a 58,00 m.

3.3 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. El agua que se obtiene de la red pública no es la excepción del caso y por lo tanto 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 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 de la caldera, una operación ineficiente de la caldera y por consiguiente un consumo excesivo de combustible.

En la siguiente tabla se describen las impurezas de origen químico que se encuentran generalmente en el agua de alimentación de las calderas.

TABLA 11

IMPUREZAS MÁS COMUNES EN AGUA DE ALIMENTACIÓN DE CALDERAS

**FUENTE: MANTENIMIENTO DE CALDERAS INDUSTRIALES Y MARINAS
POR ING. VARGAS**

Nombre	Formula	Efecto que Causa
Carbonato de calcio	CaCO_3	Incrustación
Bicarbonato de calcio	$\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$	Incrustación
Sulfato de calcio	CaSO_4	Incrustación
Cloruro de calcio	CaCl_2	Corrosión
Sulfato de magnesio	MgSO_4	Incrustación y Corrosión
Bicarbonato de magnesio	$\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$	Incrustación y Corrosión
Cloruro de magnesio	MgCl_2	Corrosión
Hidróxido de magnesio	$\text{Mg}(\text{OH})_2$	Incrustación
Nitrato de magnesio	NO_3Mg	Corrosión
Cloruro de sodio	NaCl	Corrosión
Carbonato de sodio	Na_2CO_3	Alcalinidad
Dióxido de carbono	CO_2	Corrosión
Bicarbonato de sodio	$\text{Na}(\text{CO}_3)_2$	Espuma
Dióxido de silicio	SiO_2	Incrustación
Hidróxido de sodio	NaOH	Fragilidad Cáustica
Sulfato de sodio	Na_2SO_4	Incrustación

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 a exceder los 3500 y 300 ppm respectivamente (6).

La corrosión por el dado del agua en una caldera es causada básicamente por la acción química que esta ejerce sobre la superficie metálica. La presencia de sustancias como oxígeno disuelto, dióxido de carbono, cloruro de sodio, ácidos orgánicos e inorgánicos en el

agua de alimentación de la caldera ocasionan este fenómeno de la corrosión, causando la pérdida gradual de las propiedades físicas y mecánicas de los materiales que conforman el generador de vapor.

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 calderas, cuando estas se encuentran operando se deben hacer pruebas de alcalinidad diariamente. Para poder eliminar el oxígeno disuelto en el agua se deben emplear desaireadores.

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 es 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.

El arrastre puede ser producido por niveles de agua excesivamente altos, agua contaminada con aceites o una gran cantidad de sólidos disueltos, demanda súbita y excesiva de vapor y defectos en el diseño de la caldera.

3.4 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 y puede realizarse por medios físicos o químicos.

De manera específica el tratamiento interno se emplea para contrarrestar pequeñas cantidades de dureza remanentes del tratamiento externo ó introducidas en el retorno de condensados, para contrarrestar el efecto corrosivo producido por la presencia de oxígeno disuelto y del dióxido de carbono, para contrarrestar las sales en el agua de reposición, para prevenir incrustaciones, arrastre y espumeo.

La siguiente tabla ilustra los compuestos que se emplean en este tratamiento y sus aplicaciones.

TABLA 12

COMPUESTOS QUÍMICOS EN TRATAMIENTO INTERNO Y SUS APLICACIONES

FUENTE: MANTENIMIENTO DE CALDERAS INDUSTRIALES Y MARINAS POR ING. VARGAS

Compuesto químico	Aplicación
Fosfato de sodio	Para prevenir incrustaciones
Hidróxido de sodio	Para prevenir incrustaciones y minimizar la corrosión
Polímeros	Para prevenir incrustaciones y acondicionar lodos
Taninos / Almidón	Para acondicionar lodos
Hidrazina / Sulfito de sodio	Para remover oxígeno
Antiespumante	Para prevenir arrastre y espumeo
Aminas neutralizantes	Para neutralizar CO ₂

Como se mencionó anteriormente el tratamiento externo se lo aplica antes de que el agua ingrese a la caldera y se lo emplea para extraer la mayor cantidad posible de impurezas del agua y que esta se encuentre dentro los parámetros recomendables. Existen varios métodos para el tratamiento externo del agua de alimentación, pero para este caso se decidió emplear ablandamiento por ser un método de los más comunes, eficaces y de bajo costos de operación.

El ablandamiento consiste en eliminar las impurezas conocidas con el nombre de durezas (calcio y magnesio) y reemplazarlas por otras impurezas que no revisten este carácter (sodio soluble). Este tratamiento se lo efectúa por medio de reacciones químicas y el equipo que se emplea es el intercambiador iónico ciclo sódico. La principal desventaja de este método es su incapacidad de reducir alcalinidad y sólidos en suspensión.

Para determinar que ablandador se necesita, se debe estimar la capacidad necesaria con los parámetros que se muestran a continuación:

TABLA 13

**DATOS NECESARIOS PARA DETERMINAR CAPACIDAD DE
ABLANDADOR**

Selección de ablandador	
Agua de reposición [GPM]	5.00
Horas diarias de operación [h]	8.00
Dureza del agua de alimentación [ppm]	300.00

Recordando que la cantidad de agua de reposición se obtuvo anteriormente en este capítulo en la sección 3.2 (b), el número de horas diaria de operación del capítulo 2 sección 2.2 (e), y la dureza es un dato tomado de la norma INEN de agua potable.

Para estimar la capacidad del ablandador se debe multiplicar el caudal volumétrico del agua de reposición en GPH por la dureza del agua en ppm y por el número de horas por día que operan las calderas, es decir:

$$5,00 \text{ GPM} \times 60 \text{ min/h} \times 300 \text{ ppm} \times 0,0584 \text{ GPG/ppm} \times 8 \text{ h} =$$

42048 granos

Es decir, que para este sistema se necesitará un ablandador con la capacidad mayor o igual a 42048 granos* o 42.0 K y un caudal volumétrico de 5 GPM.

El siguiente gráfico muestra un esquema general de un ablandador de agua.

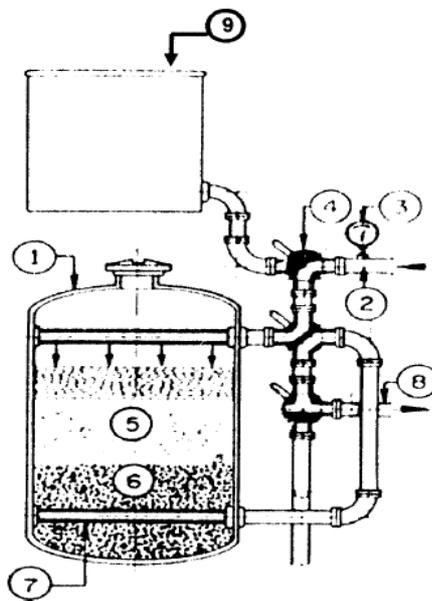


FIGURA 3.2 ESQUEMA DE ABLANDADOR DE AGUA

FUENTE: TESIS DE GRADO DE LA FIMCP POR ROMMEL JAVIER ALVARADO TORRES

*1ppm=0.0584GPG (grano por galón)

Donde:

- (1) Tanque de ablandador
- (2) Entrada de agua dura
- (3) Medidor de la presión del agua
- (4) Válvula de tres vías
- (5) Resina sintética ablandadora
- (6) Capas de filtración de grava y arena sílica
- (7) Colector perforado
- (8) Tubería de agua ablandada
- (9) Tanque con salmuera saturada

A más del ablandador de agua se deben hacer purgas en la caldera como parte del tratamiento del agua. Estas purgas deben realizarse para evitar que se acumulen impurezas en el interior de la caldera y que se produzcan los problemas mencionados anteriormente.

Estas purgas deben hacerse en cantidades y frecuencias adecuadas, ya que si se extrae más agua de la necesaria se estaría eliminando calor y tratamiento químico en cantidades superiores a las necesarias, pero si se lo hace en cantidades inferiores a las necesarias se pueden producir problemas por acumulación de impurezas que sobrepasarían los valores recomendados anteriormente.

Para evitar los inconvenientes mencionados en el párrafo anterior se empleará la siguiente ecuación que permite estimar la cantidad de agua que se debe purgar.

$$Purga = \frac{TDS \times producción}{TDS \text{ recomendado} - TDS} \quad \text{Ecuación 3.3}$$

En donde:

- Purga es la cantidad de agua a purgar en kg/h
- TDS es el valor en ppm de los sólidos totales disueltos en el agua a la entrada de la caldera
- Producción es la cantidad de vapor que producen las calderas en kg/h
- TDS recomendado es el valor en ppm de los sólidos totales disueltos que recomienda alguna estándar.

Para este caso se empleará los siguientes valores:

- 1000 ppm en TDS que es el máximo permitido según la norma INEN de agua potable
- 2509 kg/h como producción máxima de vapor
- 3500 ppm como TDS recomendado según ABAI (American Boiler and Affiliated Industries)

Reemplazando estos valores en la ecuación anterior se obtiene un valor de 1003.6 kg/h (4.42 GPM) que corresponden al 40% de la producción total de vapor. Es importante recalcar que este cálculo se realizó asumiendo que los valores de TDS son los máximos permitidos según la norma INEN de agua potable solo para cuestiones de diseño y se encuentran operando las dos calderas a máxima capacidad, pero en la práctica la cantidad real a purgar se debe calcular con los valores obtenidos de las pruebas diarias de control de calidad de agua y la cantidad real de vapor producido.

Del párrafo anterior se puede concluir que el valor de 5,00 GPM es el adecuado para la selección de la bomba del agua de reposición.

3.5 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 el sistema de agua de

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 14

CONDICIONES RECOMENDADAS EN EL AGUA PARA CALDERAS

FUENTE: MANTENIMIENTO DE CALDERAS INDUSTRIALES Y MARINAS
POR ING. VARGAS

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 - 11
Hierro	menos de 5 ppm
Línea de retorno de condensado	
Sólidos totales disueltos (TDS)	Máximo 5 ppm
pH	7.5 - 8.5

CAPÍTULO 4

4. SISTEMA DE COMBUSTIBLE

El costo de operación más elevado en un sistema a vapor esta dado por el consumo de combustible, por esta razón se debe seleccionar el combustible que represente la opción más económica para el funcionamiento del sistema; también se debe diseñar de forma óptima el sistema de combustible para minimizar los gastos de la instalación y garantizar una operación eficiente.

Este capítulo está dividido en cuatros partes. La primera parte muestra el procedimiento que se empleó para seleccionar el combustible que se utilizará en este sistema a vapor.

En la segunda parte de este capítulo se estima la demanda de combustible; es decir, el caudal volumétrico de combustible que se necesita para que las calderas puedan operar.

En la tercera parte básicamente se determina la capacidad de los tanques para el almacenamiento diario y mensual del combustible, también se determina las características que debe tener la bomba que alimentará de combustible a las calderas.

Finalmente se determinará qué tipo de quemador se empleará y se dimensionará la chimenea común que emplearán las dos calderas.

4.1 Selección de combustible a usar.

Como ya se mencionó en el capítulo dos, las mejores opciones que se tiene para emplear como combustible para las calderas son el diesel y el gas licuado de petróleo. El análisis comparativo que se realiza a continuación se basa en el costo por unidad de energía que proporciona cada combustible; es decir, en el valor en dólares por kilo Joule.

Primero se debe saber el precio en el mercado nacional y el poder calorífico inferior del diesel y del GLP (Gas Licuado de Petróleo). El precio del diesel es aproximadamente 1.04 \$/gl y tiene un poder calorífico inferior de 42800 kJ/kg. Por otro lado el cilindro de GLP de 15 kg para uso industrial tiene un precio aproximado de 15.29 \$, dividiendo estos valores se obtiene un resultado de 1.02 \$/kg. Además el GLP tiene un poder calorífico inferior de 45758 kJ/kg* (3).

Sabiendo que la densidad del diesel es de 0.85 kg/L (3), empleando los datos de precio y poder calorífico del diesel y realizando las simplificaciones que se muestran a continuación se obtiene el siguiente resultado:

$$1.04 \frac{\$}{\text{gl diesel}} \times \frac{1\text{L}}{0.85\text{kg}} \times \frac{1\text{gl}}{3.785\text{L}} \times \frac{1\text{kg diesel}}{42800\text{kJ}} = 7.5 \times 10^{-6} \frac{\$}{\text{kJ diesel}}$$

Si se repite el procedimiento anterior pero esta vez con el GLP se obtiene el siguiente resultado:

$$1.02 \frac{\$}{\text{kg GLP}} \times \frac{1\text{kg GLP}}{45758\text{kJ}} = 2.23 \times 10^{-5} \frac{\$}{\text{kJ GLP}}$$

Si se compara los valores obtenidos para el diesel y para el GLP se puede apreciar que la solución más económica es usar diesel, pues este tiene un costo inferior por cada kJ generado. Además de lo económico que resulta usar diesel vale la pena recordar que este es un combustible relativamente limpio, fácil de almacenar y no necesita ser calentado para manipularlo.

* Se calculó el valor del poder calorífico inferior del GLP como una media ponderada, asumiendo que está compuesto en un 40% de propano y un 60% de butano.

La siguiente tabla muestra las propiedades que tiene el diesel:

TABLA 15

PROPIEDADES DEL FUEL OÍL NÚMERO 2 (DIESEL)

FUENTE: CALDERAS INDUSTRIALES Y MARINAS POR ING.

VARGAS

Propiedades del Fuel Oíl Número 2 (Diesel)	
Viscosidad SSU a 100 °F	36 a 45
Gravedad especifica	0.849 a 0.860
Grados API	33 a 35
Punto de inflamación [°F]	180
Punto de combustión [°F]	-
Punto de fluidez	44
Poder calorífico inferior [kJ/kg]	42800
Porcentaje de agua-sedimentos %	Trazas
Contenido de azufre %	0.49
Contenido de vanadio [ppm]	1.5
Contenido de cenizas %	-
Contenido de sodio [ppm]	-

4.2 Estimación de la demanda de combustible.

Una vez seleccionadas las calderas con cierta capacidad y seleccionado el combustible que se empleará para alimentar dichas calderas, es necesario estimar la cantidad de combustible que demandan dichas calderas para poder dimensionar los tanques de combustibles y el resto del sistema de combustible.

En el capítulo dos se determinó la necesidad de usar dos calderas de 80 BHP cada una, lo que da un total de 160 BHP que equivalen 1568.48 kW. Como ya se mencionó en la sección anterior se empleará como combustible diesel el cual puede proveer 42800 kJ/kg.

Para determinar el caudal másico de diesel necesario para operar las calderas se debe emplear la siguiente relación:

$$Q_{diesel} = \frac{\text{Capacidad de las Calderas}}{\eta \times \text{Poder Calorífico del Diesel}} \quad \text{Ecuación 4.1}$$

En la ecuación 4.1 el símbolo η representa la eficiencia de la caldera y tiene un valor aproximado de 80%. Reemplazando los datos en la ecuación 4.1 se obtiene el siguiente resultado:

$$Q_{diesel} = \frac{1568.48kW}{0.8 \times 42800kJ/kg} = 45.81 \times 10^{-3} kg/s$$

Recordando que la densidad del diesel es 0.85 kg/L y haciendo las conversiones se puede transformar el valor del caudal másico a su equivalente en caudal volumétrico que da un valor de 51.26 GPH.

Es decir, que para satisfacer la demanda de combustible cuando se encuentran operando las dos calderas se necesita suministrar 51.26 GPH.

4.3 Cálculo de la capacidad del tanque de combustible.

Como ya se mencionó al inicio de este capítulo, en esta sección principalmente se dimensionará el tanque de servicio diario y el tanque de reserva, el primero almacenará suficiente diesel para satisfacer la necesidad de las calderas durante tres días de trabajo, mientras que el segundo almacenará suficiente diesel para cubrir la demanda de combustible que tengan las calderas durante un mes.

A más de dimensionar los tanques para almacenar combustible, en esta sección también se dimensionará la bomba que debe suministrar el combustible desde el tanque de servicio diario hacia las calderas.

Los tanques que se emplean para almacenar combustibles pueden ser clasificados según su forma en cilindros verticales, cilindros horizontales y rectangulares. Según su ubicación se pueden clasificar en dos categorías, tanques subterráneos y tanques sobre el piso. Es importante mencionar que en este proyecto los tanques serán construidos en acero ASTM A36.

a) Dimensionamiento del tanque de servicio diario

Es importante poseer un tanque de servicio diario en un sistema a vapor, pues este permite medir fácilmente la cantidad de combustible consumida en un día, y provee un lugar apropiado para el retorno del combustible que es enviado en exceso a los quemadores y proporciona abastecimiento continuo mientras se ejecuta el mantenimiento en otros equipos.

Como ya se determinó en la sección 4.2 el caudal volumétrico de combustible necesario para alimentar las calderas es 51.26 GPH. Dado que el tanque de servicio diario estará en la capacidad de suministrar combustible durante tres días, y recordando que en el peor de los casos nuestras calderas funcionarán diez horas por día se puede determinar su capacidad mediante los siguientes cálculos:

$$3 \text{ dias} \times \frac{10 \text{ horas}}{\text{dia}} \times 51.26 \frac{\text{gl}}{\text{hora}} = 1537.80 \text{ gl}$$

Como se puede apreciar el tanque de servicio diario debe tener una capacidad aproximada de 1550 gl, si se revisa la figura 3.1 que se mostro en el capítulo 3 se puede apreciar las medidas recomendadas para tanques de 1650 gl.

Basado en la figura 3.1 se selecciona un tanque horizontal de 1650 gl con un diámetro de 1.50 m y una longitud de 3.35 m. Dicho tanque deberá estar ubicado a una altura superior a los quemadores de la caldera.

b) Dimensionamiento del tanque de reserva

El tanque de reserva es necesario para satisfacer la demanda de combustible por un periodo más largo que el que puede el tanque de servicio diario y así evitar la necesidad de comprar combustible dentro de espacios cortos de tiempos, también permitirá trabajar en épocas en las que exista escases temporal de combustible.

Para dimensionar el tanque de reserva se empleará el mismo procedimiento que se utilizó para el tanque de servicio diario, pero esta vez se considerará almacenar suficiente combustible

para 20 días, considerando una operación de 8 horas por día.

Al realizar los cálculos se obtiene el siguiente resultado:

$$20 \text{ dias} \times \frac{8 \text{ horas}}{\text{dia}} \times 51.26 \frac{\text{gl}}{\text{hora}} = 8201.6 \text{ gl}$$

Es decir, que se necesita un tanque de 8200 gl o 31 m³. La tabla que se presenta a continuación muestra valores referenciales de diámetros para tanques de almacenamiento de combustible y por lo tanto ofrece una guía para determinar la geometría que falta definir.

TABLA 16

DIÁMETROS RECOMENDADOS PARA TANQUES DE COMBUSTIBLE.

FUENTE: TESIS DE GRADO DE FIMCP-ESPOL POR ROMMEL JAVIER ALVARADO T.

Capacidad [gl]	Diámetro Max. [m]	Espesor [mm]
Menos de 1321	1.5	3.5
1322 - 2642	1.85	4.0
2643 - 3963	2.33	4.5
3964 - 6605	2.65	5.0
6606 - 13210	3.16	6.5
13211 - 19815	4.0	8.0

Basándose en la tabla anterior se escoge un diámetro de 3.16 m. Despejando la altura **h** de la fórmula de un cilindro de volumen **V** y diámetro **D** se obtiene el siguiente resultado.

$$V = 0.785xD^2xh \quad \text{Ecuación 4.2}$$

$$h = \frac{V}{0.785xD^2} \quad \text{Ecuación 4.2a}$$

Al reemplazar los valores de 31 m³ y 3.16 m en lugar de V y d en la ecuación 4.2a, se obtiene un valor de 4.0 m para la altura del tanque. Es decir, que el tanque tendrá un diámetro de 3.16 m y una altura de 4.0 m

Este tanque será del tipo vertical y localizado sobre el piso, deberá estar encerrado en un cajón de hormigón o algo similar por medidas de seguridad.

c) **Cálculo de la capacidad de la bomba de combustible**

La bomba de combustible tiene como función suministrar el combustible a presión a los quemadores para garantizar que ocurra el proceso de combustión en el hogar de las calderas. Estas bombas son del tipo de desplazamiento positivo, rotativas o de engranajes; y tienen una eficiencia que oscila

entre 75% y 85%. Para este caso se escoge una bomba de engranajes.

Según recomendaciones del texto de CALDERAS INDUSTRIALES Y MARINAS escrito por el Ing. Vargas se recomienda para el caso del diesel que la altura total de succión de la bomba no sea superior a 12 pulgadas de mercurio cuando no se encuentra integrada a la caldera, pero cuando se encuentra integrada a la caldera no debe pasar las 10 pulgadas de mercurio.

La presión de descarga de la bomba puede fluctuar entre 275,79 y 1206,58 kPa dependiendo del arreglo del sistema de tuberías de combustible, siendo lo recomendó usar 689,48 kPa. Solo falta tratar el tema del caudal volumétrico de combustible, pero este ya fue determinado anteriormente y tiene un valor de 0.85 GPM para las dos calderas; es decir, 0.43 GPM por cada caldera.

Para determinar la potencia del motor que debe impulsar la bomba se empleará la siguiente ecuación:

$$HP = \frac{8.33 \times GPM \times TDH \times \rho}{33000 \times \eta} \quad \text{Ecuación 4.3}$$

En donde:

- HP es la potencia en HP necesaria para impulsar la bomba
- GPM es el caudal volumétrico en galones por minuto y tiene un valor de 0.85 GPM
- TDH es el cabezal total de presión de descarga de la bomba en pies de agua. Este tiene un valor de 689,48 kPa que equivale a 223.08 pies de agua
- ρ es la gravedad específica del combustible que en este caso es diesel con un valor de 0.85
- η es la eficiencia con un valor de 0.8

Reemplazando los valores en la ecuación 4.3 se obtiene un valor de 0.051 HP necesario para los dos quemadores.

Se decide seleccionar dos bombas con una capacidad de 0.43 GPM a una presión de descarga de 689,48 kPa.

4.4 Dimensionamiento de la chimenea.

En esta sección se describe algunos tipos de quemadores y sus respectivos principios de operación, se continúa con la selección del tipo de quemador más adecuado y finalmente se dimensionará la chimenea común que servirá a las calderas para arrojar los gases de la combustión a la atmosfera.

El quemador en una caldera representa una parte elemental en un sistema a vapor y se encuentra ubicado en la parte frontal del hogar de la caldera, siendo su función principal como su nombre lo indica el atomizar el combustible para quemarlo.

La atomización divide al combustible en pequeñísimas partículas que le permiten tener un mejor contacto con el oxígeno y por ende mezclarse de forma homogénea de tal manera que estos dos elementos tengan la proporción y contacto adecuada para obtener la máxima eficiencia térmica del equipo.

Los quemadores que generalmente se emplean en las calderas se pueden clasificar según la forma en que atomizan el combustible en tres categorías:

- Quemadores con atomización por vapor
- Quemadores con atomización por aire
- Quemadores con atomización mecánica

Los quemadores con atomización por vapor usan vapor como fluido motor y son siempre del tipo de alta presión. Presentan desventajas ya que presentan un consumo excesivo de vapor, e introducen cierta cantidad de agua en el hogar que proviene del vapor generando así

problemas de combustión y corrosión, actualmente han caído en desuso.

Los quemadores con atomización por aire tiene la ventaja que inyectan aire adicional, el mismo que es un elemento útil en la combustión. Este aire generalmente se mezcla con el combustible antes de que salga por la boquilla inyectora.

La atomización mecánica está basada en la expansión brutal del combustible previamente puesto bajo presión y en rápida rotación; observándose la formación de una superficie cónica en la nariz del quemador.

Para nuestra caldera se decidió emplear un quemador con atomización por aire por las ventajas que este presenta y que ya fueron explicadas previamente.

A continuación se procede a dimensionar la chimenea que proveerá el medio para lanzar los gases de la combustión a la atmósfera.

La cantidad teórica de aire húmedo que se necesita para la combustión del diesel es de 17.71 kg por cada kilogramo de diesel (9). Estimado en la ciudad de Guayaquil a una temperatura de bulbo seco de 33 °C y con una humedad relativa de 63% se tiene para el aire un volumen específico de 0.8971 m³/kg (9). Por lo tanto el caudal de aire

necesario para quemar el diesel en el hogar de la caldera esta dado por la siguiente ecuación.

$$Q_{aire} = (r_{a/d}) Q_{diesel} \cdot v_{aire} \quad \text{Ecuación 4.4}$$

En donde:

- Q_{aire} es el caudal volumétrico de aire en m^3/min
- $r_{a/d}$ es la relación aire-diesel y tiene un valor de $17.71 \text{ kg}_{aire}/\text{kg}_{diesel}$
- Q_{diesel} es el caudal másico de diesel en kg/s
- v_{aire} es el volumen específico del aire en m^3/kg

Recordando que el consumo máximo estimado de diesel es de 51.26 GPH que equivale a 2.75 kg/min y reemplazando los valores en la ecuación anterior se obtiene el siguiente resultado.

$$Q_{aire} = \left(17.71 \frac{\text{kg}_{aire}}{\text{kg}_{diesel}} \right) \times 2.75 \frac{\text{kg}_{diesel}}{\text{minuto}} \times 0.8971 \frac{m^3_{aire}}{\text{Kg}_{aire}}$$

$$Q_{aire} = 43.69 \frac{m^3}{\text{minuto}}$$

En la práctica para que ocurra una combustión completa es necesario colocar una cantidad adicional de aire que la que se calcula teóricamente, de esta manera se mejorará la eficiencia de la

combustión. Esta cantidad adicional de aire se conoce como “Exceso de aire” y se determina como una función de la cantidad de CO₂ que tienen los gases de la combustión.

La siguiente tabla y figura sirve para determinar el exceso de aire que se necesita para este análisis.

TABLA 17

PORCENTAJE DE CO₂ EN LOS HUMOS EN FUNCIÓN DE LA CALIDAD DE LA COMBUSTIÓN EMPLEANDO DIESEL.

FUENTE: TESIS DE GRADO DE FIMCP-ESPOL POR ROMMEL JAVIER ALVARADO T.

Rango	% de CO₂
Excelente	12.8
Bueno	11.5
Regular	10.0
Pobre	menor a 9.0

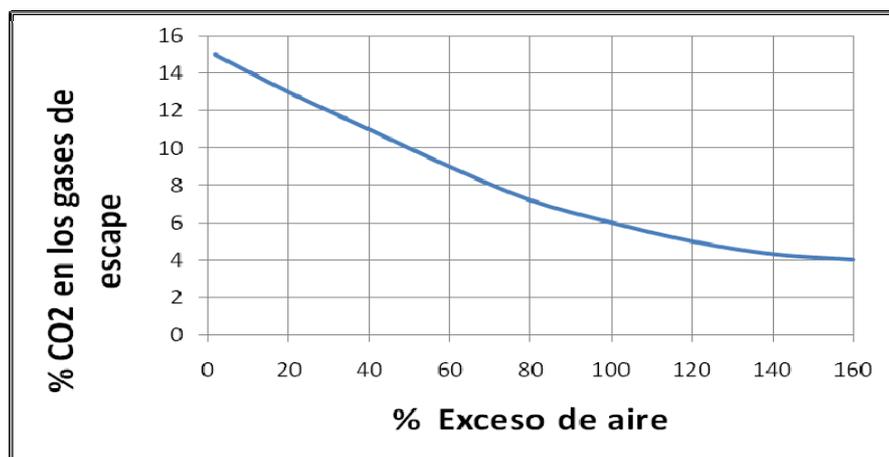


FIGURA 4.1 PORCENTAJE DE CO₂ EN LOS HUMOS VERSUS PORCENTAJE DE EXCESO DE AIRE RECOMENDADO

Como se puede apreciar en la tabla 17 para tener una combustión excelente se debe tener aproximadamente un 12.8% de CO₂ en los gases de la combustión, lo que corresponde en la figura 4.1 aproximadamente a un 24% de exceso de aire.

Es decir, que para este caso se debe multiplicar la cantidad de aire calculada que es 43.69 m³/min por 1.24 lo que da un valor de 54.18 m³/min que corresponde aproximadamente a 1913 CFM.

A continuación se muestra una figura que sirve para ilustrar el balance de masa aplicada al hogar de la caldera.



FIGURA 4.2 BALANCE DE MASA EN EL HOGAR DE LA CALDERA

De la grafica anterior se puede concluir que por cada kilogramo de diesel que se queman en el hogar de la caldera se obtiene 22.96 kg de gases de combustión. Para obtener la cantidad total de gases de combustión que saldrán por la chimenea se debe multiplicar el consumo total de diesel que es 2.75 kg/min por 22.96 obteniendo un resultado de 63.14 kg/min. Es decir, que la chimenea debe estar en la capacidad de arrojar 63.14 kg/min (1.05 kg/s) de gases de combustión hacia la atmósfera.

La temperatura promedio de salida de los gases de combustión de una caldera se encuentra por el orden de los 250 °C. Esta temperatura es superior a los 120 °C que corresponde a la temperatura de rocío de los derivados de azufre presentes en los gases de combustión, pues de no ser así estos se condensarían produciendo un fenómeno conocido como “Dew Point Corrosion” que ocasionaría daños en la chimenea por efectos corrosivos ya que estas son generalmente construidas en acero.

Los gases de combustión deben abandonar la caldera a una velocidad tal que los costos de construcción y las pérdidas de tiro* por fricción no sean elevados, por esta razón las velocidades recomendadas fluctúan entre 7.62 m/s y 9.14 m/s (9).

Para determinar el diámetro óptimo de la chimenea se debe utilizar la ecuación de la continuidad que se muestra a continuación.

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho V} \quad \text{Ecuación 4.5}$$

En donde:

- A es el área de la sección transversal de la chimenea en m²
- \dot{m} es el caudal másico de los gases de la combustión en kg/s
- ρ es la densidad de los gases de combustión kg/m³
- V es la velocidad de salida de los gases de combustión en m/s

*Se entiende por pérdidas de tiro la caída de presión que sufre el aire a lo largo del hogar y conductos de escape.

El caudal másico de los gases de combustión fue determinado en el balance de masa realizada en el hogar de la caldera y tiene un valor de 1.05 kg/s, se escoge una velocidad de 7.62 m/s según recomendaciones que se mostraron en párrafos anteriores. Empleando el supuesto que la densidad de los gases de combustión es la misma que tiene el aire a la misma temperatura y presión. Ingresando las propiedades de 250 °C y 101.3 kpa (1 atm) en el software EES se obtiene una densidad de 0.6746 kg/m³.

Al reemplazar los datos mencionados en el párrafo anterior en la ecuación 4.5 se obtiene una sección transversal con un área de 0.20 m². Se empleará una chimenea de sección circular por facilidades de construcción, por lo tanto el área de 0.20 m² corresponde a un diámetro de 0.50 m o 500 mm.

Para finalizar el dimensionamiento de la chimenea se debe determinar la altura de la misma, dicha altura depende del tiro producido en la caldera, el cual es necesario para suministrar aire en la cantidad apropiada para garantizar una buena combustión.

Para una combustión satisfactoria, sin que la llama en el hogar se apague es recomendable tener un tiro promedio de 7 mm de columna de agua (2). Empleando el valor anterior como un tiro natural teórico la

altura de la chimenea es determinada por medio de la siguiente ecuación.

$$h = \frac{\Delta P}{1.71P \left(\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_g} \right)} \quad \text{Ecuación 4.6}$$

En donde:

- h es la altura de la chimenea en metros
- ΔP es el tiro natural teórico en pulgadas de agua
- P es la presión atmosférica en Psi
- T_a es la temperatura absoluta de bulbo seco en R
- T_g es la temperatura absoluta promedio de la salida de los gases en R

Recordando que la temperatura de bulbo seco es aproximadamente 33 °C (551 R), la temperatura promedio de los gases a la salida de la caldera es 250 °C (942 R), la presión atmosférica en Guayaquil es aproximadamente 14.7 Psi, y reemplazando estos valores en la ecuación 4.6 se obtiene el siguiente resultado.

$$H = \frac{0.28}{1.71 \times 14.7 \left(\frac{1}{551} - \frac{1}{942} \right)} = 14.78m$$

Del resultado anterior se debe concluir que la altura de la chimenea es 15 m, pero esto no ocurre en la práctica pues la chimenea debe salir por la parte superior del hotel y este tiene aproximadamente 65 m de altura. Como la chimenea será mucho más alta que el resultado esperado, se debe instalar un dámper barométrico según recomendaciones de la referencia cinco para chimeneas de alturas superiores a 45.72 m.

Se concluye esta sección mencionando que se empleará un quemador con atomización por aire y que la chimenea tendrá 65 m de alto con un diámetro de 0.50 m según se indica en el plano 2, y se deberá incluir en esta un dámper barométrico.

CAPÍTULO 5

5. TUBERÍAS DE VAPOR, RETORNO DE CONDENSADO Y ACCESORIOS

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.

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. Este sistema está constituido por las tuberías de condensado, filtros, trampas de vapor y demás accesorios.

Este capítulo está formado por cuatro secciones. En la primera sección se detalla la distribución de las tuberías de vapor y retorno de condensado sin hacer mucho énfasis en mostrar los detalles relacionados con los accesorios.

En la segunda sección se muestra de forma detallada la ubicación de los accesorios tanto en las tuberías de vapor como en las tuberías de retorno de condensado, incluyendo las trampas de vapor. También se mencionan los criterios empleados para ubicar dichos accesorios.

En la tercera parte de este capítulo se diseña el sistema de tuberías de vapor; es decir, una vez que se tiene la ubicación de las tuberías según se muestra en la primera sección de este capítulo, se procede a seleccionar diámetros de tal forma que el vapor llegue a los calentadores de agua en las condiciones que se desea.

En la cuarta parte de este capítulo se diseña el sistema de tuberías de retorno de condensado; es decir, una vez que se tiene la ubicación de las tuberías según se muestra en la primera sección de este capítulo, se procede a seleccionar diámetros de tal forma que el condensado pueda fluir sin problemas desde los calentadores de agua hasta el tanque de retorno de condensados, además en esta sección también se describe el proceso que se empleó para seleccionar las trampas de vapor.

5.1 Distribución de las tuberías de vapor y condensados

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.

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, este no es el caso en este proyecto, pues debido a que las calderas y el tanque de condensados están alejados y los puntos de consumo de vapor están muy cerca de las calderas, las líneas de vapor y de condensado tienen recorridos diferentes.

En el plano número 1 que se encuentra en los anexos se muestra un esquema que ilustra la distribución de las tuberías de vapor y retorno de condensado del sistema en estudio.

5.2 Ubicación de accesorios y trampas de vapor

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 proporcionan 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. En este sistema se emplearán válvulas reguladoras de presión para reducir la presión de vapor hasta llegar a un valor óptimo para los calentadores de agua.

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.

Es importante mencionar que se debe colocar un filtro antes de cada trampa, para protegerla de las escamas o alguna suciedad que tenga el condensado.

En este sistema a vapor se decidió instalar trampas de vapor a la salida de cada calentador de agua y en el distribuidor de vapor. No se instalaron trampas para drenar las tuberías de vapor por que estas tienen longitudes inferiores a los 45 m (10).

En el plano número cinco que se encuentra en los anexos se muestra de forma detalla la ubicación de los accesorios en las tuberías de vapor y de condensado.

5.3 Diseño del sistema de tuberías de vapor

Como se mencionó anteriormente las tuberías de vapor deben ser dimensionadas e instaladas de la forma apropiada, para conseguir que el vapor llega a los equipos en donde se lo empleará en las condiciones adecuadas, por tal motivo es necesario realizar un buen diseño del sistema de tubería de vapor.

Por otro lado, también es importante seleccionar el aislamiento apropiado para que este cumpla con su función de forma eficaz sin necesidad de elevar los costos de la instalación del sistema de vapor.

a) **Dimensionamiento de las tuberías 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 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.

Caída de presión máxima admisible: Es la máxima caída de presión que se puede admitir en el tramo de tubería que se está dimensionando.

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.

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 capacidad, que es el caso de este proyecto.

En líneas de vapor saturado se recomiendan velocidades máximas que estén en el orden de 24.4 m/s a 36.6 m/s. 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 (10).

La tubería a ser usada en el sistema de distribución de vapor es del 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 8963 kPa, por lo cual se concluye que es el tipo de tubería apropiada para esta instalación.

Para dar inicio al dimensionamiento de las tuberías de vapor se debe poner atención en el plano número uno que muestra un bosquejo de la instalación, en este se aprecia que el sistema de tuberías de vapor está dividido en dos secciones, la primera que va desde las calderas hasta el distribuidor de vapor, y la segunda que va desde el distribuidor de vapor hasta los calentadores de agua. La siguiente tabla muestra las

longitudes de tuberías y cantidades de accesorios que se deben instalar en la línea de vapor.

TABLA 18
CANTIDAD DE TUBERÍAS Y ACCESORIOS EN LA LÍNEA DE VAPOR.

	Tramo 1	Tramo 2	Tramo 3	Tramo 4
Tubería [m]	9,00	11,00	9,50	8,00
Codos	4,00	4,00	4,00	4,00
Válvulas de compuerta	2,00	2,00	2,00	2,00
Válvulas de retención	1,00	1,00	1,00	1,00
Entrada recta	1,00	1,00	1,00	1,00
Salida recta	1,00	1,00	1,00	1,00

En la tabla anterior el tramo 1 hace referencia a las tuberías que van desde las calderas hasta el distribuidor de vapor; los tramos 2, 3 y 4 hacen referencia a las tuberías que van desde el distribuidor de vapor hacia los calentadores 1, 2 y 3 respectivamente.

Primero se debe determinar el caudal másico de vapor que debe pasar por cada tramo, dichos valores fueron

determinados en el capítulo dos sección dos. En el tramo 1 debe pasar todo el vapor que puede producir una caldera, es decir 1252 kg/h. En los tramos 2 y 3 se tratan de calentadores de agua de igual capacidad, por lo tanto deben consumir la misma cantidad de vapor, que en el caso que operen las dos calderas al mismo tiempo sería un caudal de 948,64 kg/h. Para el tramo 4 que corresponde al calentador de menor capacidad el consumo máximo de vapor será cuando operen las dos calderas al mismo tiempo y tendrá un valor de 603,66 kg/h.

Para determinar el diámetro que deben tener las tuberías de vapor se empleará el criterio de la velocidad máxima permisible. La figura 5.1 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.

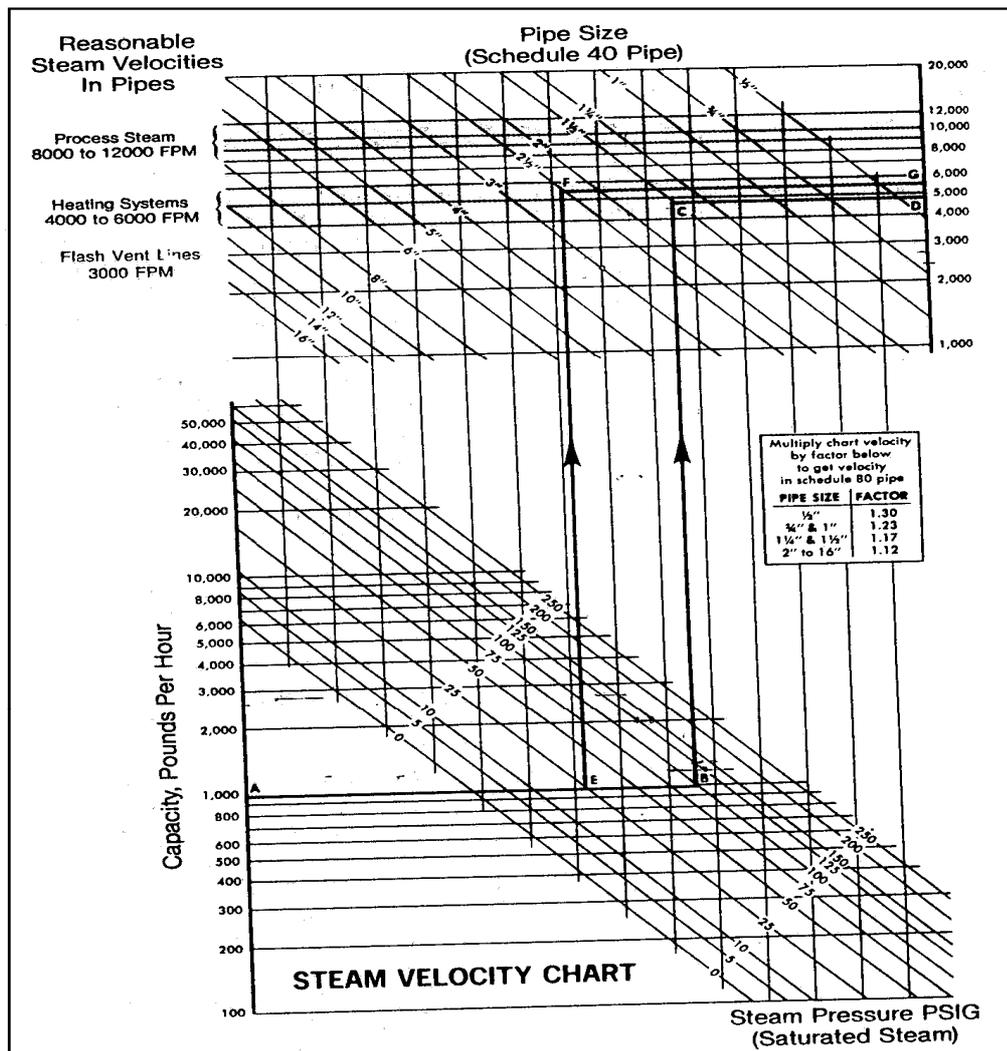


FIGURA 5.1 GRÁFICO PARA DETERMINAR DIÁMETRO Y VELOCIDAD EN LÍNEAS DE VAPOR.

FUENTE: DESIGN OF FLUID SYSTEMS HOOK-UPS, DECIMA EDICIÓN POR SPIRAX SARCO

Para poder emplear el gráfico que muestra la figura 5.1 se debe seguir el siguiente procedimiento:

1. Se entra en el gráfico por la parte inferior izquierda con el caudal de vapor que va a circular por el tramo de tubería. Luego es necesario desplazarse horizontalmente hacia la derecha hasta interceptar la línea de presión que corresponda a dicho caudal.
2. A partir de este punto de intersección se asciende verticalmente en el diagrama hasta interceptar con una línea de velocidad que se encuentre dentro del rango recomendado.
3. Inmediatamente se deberá leer el diámetro de la tubería, el cual se indica en las líneas inclinadas. Si el punto de intersección se encuentra entre dos de estas líneas, se deberá tomar el diámetro inmediato superior.

Es importante mencionar que las líneas gruesas que se muestran en la figura anterior no representan el caso de estudio de este trabajo, solo son ejemplos de la referencia bibliográfica de donde se obtuvo el gráfico.

La siguiente tabla muestra los resultados obtenidos al emplear la figura 5.1

TABLA 19

**DIÁMETROS DE TUBERÍAS Y VELOCIDADES DE VAPOR
EN LOS DIFERENTES TRAMOS SEGÚN FIGURA 5.1**

	Datos		Resultados	
	Presión [kPa]	Caudal [kg/h]	Diámetro [pulgadas]	Velocidad aproximada [m/s]
Tramo 1	930.79	1255	2	27.94
Tramo 2	930.79	952	2	24.38
Tramo 3	930.79	952	2	24.38
Tramo 4	930.79	605	1 1/2	24.87

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

Ahora se debe calcular la caída de presión en los tramos de tuberías, para lo cual hay que conocer las longitudes totales; es decir, las longitudes propias de las tuberías y la que corresponde a los accesorios.

Para determinar la longitud equivalente de los accesorios se empleará la siguiente ecuación:

$$l_{eq} = \frac{K_L D}{f} \quad \text{Ecuación 5.1}$$

Donde:

l_{eq} es la longitud equivalente del accesorio

K_L es el coeficiente de pérdidas menores del accesorio

D es el diámetro interno de la tubería

f es el factor de fricción

Para determinar el factor de fricción se debe tener el número de Reynolds, la rugosidad relativa de la tubería y con esos valores emplear el diagrama de Moody. Para determinar la rugosidad relativa de las tuberías que se instalarán, se empleará la figura 5.2 en la parte correspondiente al acero comercial, lo que da una rugosidad de 0.0008 para tubería de diámetro 2 pulgadas y 0.0014 para tubería de diámetro de 1 ½ pulgadas.

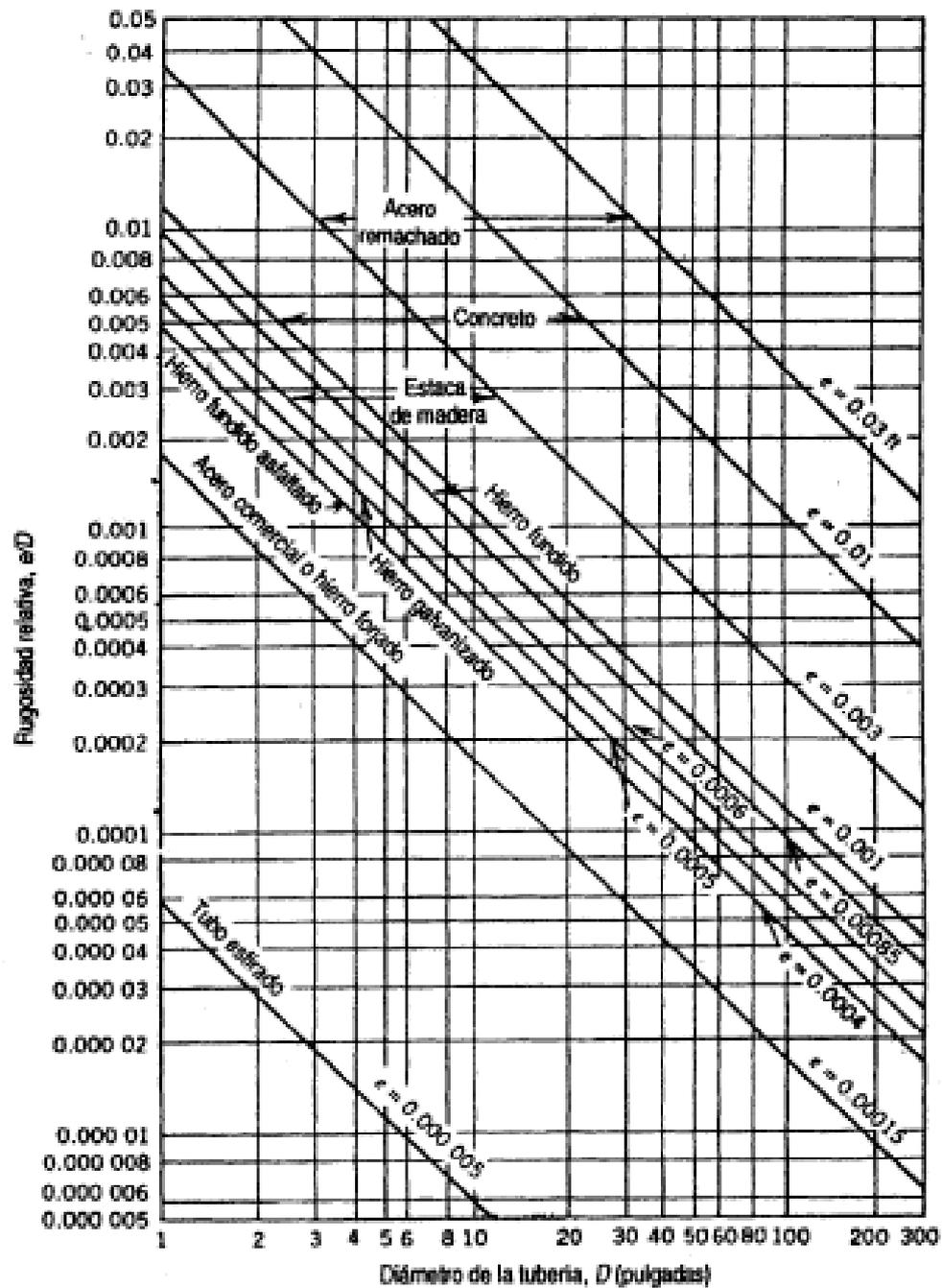


FIGURA 5.2 RUGOSIDAD RELATIVA DE TUBERÍAS NUEVAS.

FUENTE: FUNDAMENTOS DE MECÁNICA DE FLUIDOS, POR MUNSON, YOUNG Y OKIISHI

Para calcular el número de Reynolds se debe emplear la ecuación 5.2 que se muestra a continuación (7):

$$\text{Re} = \frac{4\dot{Q}_{\text{vapor}}}{\mu\pi D} \quad \text{Ecuación 5.2}$$

Donde:

Q_{vapor} es el caudal másico de vapor que circula por la tubería

μ es la viscosidad dinámica del vapor a la presión indicada

D es el diámetro interno de la tubería

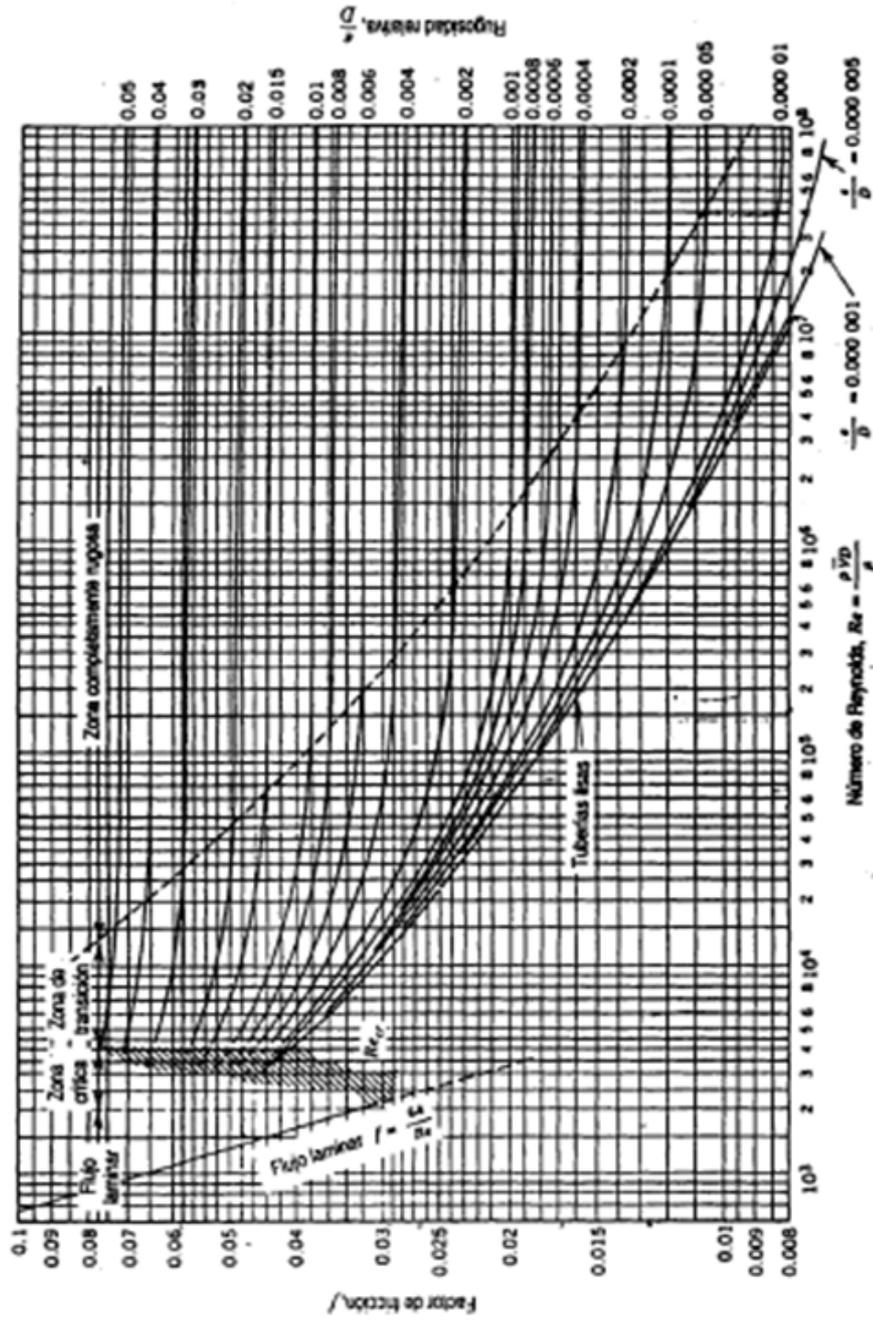
La viscosidad dinámica del vapor a 930.79 kPa toma un valor de 15.00E-6 kg/m-s. La siguiente tabla es un complemento de la tabla 19 y muestra los diferentes valores del número Reynolds, rugosidad relativa y factores de fricción para los diferentes tramos de la línea de vapor.

TABLA 20

VALORES DE RUGOSIDAD RELATIVA, NÚMERO DE REYNOLDS Y FACTOR DE FRICCIÓN EN LOS DIFERENTES TRAMOS DE LA LÍNEA DE VAPOR.

	Rugosidad relativa	Número de Reynolds	Factor de fricción
Tramo 1	8,00E-04	558745	0,0195
Tramo 2	8,00E-04	424120	0,0195
Tramo 3	8,00E-04	424120	0,0195
Tramo 4	1,40E-03	344301	0,0220

El número de Reynolds fue calculado empleando la ecuación 5.2 y el factor de fricción se determinó empleando el diagrama de Moody, dicho gráfico se muestra a continuación.



**FIGURA 5.3 DIAGRAMA DE MOODY EMPLEADO PARA DETERMINAR FACTORES DE FRICCIÓN
FUENTE: FUNDAMENTOS DE MECÁNICA DE FLUIDOS, POR MUNSON, YOUNG Y OKIISHI**

A continuación se determinará la longitud equivalente de los accesorios empleados en los diferentes tramos de la línea de vapor, para lo cual se empleará la ecuación 5.1 y los valores mostrados en la tabla 20

Para determinar la longitud equivalente del total de los accesorios empleados, se debe calcular el valor asociado a un accesorio y multiplicarlo por el número total de estos. El resultado obtenido se muestra en la siguiente tabla.

TABLA 21

VALORES DE PÉRDIDAS MENORES DE TODOS LOS ACCESORIOS DE LA LÍNEA DE VAPOR EXPRESADOS COMO LONGITUD EQUIVALENTE.

Longitud equivalente de accesorios [m]					
Accesorios	KL	Tramo 1	Tramo 2	Tramo 3	Tramo 4
Codos	1,5	16,18	16,15	16,15	9,57
Válvulas de compuerta	0,2	0,81	0,81	0,81	0,48
Válvulas de retención	2,0	5,38	5,38	5,38	3,19
Entrada recta	0,5	1,35	1,35	1,35	0,80
Salida recta	1,0	2,69	2,69	2,69	1,59
Total	-----	26,40	26,37	26,37	15,63

En la tabla anterior la segunda columna muestra los valores de los coeficientes de pérdidas menores de los accesorios, estos valores son adimensionales. Las columnas que van desde la tercera hasta la sexta, muestran las pérdidas menores según el tramo, expresadas como una longitud equivalente en metros. La última fila muestra el valor total de dichas pérdidas menores según el tramo y se calculan sumando los valores de las filas superiores.

La tabla 22 que se muestra a continuación presenta los valores de las longitudes totales en los diferentes tramos de la línea de vapor. Para determinar los valores de la tabla 22 se debe sumar las longitudes de las tuberías, que se muestra en la primera fila de la tabla 18; con los valores de las pérdidas menores expresadas como una longitud equivalente, que se encuentran en la última fila de la tabla 21

TABLA 22
VALORES DE LONGITUDES DE TUBERÍAS, PÉRDIDAS MENORES Y LONGITUDES TOTALES.

Longitudes de tuberías, pérdidas menores y longitudes totales				
	Tramo 1	Tramo 2	Tramo 3	Tramo 4
Longitud de tuberías [m]	9,00	11,00	9,50	8,00
Pérdidas menores [m]	26,40	26,37	26,37	15,63
Longitud total [m]	35,40	37,37	35,87	23,63
Longitud total [pies]	116,15	122,62	117,70	77,51

El siguiente paso para determinar si se está en el camino correcto, consiste en estimar cuál es la caída de presión en los diferentes tramos de la línea de vapor, con esto se sabrá si el vapor llega con la presión adecuada a los puntos de consumo.

Para determinar la caída de presión se empleará la figura que se muestra a continuación. Este gráfico muestra la caída de presión a través de una tubería cédula 40 en Psi por cada 100pies de longitud, para lo cual se debe saber el caudal másico que fluye a través de la tubería y el diámetro de la misma.

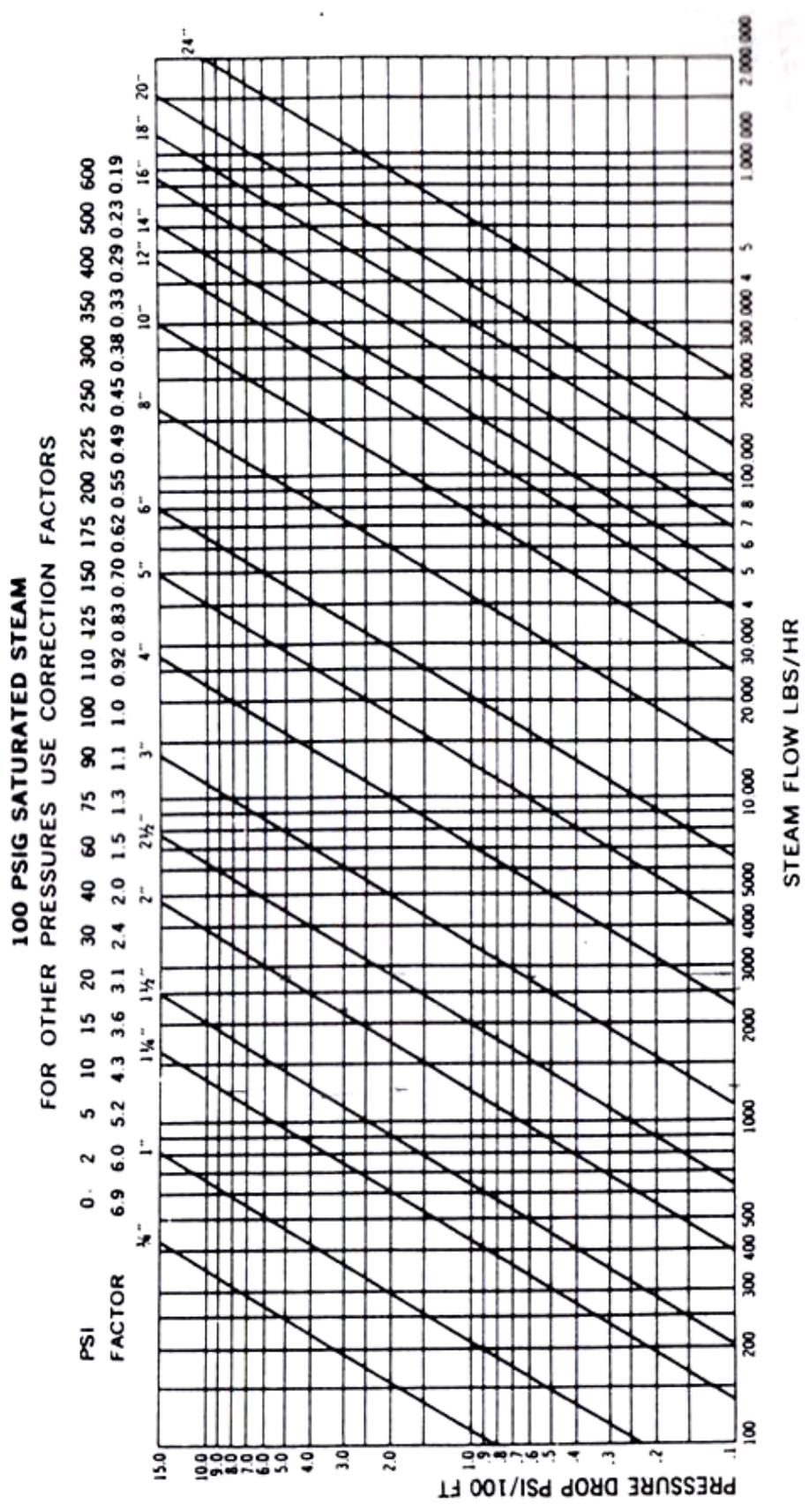


FIGURA 5.4 CAÍDA DE PRESIÓN EN TUBERÍAS CÉDULA 40.

FUENTE: DESIGN OF FLUID SYSTEMS HOOK-UPS, DECIMA EDICIÓN POR SPIRAX SARCO

Para determinar la caída de presión en los diferentes tramos de la línea de vapor se empleará la siguiente ecuación, la cual considera un 20% de seguridad para el caso que se necesite agregar algún accesorio que no esté incluido en el proyecto.

$$\Delta P = \frac{1.2xFx\Delta P_{grafico}}{100} x L_T \quad \text{Ecuación 5.3}$$

Donde:

ΔP es la caída de presión en la tubería en Psi

F es un factor de corrección debido a la presión del vapor y se muestra en la figura 5.4

$\Delta P_{grafico}$ es la caída de presión en Psi por cada 100pies de tubería

L_T es la longitud total en pies de la tubería incluyendo las pérdidas menores

Recordando que la presión de operación de las calderas es 930.70 kPa (135Psi) e interpolando los valores que se muestran en la figura 5.4 se obtiene un valor de 0.78 para el factor de corrección debido a la presión. Tomando los valores

de la figura 5.4 y reemplazándolos en la ecuación 5.3 se obtiene los resultados que se muestran en la siguiente tabla.

TABLA 23
CAÍDA DE PRESIÓN EN LÍNEA DE VAPOR

	$\Delta P_{grafico}$ [Psi/100pies]	Longitud total [Pies]	ΔP [Psi]
Tramo 1	5,0	116,15	5,44
Tramo 2	2,5	122,62	2,87
Tramo 3	2,5	117,70	2,75
Tramo 4	3,5	77,51	2,54

En la tabla 23 la segunda columna representa el valor de la caída de presión por cada 100pies según la figura 5.4; la tercera columna muestra la longitud total de cada tramo de nuestra línea de vapor, incluyendo las pérdidas menores; y por último la cuarta columna representa la caída de presión en cada tramo de tubería del sistema de distribución de vapor.

A continuación se determinará cuál es la presión a la entrada de cada uno de los calentadores de agua. Primero se determinará la presión en el distribuidor de vapor que es el final del tramo 1; es decir, que a los 930.70 kPa que es la presión de operación de la caldera se debe restarle los 37,51 kPa (5.44Psi) que corresponden a la caída de presión de este tramo, lo que da un valor de 893.19 kPa.

Para determinar la presión de vapor a la entrada de cada calentador de agua, se debe restar la caída de presión de cada tramo de tubería que une los calentadores con el distribuidor de vapor; es decir que a 893.19 kPa hay que restar 19.79 kPa para el tramo dos, 18.96 kPa para el tramo tres y 17.51 kPa para el tramo cuatro. Finalmente se obtiene las presiones de 873.40 kPa para el primer calentador, 874.23 kPa para el segundo calentador y 875.68 kPa para el tercer calentador.

Como se puede apreciar en el párrafo anterior la presión a la entrada de los calentadores es ligeramente superior a los 861.84 kPa, por lo que aparentemente la selección de las tuberías sería ideal, pero como los cálculos se realizaron de forma conservadora seguramente será mayor la presión, por lo

que se instalarán estaciones reguladoras de presión a la entrada de cada calentador.

b) Aislamiento térmico de las tuberías de vapor

Para terminar la sección 5.3 se debe seleccionar el tipo de aislamiento térmico que se debe colocar en las tuberías de vapor. Los objetivos para emplear este 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, debe ser amigable con el ambiente.

Por lo anterior se decide emplear cañuelas de lana de vidrio rígida para aislar todas las tuberías de vapor ya que se encuentran fácilmente en el mercado para los diámetros que se emplearan, y Flex Wrap que es lana de vidrio en forma de una manta flexible para aislar el distribuidor de vapor. Todo el aislamiento debe ser protegido con una cubierta de aluminio con un espesor 0.5mm para protegerlo del ambiente.

Los espesores de aislamiento serán de 2" tanto para las cañuelas que se emplearán en las tuberías de 1 ½" y 2" y para el Flex Wrap que se empleará en el distribuidor de vapor, de esta manera se conseguirán temperaturas en la superficie que se encuentren alrededor de los 40 °C. Para obtener información sobre las cañuelas y el Flex Wrap se empleó la ficha técnica del fabricante Fiber Glass que se muestra en los anexos.

5.4 Diseño del sistema de tuberías de condensado.

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, mas 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.

a) Dimensionamiento de las tuberías de retorno de condensado

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 frio 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 frio (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 (2).

Para el dimensionamiento de las tuberías de retorno de condensado se recomienda usar una velocidad de 20.11 m/s, con la finalidad de que la mezcla condensado-revaporizado circule sin presiones excesivas y sin deterioro en la tubería (10).

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 (2).

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 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.

Para determinar el caudal de diseño se debe conocer el caudal de régimen y multiplicarlo por dos, asumiendo que las dos calderas funcionan al mismo tiempo entonces el caudal de régimen sería 2509 kg/h. Es decir, que el caudal de diseño de la línea de condensado sería 5018 kg/h.

Para el diseño de la línea de condensado se considera un solo tramo de tubería, debido a que las ramificaciones que unen la

línea principal con los calentadores de agua son de longitud muy pequeña y se instalarán todas del mismo diámetro.

Para determinar el diámetro óptimo de la tubería de retorno de condensado se empleará la figura 5.5 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.

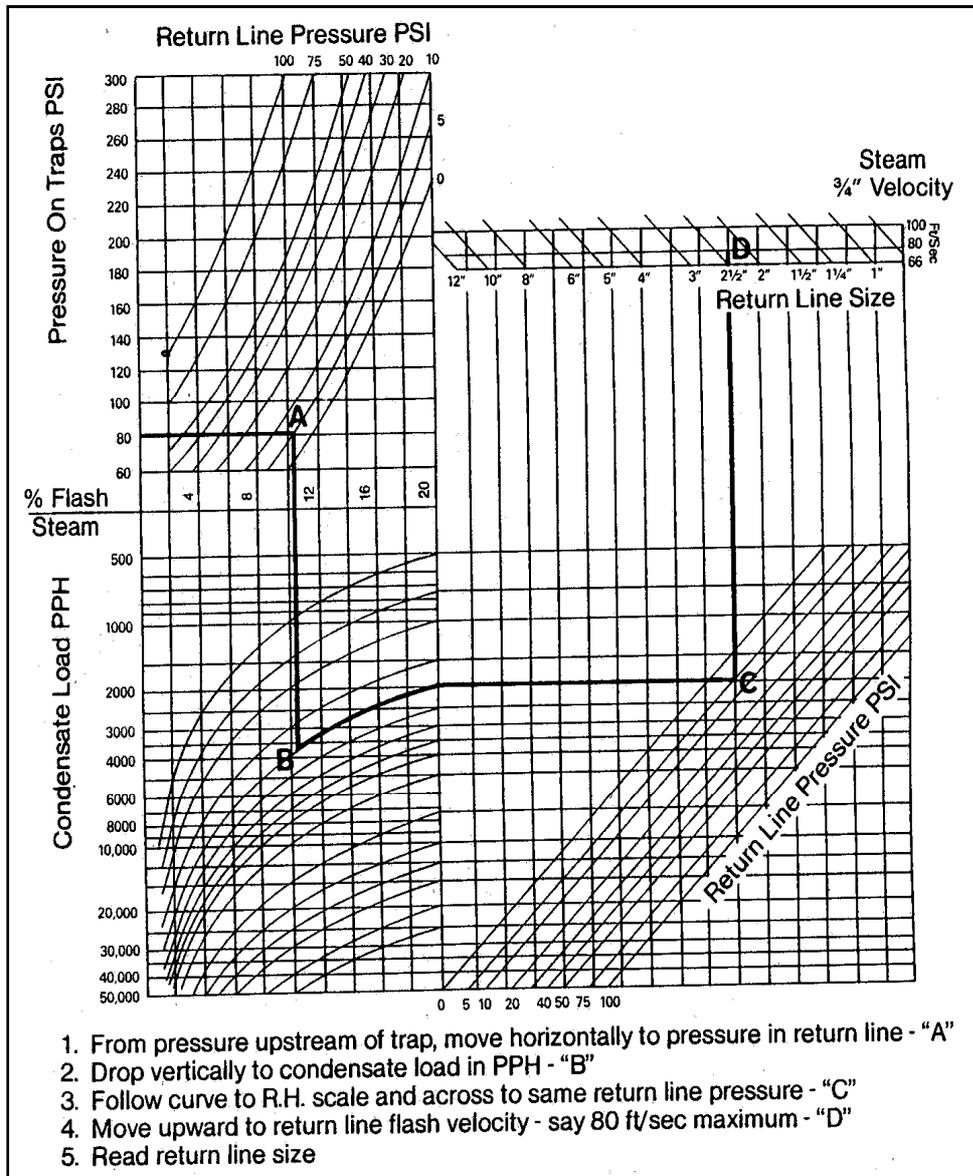


FIGURA 5.5 GRÁFICO PARA LA SELECCIÓN DE TUBERÍAS DE RETORNO DE CONDENSADO.

FUENTE: DESIGN OF FLUID SYSTEMS HOOK-UPS, DECIMA EDICIÓN POR SPIRAX SARCO

Es importante mencionar que la línea gruesa que se muestra en la figura anterior no representan el caso de estudio de este trabajo, solo son ejemplos de la referencia bibliográfica de donde se obtuvo el grafico.

Con la presión a la entrada de la trampa de vapor que es aproximadamente 861.84 kPa (125 Psi), con una línea de condensado a 620.53 kPa (90 Psi) aproximadamente, y un caudal de condensado de 5018 kg/h (11040 lb/h); según la figura 5.5 se obtiene un diámetro que está entre 1 ¼" y 1 ½".

Como se podrá apreciar más adelante un diámetro de 1 ½" permite tener una velocidad muy cercana a la máxima recomendada, pero genera una caída de presión superior a 9.79 kPa por cada 100 m; por lo que se decidió emplear una tubería de 2", de esta manera se mantendrán los valores de velocidad y caída de presión dentro de los intervalos recomendados.

A continuación se presenta una tabla que muestra la longitud de la tubería que se instalará, así como los accesorios con sus respectivas cantidades, coeficientes de pérdidas y longitudes equivalentes. Estas longitudes se emplearán para calcular la caída presión en la línea de condensado.

TABLA 24

LONGITUD TOTAL EN LÍNEA DE CONDENSADO

	Cantidad	KL	Longitud equivalente [m]
Tubería [m]	15,00	-----	15,00
Codos	4,00	1,5	15,74
Válvulas de compuerta	3,00	0,2	1,18
Válvulas de retención	3,00	2,0	15,74
Entrada recta	3,00	0,5	3,94
Salida recta	1,00	1,0	2,62
Total	-----	-----	54,23

Para obtener los resultados de la tabla 24 se emplearon las ecuaciones 5.1 y 5.2 y el mismo procedimiento que se utilizó en la sección anterior, con los valores de 5018 kg/h para el caudal, 52.48 mm para el diámetro interno de la tubería de 2" cédula 40, 0.0001654 kg/m-s para la viscosidad dinámica, 0.0009 para la rugosidad relativa, con lo que se obtiene un factor de fricción de 0.020 leído del diagrama de Moody.

A continuación se procede a calcular la caída de presión a través de la tubería de retorno de condensados, para lo cual se empleará la figura 5.6 que se muestra a continuación.

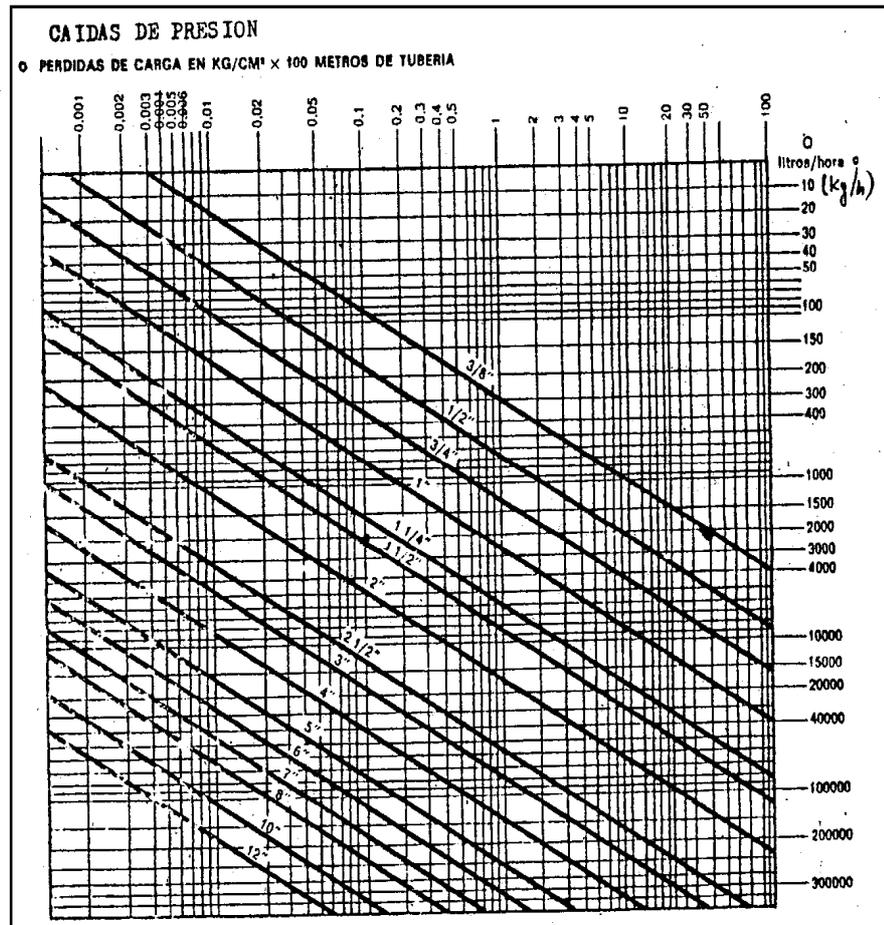


FIGURA 5.6 DIAGRAMA CAUDAL VERSUS CAÍDA DE PRESIÓN

FUENTE: CALDERAS INDUSTRIALES Y MARINAS POR EL ING. ÁNGEL VARGAS ZÚÑIGA

Ingresando a la figura 5.6 con un caudal de 5018 kg/h y un diámetro de 2" se obtiene una caída de presión de 9.79 kPa (0.1 kg/cm²) por cada 100m. Para calcular la caída de presión en la línea de condensado se debe multiplicar la longitud total que se muestra en la tabla 24 con la lectura de la grafica 5.6 y dividirlo para 100, es decir:

$$\text{Caída de presión} = \frac{54.23 \text{ m} \times 9.79 \text{ kPa}}{100\text{m}} = 5.31 \text{ kPa}$$

Si se agrega un veinte por ciento como una medida de seguridad frente a la posibilidad de agregar algún accesorio que no haya sido considerado, se obtendrá una caída de presión entre los calentadores de agua y el tanque de condensados de 6.37 kPa.

b) Aislamiento térmico de las tuberías de retorno 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, si no aíslan las tuberías ni el tanque de condensado

se perderá energía en los alrededores y por consiguiente el sistema sería ineficiente.

Respecto al aislamiento en las tuberías de condensado se decidió emplear cañuelas de lana de vidrio rígida en 2" de espesor y para el tanque de retorno de condensado Flex Wrap en 1 ½", de esta forma se podrá conseguir temperaturas superficiales que no pongan en peligro la integridad de ninguna persona que esté trabajando en ese sector. Todo el aislamiento debe ser protegido con una cubierta de aluminio con un espesor 0.5mm para evitar daños producidos por el ambiente.

c) Selección de 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, de balde abierto.
- Trampas de impulso.
- Trampas termodinámicas.

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.

La siguiente tabla representa una guía para la selección de trampas de vapor.

TABLA 25

GUÍA PARA LA SELECCIÓN DE TRAMPAS DE VAPOR

FUENTE: CONTROL AND INSTRUMENTATION, POR SPIRAX SARCO

Aplicación	Primera opción			Segunda opción		
	Flotador y termostáticas	Termodinámica	Presión equilibrada	Termodinámica	Bimetálica	Balde invertido
Tubería principal de vapor						
Hasta 207 kPa	X					X
207-2758 kPa		X				X
Hasta 4137 kPa		X				X
Hasta 6205 kPa		X				X
Hasta 13790 kPa		X				X
Equipos de calentamiento						
Intercambiadores de tubo y coraza	X					X
Serpentines de calentamiento	X					X
Calefacción	X					X
Calentador de placas	X					X
Radiador			X	X		

Para los calentadores de agua, según la tabla 25 lo más apropiada sería el caso de calentadores de tubo y coraza, en este caso la trampa recomendada sería la de flotador y termostática.

Para el caso de la trampa que se desea colocar en el distribuidor de vapor, según la tabla 25 lo más apropiado sería una trampa termodinámica, ya que esta es la que se emplea para drenar líneas principales de vapor.

A continuación se dimensiona las trampas de vapor que se necesitan instalar a la salida de cada calentador de agua y en el distribuidor de vapor. Como se mencionó anteriormente el primer dato que se debe tener es el factor de seguridad, que para las cuatro trampas será dos. Este factor se lo seleccionó basado en las recomendaciones que se muestran en el manual "Design Fluid Systems" publicado por la compañía Spyrax-Sarco, en el cual se recomienda emplear un factor de seguridad de dos en calentadores y en drenajes de líneas principales de vapor.

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.

Para el caso de los calentadores de agua se espera que se condense todo el vapor, por lo tanto el caudal de condensado es el mismo que el de vapor, es decir 952 kg/h para los dos primeros calentadores y 605 kg/h para el tercer calentador.

Para el caso del distribuidor de vapor se asumirá que en este se acumulará en forma de condensado un 5% de la producción total de vapor que es 2509 kg/h; es decir, que se condensará unos 126 kg/h; este valor es muy conservador ya que es mucho mayor al que resultaría de un análisis termodinámico asumiendo las pérdidas de calor que se muestran en la información técnica del fabricante del aislamiento térmico.

Los caudales que se emplearán para dimensionar las trampas de vapor son 1904 kg/h para los dos primeros calentadores, 1210 kg/h para el tercer calentador y 252 kg/h para el distribuidor de vapor.

La máxima presión de operación debe ser 896.32 kPa como mínimo para la trampa que se instalará en el distribuidor de vapor, y 861.84 kPa como mínimo para las trampas que se instalarán en los calentadores de agua, esto se justifica porque estas serán las presiones de operación de los equipos en donde se colocarán las trampas.

Finalmente se determinará la presión diferencial de la trampa de vapor. Como el tanque de condensados operará a una presión de 620.53 kPa, entonces la presión diferencial debe ser como máximo 234.49 kPa para las trampas en los calentadores de agua y 269.42 kPa en la trampa que se colocará en el distribuidor de vapor. Para obtener este resultado se debe considerar que la caída de presión en la línea de condensado incluyendo la caída a través de la trampa, debe permitir llegar a la presión de 620.53 kPa que debe tener el tanque de condensados.

Para dejar claro lo que se expuso en el párrafo anterior se analizará numéricamente el caso de la trampa que se instalará en el distribuidor de vapor. El distribuidor de vapor se encuentra a una presión 896.32 kPa, si a este valor se le resta las pérdidas en la línea de condensado que son de 6.37 kPa aproximadamente y la presión diferencial de la trampa que es 269.42 kPa, es decir $896.32 \text{ kPa} - 6.37 \text{ kPa} - 269.42 \text{ kPa}$, lo que da como resultado 620.53 kPa.

Resumiendo todo lo mencionado en esta sección se tiene que para los dos primeros calentadores de agua se debe emplear trampas de flotador y termostáticas con una capacidad de

1904 kg/h y una presión diferencial de 234.49 kPa, para el tercer calentador se debe emplear una trampa de flotador y termostáticas con una capacidad de 1210 kg/h y una presión diferencial de 234.49 kPa, finalmente para el distribuidor de vapor se debe emplear una trampa termodinámica con una capacidad de 252 kg/h y una presión diferencial de 269.42 kPa.

La siguiente figura muestra un gráfico de carga de condensado versus presión diferencial en trampas de vapor de flotador y termostáticas, en la que se puede ver que la trampa apropiada para los tres calentadores de agua es de la serie FT14-4.5 con un diámetro de 1”

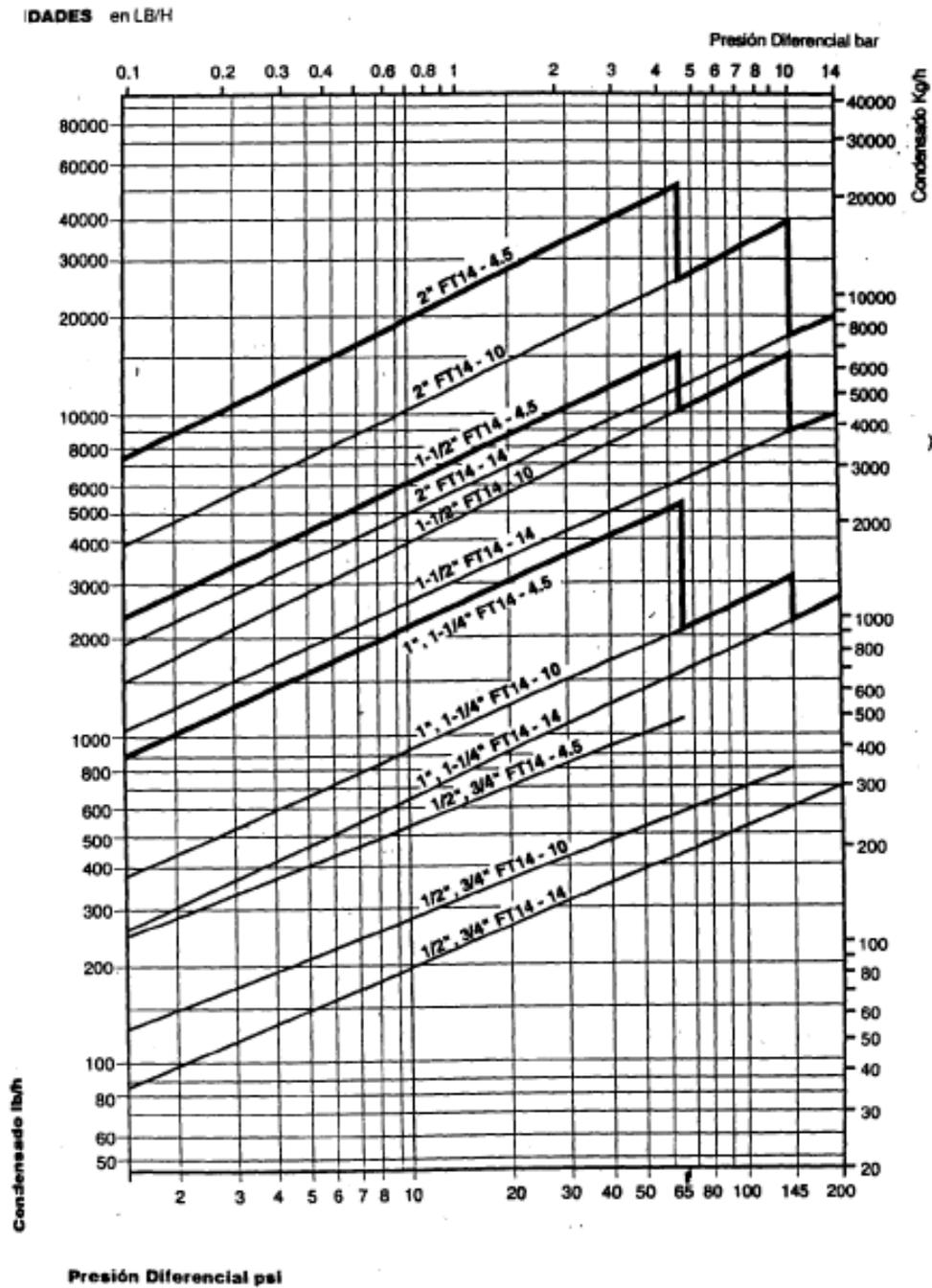


FIGURA 5.7 TRAMPAS DE VAPOR DE FLOTADOR Y TERMOSTÁTICAS

FUENTE: CATÁLOGOS DE PRODUCTO DE SPIRAX-SARCO

La siguiente figura muestra un gráfico de carga de condensado versus presión diferencial en trampas de vapor del tipo termodinámico de la serie TD52 de la marca Spirax-Sarco.

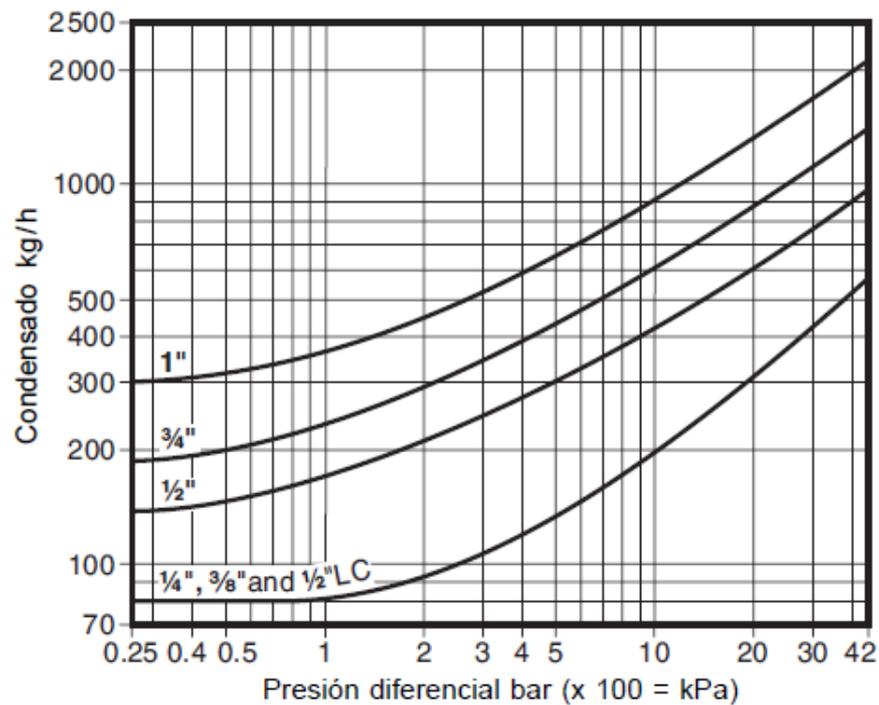


FIGURA 5.8 TRAMPA TERMODINÁMICA TD52

FUENTE: CATÁLOGOS DE PRODUCTO DE SPIRAX-SARCO

De la figura anterior se puede concluir que la trampa TD52 de 1/2" es apropiada para ser instalada en el distribuidor de vapor.

CAPÍTULO 6

6. SISTEMA DE ALMACENAMIENTO DE AGUA CALIENTE

En los sistemas de agua caliente comúnmente se emplea un tanque de almacenamiento que le da al sistema la capacidad de satisfacer los valores picos de las demandas sin necesidad de emplear equipos con una capacidad exagerada.

En la primera sección de este capítulo se explica en qué situaciones se recomienda emplear un sistema de almacenamiento y en que situaciones no. Además se describe los sistemas de almacenamiento, los elementos que los conforman y los criterios para dimensionarlos.

En la segunda sección de este capítulo se emplea parte de los criterios mencionados anteriormente para dimensionar el tanque de almacenamiento de agua caliente.

Finalmente en la última sección de este capítulo se diseña el sistema de tuberías de recirculación de agua caliente, esto es la selección del diámetro de la tubería y de la bomba de recirculación.

6.1 Criterios para el dimensionamiento.

Los sistemas de agua caliente pueden ser clasificados en dos categorías según el tipo de demanda que deban satisfacer. Existen los sistemas que deben satisfacer una demanda de agua caliente que se mantiene constante en caudal y en tiempo, este tipo de sistemas son aquellos que no necesitan almacenamiento ya que su operación se puede considerar estable.

Existen sistemas de agua caliente diferentes a los mencionados anteriormente, estos deben tener un sistema de almacenamiento ya que deben satisfacer demandas grandes en cortos espacios de tiempos frente a virtuales tiempos de desuso. Estos sistemas deben estar en la capacidad de cubrir los valores picos de demanda en un espacio corto de tiempo, y también deben tener la suficiente velocidad para recuperarse antes del siguiente consumo de agua caliente.

Los sistemas de almacenamiento de agua caliente están conformados básicamente por un tanque de almacenamiento, tuberías y bomba de recirculación entre el tanque de almacenamiento de agua y los calentadores de agua, accesorios e instrumentación como válvulas de cierre, válvulas de retención, manómetros, termómetros, equipos de control y automatización.

Parte del sistema de agua caliente también lo conforman la bomba y el sistema de tuberías que distribuye el agua caliente a cada punto de consumo como son las duchas, lavamanos; esta parte del sistema no se diseñará en esta tesis.

Para diseñar el sistema de almacenamiento de agua caliente se debe tener en cuenta los siguientes criterios:

- Para un correcto dimensionamiento del tanque de almacenamiento se debe considerar el volumen que este debe tener, para lo cual se debe emplear el método descrito en la segunda sección de este capítulo.
- Se debe considerar la presión y temperatura a la que se encontrará el agua dentro del tanque de almacenamiento.
- Todo el sistema debe estar aislado térmicamente con el material y espesores adecuados.
- Se deben colocar suficientes puntos para purgar, y un sistema que permita realizar limpieza química de los calentadores de agua.
- Se deben colocar manómetros y termómetros a la entrada y salida de los calentadores de agua.
- Se debe colocar un termómetro a la salida del tanque de almacenamiento.

6.2 Dimensionamiento del tanque de almacenamiento.

El sistema de agua caliente que se empleará en este hotel está dividido en dos sub-sistemas, el primero que suministrará el agua a las habitaciones y se lo denominará de alta presión en el cual se emplearán dos calentadores con una capacidad de 45 GPM cada uno; y el segundo sub-sistema que servirá para suministrar agua a los servicios generales, el cual se lo llamará de baja presión en el cual se empleará un calentador con una capacidad de 30 GPM.

Como se mencionó al principio de este capítulo existen dos tipos de sistemas los que necesitan un sistema de almacenamiento y los que no necesitan de este. Basado en la experiencia obtenida en sistemas de agua caliente anteriormente instalados en otros hoteles, se puede asegurar que en el de alta presión se necesitará un sistema de almacenamiento y en el de baja presión no.

A continuación se desarrolla de forma detallada el proceso que se siguió para dimensionar el tanque de almacenamiento de agua caliente del sistema de alta presión.

Para determinar la capacidad del tanque de almacenamiento se debe multiplicar el valor máximo de la demanda por hora de cada habitación por el número de habitaciones y por un factor de capacidad de

almacenamiento, el resultado obtenido estará en galones. Las siguientes tablas muestran los valores necesarios para dimensionar el tanque de almacenamiento.

TABLA 26

VALORES PROMEDIOS Y MÁXIMOS DIARIOS DE LA DEMANDA DE AGUA CALIENTE POR HABITACIÓN EN HOTELES.

FUENTE: MANUAL DE CALENTADORES DE AGUA DEL FABRICANTE SLANT-FIN.

Número de habitaciones	Demanda de agua caliente por habitación [GPM]	
	Promedio diario	Máximo diario
20 o menos	20,00	35,00
60	14,00	25,00
100 o mas	10,00	15,00

TABLA 27

**FACTOR DE CAPACIDAD DE ALMACENAMIENTO PARA
DIFERENTES TIPOS DE EDIFICACIONES.**

**FUENTE: MANUAL DE CALENTADORES DE AGUA DEL
FABRICANTE SLANT-FIN.**

Tipo de edificación	Factor de capacidad de almacenamiento
Apartamento o casa	1,03
Club	0,90
Gimnasio	1,00
Hospital	0,60
Hotel	0,80
Planta industrial	1,00
Edificio de oficinas	2,00
Residencia privada	0,70
Escuela	1,00

Como se trata de un hotel con 136 habitaciones se debe emplear un valor de la demanda máxima de 15 GPH según se muestra en la tabla 26 y un factor de capacidad de almacenamiento de 0,80 según se muestra en la tabla 27; multiplicando los valores de 136, 15 y 0,8 se obtiene un resultado de 1632 galones.

Por otro parte se debe considerar que el tanque de almacenamiento debe tener un volumen mayor a su capacidad de almacenamiento, por lo tanto se debe multiplicar su capacidad por un factor de 1,25 si es vertical ó 1,50 si es horizontal (1).

Dado que existe la restricción de espacio en el cuarto de máquinas en cuanto al área de refiere se debe emplear un tanque vertical, por lo tanto el valor del volumen del tanque de almacenamiento debe ser igual al producto de 1.25 por los 1632 galones anteriormente obtenidos; es decir, que el tanque debe tener un volumen de 2040 galones (7,72 m³).

Con el fin de aprovechar al máximo las planchas de acero a la hora de construir el tanque y obtener un mejor precio del mismo se decidió que el diámetro del tanque sea de 1,94 m y la altura 2,44 m.

Para finalizar esta sección se debe mencionar que según información técnica proporcionada por la empresa que diseño el sistema de presión constante que distribuirá el agua en todo el hotel, este trabajará a una presión de 896.32 kPa. Es decir, que el tanque de almacenamiento debe ser diseñado para operar a una presión y temperatura de 896.32 kPa y 60 °C, y estará aislado con Flex Wrap en 1 ½" de espesor y protegido con una cubierta de aluminio con un espesor 0.5 mm.

6.3Diseño del sistema de tuberías de recirculación.

Este sistema de recirculación tiene como objetivo mantener el agua que se encuentra en el tanque de almacenamiento a la temperatura apropiada. En esta sección se procede a la selección del diámetro de la tubería y la capacidad de la bomba de recirculación y el aislamiento térmico adecuado.

Dado que se emplearán dos calentadores de agua de 45 GPM cada uno en el sistema de alta presión, el valor total del caudal volumétrico que debe pasar por las tuberías de recirculación y que debe ser capaz de impulsar la bomba es de 90 GPM.

La siguiente tabla indica los diferentes valores de diámetros recomendados con sus respectivas pérdidas por fricción, para un caudal de 90 GPM. Se selecciona una tubería de diámetro 3" cédula 40, ya que estas resistirán las presiones de operación y tienen las menores pérdidas por fricción (8).

TABLA 28
VELOCIDADES Y PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS
CÉDULA 40
FUENTE: MANUAL "DESIGN OF FLUID SYSTEMS" DE SPIRAX-
SARCO

Caudal [GPM]	Diámetro	Velocidad [m/s]	Pérdidas [m/100 m]
90	1 1/2"	4.33	58,70
	2"	2.62	16,30
	2 1/2"	1.84	6,69
	3"	1.19	2,26

Ahora se debe calcular la caída de presión a lo largo de la tubería, para lo cual se debe conocer las longitudes totales; es decir, las longitudes propias de las tuberías y la que corresponde a los accesorios.

Para determinar la longitud equivalente de los accesorios se debe emplear la siguiente ecuación:

$$l_{eq} = \frac{K_L D}{f} \quad \text{Ecuación 6.1}$$

Donde:

- l_{eq} es la longitud equivalente del accesorio
- K_L es el coeficiente de pérdidas menores del accesorio
- D es el diámetro interno de la tubería
- f es el factor de fricción

Para determinar el factor de fricción hay que conocer el número de Reynolds, la rugosidad relativa de la tubería y con esos valores emplear el diagrama de Moody. Para determinar la rugosidad relativa de las tuberías que se instalarán, se empleará la figura 5.2 en la parte correspondiente al acero comercial, lo que da una rugosidad de 0.0006 para tubería de diámetro 3 pulgadas.

Para calcular el número de Reynolds se debe emplear la ecuación 6.2 que se muestra a continuación (7):

$$\text{Re} = \frac{4\dot{Q}_{agua}}{\mu\pi D} \quad \text{Ecuación 6.2}$$

Donde:

- Q_{agua} es el caudal másico de agua que circula por la tubería
- μ es la viscosidad dinámica del vapor a la presión indicada
- D es el diámetro interno de la tubería

Reemplazando en la ecuación 6.2 los valores de 5.68 kg/s (90 GPM) para el caudal del agua; 0.08890m para el diámetro interno de la tubería; y 0.000466 N-s/m² para la viscosidad dinámica del agua a 60 °C y 896.32 kPa se obtiene un valor del número de Reynolds de 1.74×10^5

Con el valor del número de Reynolds y la rugosidad relativa determinados en párrafos anteriores, se lee el factor de fricción en la figura 5.3 que es el diagrama de Moody; lo que da un resultado de 0.02

A continuación se muestra una tabla que resumen la cantidad de tubería y accesorios que se emplearán en el sistema de recirculación; además en esta tabla también se mostrará la longitud equivalente de dichos accesorios.

TABLA 29
CANTIDAD DE ACCESORIOS Y LONGITUD EQUIVALENTE EN EL
SISTEMA DE RECIRCULACIÓN DE AGUA CALIENTE

Descripción	Cantidad	KL	Longitud equivalente [m]
Tubería [m]	18,00	-----	18,00
Codos	10,00	1,5	66,68
Tees	2,00	2,0	17,78
Reducción 3"x1"	2,00	0,5	4,45
Válvulas de compuerta	6,00	0,2	4,00
Válvulas de retención	1,00	2,0	8,89
Entrada recta	3,00	0,5	6,67
Salida recta	1,00	1,0	4,45
Total	-----	-----	130,90

Para determinar la caída de presión a través de la tubería de recirculación hay que multiplicar el valor total de la longitud equivalente que es 130.90 m por las pérdidas por fricción para la tubería de 3" que son 2.26 m y dividirlos para 100. Finalmente se obtiene un resultado de 2.96 m.

Para finalizar con el cálculo necesario para seleccionar la bomba hay que determinar el cabezal total que esta debe proporcionar, el cual se lo determina sumando la caída de presión a través de la tubería de recirculación con la caída de presión a través del calentador de agua que toma un valor aproximado de 34.47 kPa (3,51 m de altura de una columna de agua). Sumando los valores antes mencionados, se obtiene un resultado de 6,46m.

Es decir, que para el sistema de recirculación se empleará tubería de 3" cédula 40, y una bomba que sea capaz de proporcionar 90 GPM con un cabezal total de 6,46m. Además de lo anterior se debe mencionar que la tubería debe ir aislada con cañuelas de lana de vidrio de 1 ½" de espesor.

Hasta este punto se ha determinado la capacidad del tanque de almacenamiento, el diámetro de la tubería y la capacidad de la bomba de recirculación del sistema de almacenamiento que se empleará para el sistema de alta presión. Como se mencionó antes el sistema de baja presión que suministrará el agua caliente a los servicios generales no necesita almacenamiento, con base en la experiencia de instalaciones anteriores se sabe que solo se necesita una válvula de tres vías que mezclará el agua que sale directamente de los calentadores con el agua fría.

CAPÍTULO 7

7. ANÁLISIS DE COSTOS

Una de las cosas más importantes a determinar en un proyecto de ingeniería es el costo del mismo, pues con esta información se podrá establecer si es factible su implementación. En este capítulo se analizará el costo de la instalación del sistema de agua caliente que se ha estado estudiando.

La primera parte de este capítulo muestra los costos asociados a los equipos y demás materiales necesarios para llevar a cabo este proyecto como son, las calderas, los calentadores de agua, tanque de condensado, tanque de almacenamiento de agua caliente, bombas, tuberías, aislamiento, fungibles, etc.

La segunda parte de este capítulo muestra los costos de la mano de obra; es decir, los costos que se deben pagar a las personas que trabajarán en la implementación de este proyecto.

En la tercera parte de esta se muestra un valor representativo de las ganancias que tendría la empresa que implementaría este proyecto. Además de lo anterior también se mostrará algunos gastos varios que

suelen tener estos proyectos como son gastos asociados a imprevistos, pago de seguros y otros valores más.

Finalmente se concluirá este capítulo con un diagrama de pastel que compara todos los costos determinados durante este capítulo.

7.1 Costos de equipos y materiales.

Como se mencionó antes, 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 Guayaquil.

En el anexo 4 se muestra una tabla en la que se resume los costos asociados a materiales, los cuales toman un valor de 184.417,61 dólares americanos.

7.2 Costos de instalación.

El costo de la instalación se refiere a pagos que hay que cancelar al personal que llevará a cabo la instalación del sistema que se ha estudiado en esta tesis; es decir, el costo de la mano de obra asociada al montaje de las calderas, calentadores de agua, bombas, sistemas de tuberías, chimenea, etc.

En el anexo 4 se muestra una tabla en la que se resume los costos asociados a la instalación de los equipos, los cuales toman un valor de 22.150,00 dólares americanos.

7.3 Utilidades.

En esta sección se muestra las ganancias que tendría la compañía que realice el montaje del sistema que se ha estudiado a lo largo de este trabajo, además se muestra algunos gastos varios como seguros, imprevistos, transporte, etc.

La experiencia ha demostrado que existen algunos gastos que son difíciles de calcular y se los puede estimar por medio de porcentajes respecto al subtotal del precio del proyecto, estos gastos se ilustran en la siguiente tabla con sus respectivos porcentajes y valores en dólares. En la siguiente tabla también se muestra el valor de las

ganancias que se esperan obtener en este proyecto y se estiman como un 25% del subtotal del precio del proyecto.

TABLA 30
ANÁLISIS DE COSTOS

Descripción	% respecto al subtotal	Valor en dólares americanos
Costo de materiales	60%	184.417,61
Costo de Instalación	8%	22.150,00
Supervisión del proyecto	1%	3083,10
Transporte, alquileres y seguros	2%	6.166,20
Imprevistos	4%	12.332,39
Ganancia	25%	77.077,47
Subtotal	100%	305.226,77
IVA	12%	36.627,21
TOTAL	112%	341.853,98

Como se puede apreciar en la tabla anterior el valor a cotizar de este proyecto es de 305.226,77 dólares americanos, al cual se le suma el 12% correspondiente al impuesto al valor agregado, alcanzando un valor total de 341.853,98 dólares americanos.

El siguiente diagrama muestra un resumen de los costos que involucra la implementación de este proyecto.

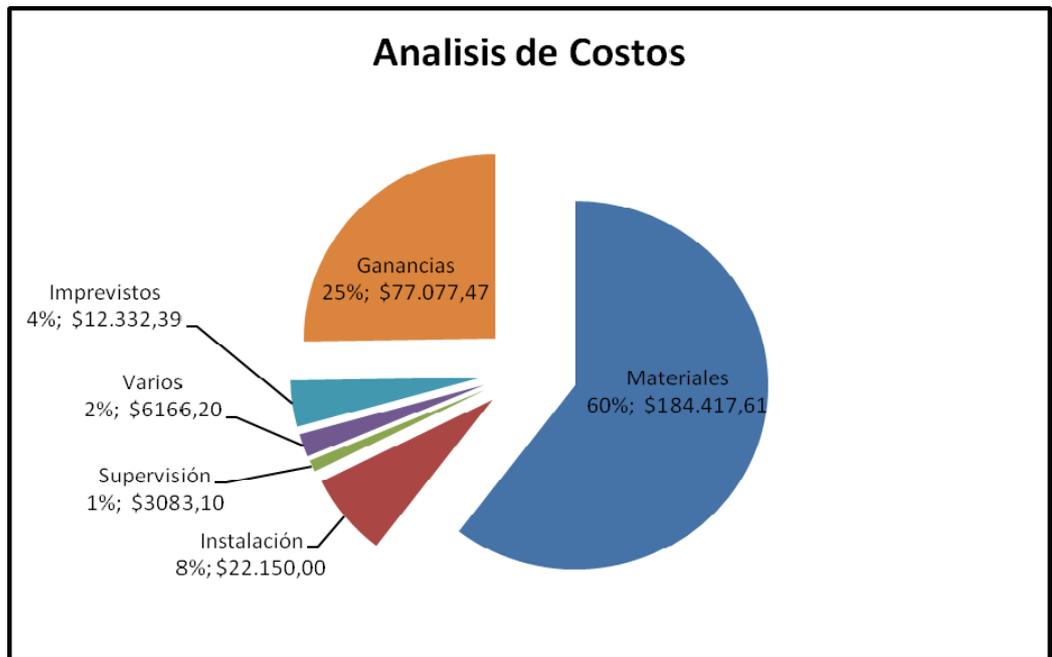


FIGURA 7.1 ANÁLISIS DE COSTOS

CAPÍTULO 8

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones.

- Para poder satisfacer la demanda de agua caliente en las habitaciones del hotel en estudio se deben instalar dos calentadores de agua con una capacidad de 45 GPM cada uno y una temperatura de salida del agua de 60 °C
- Para poder satisfacer la demanda de agua caliente en los servicios generales del hotel en estudio se debe instalar un calentador de agua con una capacidad de 30 GPM y una temperatura de salida del agua de 66 °C
- Los tres calentadores de agua antes mencionados funcionarán con vapor a una presión de 861.84 kPa.
- El vapor que emplearán los calentadores será suministrado por dos calderas verticales, cada una de 80 BHP con una presión de diseño de 1034.21 kPa.
- Las calderas utilizadas operarán con diesel ya que este combustible es relativamente de fácil almacenamiento y representa una solución económica.

- Las calderas serán alimentadas con agua que circula desde el tanque de condensados hacia las mismas, dicho tanque de condensados tendrá una capacidad de 500 galones, una presión absoluta de operación de 620.53 kPa y a una temperatura aproximada de 90 °C
- Las bombas que alimentarán de agua a las calderas trabajarán de forma intermitente y deben tener cada una la capacidad de entregar 11 GPM con un cabezal total de 62 m, un NPSH requerido inferior a 58 m y una temperatura a la succión inferior a 90 °C
- Se emplearán tuberías de ¾" cédula 40 para el sistema de agua de alimentación hacia el tanque de condensados, y tubería de 1" cédula 40 para el sistema de agua de alimentación hacia las calderas
- La bomba que alimentará el tanque de condensados con agua de la cisterna deberá tener la capacidad de entregar 5 GPM con un cabezal total de 72 m, un NPSH requerido inferior a 7,86 m y una temperatura a la succión de 21 °C
- Para poder resolver los problemas que tiene el agua de alimentación se deberá instalar un sistema dosificador de químicos, y un ablandador de agua con una capacidad de 42 K y un caudal de 5 GPM

- El combustible será almacenado en un tanque de servicio diario con una capacidad de 1650 galones y un tanque de reserva para veinte días con una capacidad de 8200 galones.
- Las bombas que alimenten de combustibles a las calderas serán del tipo de engranajes y deben tener la capacidad de entregar 0,43 GPM a una presión de descarga de 689,48 kPa
- La chimenea deberá tener un diámetro de 500 mm y una altura de 65 m, dado que esta debe salir por la terraza del hotel y las calderas se ubicarán en la planta baja.
- Se emplearán tuberías cédula 40 de 2" de diámetro para toda la distribución de vapor; excepto en el tramo que va desde el distribuidor de vapor hacia el calentador de agua de 30 GPM, puesto que en este se empleará tubería cédula 40 de 1 ½" de diámetro.
- Se emplearán tuberías cédula 40 de 2" de diámetro en el sistema de retorno de condensados
- Las tuberías de vapor y de condensados serán aisladas con cañuela de lana de vidrio rígida con un espesor de 2". El tanque de condensados y el distribuidor de vapor serán aislados con mantas de lana de vidrio flexible conocidas como Flex Wrap en espesores de 1 ½" y 2" respectivamente.

- Las trampas de vapor seleccionadas para los calentadores de agua son del tipo flotador y termostáticas, siendo la más apropiada para los tres calentadores la de 1" de la serie FT14-4.5
- La trampa de vapor seleccionada para el distribuidor de vapor fue del tipo termodinámica, siendo la más apropiada la ½" de la serie TD52
- El sistema de almacenamiento de agua caliente constará de un tanque vertical de 2040 galones, el cual estará aislado térmicamente con Flex Wrap de 1 ½" de espesor
- El sistema de recirculación de agua caliente estará construido con tuberías cédula 40 de 3" de diámetro y estarán aisladas con cañuelas de lana de vidrio rígida en un espesor de 1 ½"
- La bomba del sistema de recirculación de agua caliente debe tener una capacidad de 90 GPM con un cabezal total de 6.46 m
- El costo total de este proyecto es 341.853,98 dólares americanos

Recomendaciones.

A la hora de diseñar un sistema de agua caliente que funcione con vapor se recomienda lo siguiente:

- Tener el cuidado suficiente al seleccionar las calderas y los calentadores de agua, pues un criterio errado puede terminar en la compra de un equipo con una capacidad inferior a la necesaria o por lo contrario una capacidad mucho mayor a la necesaria; en ambos casos esto generaría problemas ya sean técnicos o económicos.
- Poner atención a todos los criterios mencionados en este trabajo y de ser posible buscar información en otras fuentes para poder instalar un sistema eficiente, que sea lo más amigable con el ambiente y que preste facilidades a la hora de realizar mantenimiento.
- Siempre que se diseñe un sistema a vapor se debe hacer todo lo posible por recuperar la mayor cantidad de condensados, ya que esto no solo representa un ahorro desde el punto de vista económico, también representa un medio por el cual el sistema se hace más amigable con el ambiente

- Se debe instalar el tanque de combustible por encima de la bomba de tal forma que esta tenga un cabezal estático positivo y garantizar siempre el suministro de diesel.
- Se debe considerar el uso de uniones universales, llaves de paso y demás accesorios que permitan realizar de forma fácil y rápida el mantenimiento o alguna reparación en el sistema
- Se debe incluir un sistema de tratamiento del agua de alimentación de las calderas, así como un sistema de lavado para los calentadores de agua de tal forma que permita alargar la vida útil de estos equipos.

Una vez instalado el sistema de agua caliente diseñada en esta tesis se recomienda:

- Implementar un plan de mantenimiento a todos los equipos del sistema de agua caliente, de esta forma se presentarán la menor cantidad de imprevistos y daños permitiendo así que el sistema opere de forma segura
- Realizar de forma frecuente análisis al agua de alimentación de la caldera para poder tomar medidas correctivas en caso de que alguna variable este fuera de los límites deseados y así evitar que se acorte la vida útil de este equipo

- Analizar los gases de escape de la caldera con la frecuencia apropiada para determinar si la combustión es adecuada y tomar medidas correctivas en caso de ser necesario
- Mantener el aislamiento térmico en buen estado, de esta forma se evitarán accidentes y pérdidas de energía innecesarias
- Mantener en óptimas condiciones los equipos de control y seguridad para evitar algún accidente

ANEXOS

Anexo 1

Análisis termodinámico del tanque de condensados

En este se anexo se desarrolla el análisis de primera ley de la termodinámica aplicado al tanque de condensados del sistema a vapor que se utilizará para el calentamiento de agua del hotel en estudio en esta tesis.

Este análisis tiene como objetivo principal estimar la presión óptima que debe tener el tanque de condensados para reducir la descarga de vapor flash a la atmósfera y por consiguiente disminuir desperdicios de energía. El objetivo secundario es estimar una cota superior de la temperatura del agua a la salida del tanque de condensados y por ende un límite máximo de la temperatura a la succión de la bomba que alimentará la caldera.

Para determinar las propiedades del vapor y agua se empleó un software llamado EES, el cual necesita como datos el nombre de la sustancia y dos propiedades independientes, entonces presentará el valor de las propiedades que se requieran.

A continuación se muestra un bosquejo del tanque de condensados que ilustra los caudales de agua y vapor que ingresan y salen del mismo, este gráfico se utilizará como referencia para aplicar la primera ley de la termodinámica.

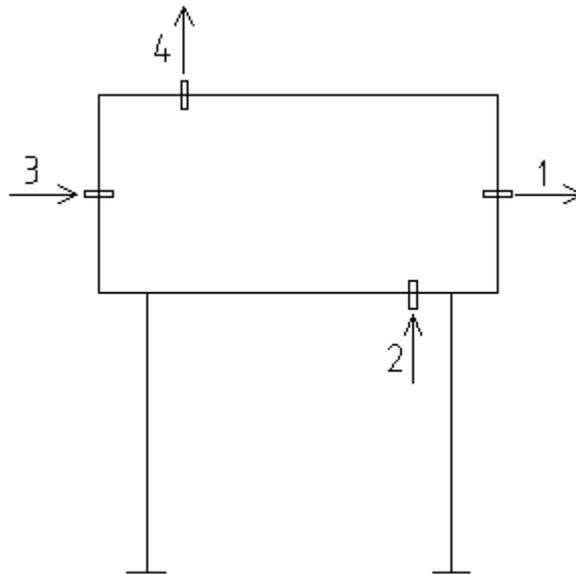


FIGURA 1. ESQUEMA DE TANQUE DE CONDENSADOS A UNA PRESIÓN P

En el bosquejo que se muestra las flechas indicadas hacen referencia a:

- 1 Salida de agua hacia las calderas
- 2 Ingreso de agua de reposición
- 3 Ingreso del retorno de condensado
- 4 Salida de vapor flash.

En este desarrollo se trabajará bajo los siguientes supuestos:

- Se desprecian los efectos de la energía cinética y potencial

- Se produce un proceso adiabático. Las pérdidas de calor son nulas por que el tanque de condensados y todas las tuberías están perfectamente aisladas.
- Se produce una expansión isentálpica cuando el condensado llega al tanque.
- No se aplica trabajo sobre el sistema
- El sistema se encuentra en estado estable
- No existen fugas de vapor, ni de condensado desde la salida de la caldera al tanque de condensados
- El agua que ingresa al tanque de condensados según se indica en la flecha número 3 de la figura 1 es condensado con una cantidad nula de vapor y a una presión de 861.84 kPa.
- El sistema opera a máxima capacidad, es decir están encendidas las dos calderas de 80 BHP cada una.

Para determinar la entalpía de una sustancia que se encuentra dentro del domo de saturación se debe emplear la siguiente ecuación:

$$h = h_f + x * h_{fg} \quad \text{Ecuación 1}$$

Despejando de la ecuación número uno la calidad "x", asumiendo una presión P en el tanque de condensados y aplicándola al punto 4 indicado en la figura uno se obtiene:

$$x_4 = \frac{h_4 - h_{f@P}}{h_{fg@P}} \quad \text{Ecuación 2}$$

Al aplicar la ley de la conservación de masa al tanque de condensados se obtiene la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_4 \quad \text{Ecuación 3}$$

Al aplicar la primera ley de la termodinámica al tanque de condensados se obtiene la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_4 h_4 \quad \text{Ecuación 4}$$

Para determinar los valores de caudal másico y entalpía del agua en el punto 2 hay que recordar que está ingresando agua de reposición en la fase de líquido comprimido a 21 °C. El caudal másico fue determinado en el capítulo 3 cuando se calculó la capacidad de las bombas y tiene un valor de 1135.62 kg/h. Para determinar el valor de la entalpía se recurre al software EES, se ingresa la temperatura de 21 °C, calidad cero y como sustancia agua, finalmente se determina una entalpía de 88.11 kJ/kg.

Se debe mencionar que para obtener la entalpía en el punto 2 se aproximó este valor con la entalpía de la misma sustancia en el estado de líquido saturado a la misma temperatura (3).

Para determinar los valores de caudal másico y entalpía del agua en el punto 3 hay recordar que está ingresando líquido en el estado de líquido saturado a 861.84 kPa. El caudal másico es el mismo que generan las calderas según el supuesto número 6, es decir 2509.09 kg/h para el caso más crítico que es cuando las dos calderas operen. Para determinar el valor de la entalpía hay que recurrir al software EES, se ingresa la presión de 861.84 kPa, calidad cero y como sustancia agua, entonces se obtiene una entalpía de 755.60 kJ/kg.

Para determinar los valores de caudal másico y entalpía del vapor en el punto 4 hay que comprender el proceso de formación del vapor flash. El vapor flash se forma a partir del condensado que sale de los calentadores de agua a 861.84 kPa, luego este llega al tanque de condensados que se encuentra a una presión P que es inferior a 861.84 kPa.

El proceso que ocurre según el supuesto 3 es una expansión isentálpica, entonces el agua que se encontraba en estado de saturación y a una presión de 861.84 kPa, pasa a tener una presión P inferior a 861.84 kPa pero manteniendo el mismo nivel de energía. Dado que el líquido saturado a la presión P tiene un nivel energético inferior, la energía que le falta para mantenerse en el nivel energético que tenía a 861.84 kPa es absorbida por una parte del agua que termina transformándose en vapor.

Es decir que el vapor flash que sale del tanque de condensados según lo indica la flecha número cuatro de la figura 1 es el que se obtiene del condensado que se re-vaporizo, y para determinar su caudal se debe multiplicar la calidad que este tiene por el caudal del condensado que es el que se indica en la flecha número tres de la figura 1.

Dado que el vapor flash se formo como resultado de una expansión isentálpica, se reemplaza h_4 por h_3 en la ecuación dos y se multiplica por el caudal másico del retorno de condensado m_3 , así se obtiene una expresión para determinar el caudal másico de vapor flash que es lanzado a la atmosfera:

$$\dot{m}_4 = \frac{\dot{m}_3 (h_3 - h_{f@P})}{h_{fg@P}} \quad \text{Ecuación 5}$$

Despejando de la ecuación 3 el caudal másico de agua que va a las calderas es decir \dot{m}_1 se obtiene lo siguiente:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 - \dot{m}_4 \quad \text{Ecuación 3a}$$

Despejando de la ecuación 4 el valor de la entalpía del agua que va hacia las calderas es decir h_1 , recordando que h_4 es igual a h_3 , y reemplazando en este resultado las ecuaciones 3a y 5 resulta la siguiente ecuación:

$$h_1 = \left(h_2 * \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \right) + \left(h_3 * \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} \right) \left(1 - \frac{(h_3 - h_{f@P})}{h_{fg@P}} \right) \quad \text{Ecuación 6}$$

Recordando que el valor de m1 es 4996.74 kg/h que equivale a 22.00 GPM de agua que debe proveer la bomba a la caldera según se analizó en el capítulo 3 en el cálculo de la capacidad de las bombas.

A continuación se reemplaza todos los datos en la ecuación 6 y se obtiene una ecuación que relaciona el valor de h1 con la presión P del tanque de condensados.

$$h_1 = \frac{1135.62}{4996.74} * 88.11 + 755.6 * \frac{2509.09}{4996.74} \left(1 - \frac{(755.6 - h_{f@P})}{h_{fg@P}} \right) \quad \text{Ecuación 6a}$$

$$h_1 = 20.02 + 379.42 \left(1 - \frac{(755.6 - h_{f@P})}{h_{fg@P}} \right) \quad \text{Ecuación 6a}$$

La siguiente tabla muestra la cantidad de vapor flash que es lanzado a la atmósfera (m4), la entalpía y temperatura (h1, T1) del agua que alimenta las calderas y la presión a la cual se determinaron los parámetros anteriores.

TABLA 1**RESULTADOS OBTENIDOS DEL ANÁLISIS DE LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA APLICADO AL TANQUE DE CONDENSADOS.**

Presión en tanque		Mezcla y Vapor flash		Agua para caldera	
Psia	kPa	Calidad	Caudal [kg/h]	Entalpía [kJ/kg]	Temperatura [°C]
125.00	861.84	0.00	0.00	385.30	91.98
114.00	786.00	0.01	20.62	382.20	91.26
103.00	710.16	0.02	42.53	379.00	90.50
92.00	634.32	0.03	65.99	375.60	89.68
81.00	558.48	0.04	91.33	371.90	88.80
70.00	482.63	0.05	119.06	367.80	87.83
59.00	406.79	0.06	149.89	363.30	86.76
48.00	330.95	0.07	185.00	358.20	85.53
37.00	255.11	0.09	226.27	352.10	84.09
26.00	179.26	0.11	277.51	344.60	82.30
15.00	103.42	0.14	348.76	334.20	79.82

En la tabla anterior las dos primeras columnas representan las diferentes presiones a las que se analiza el tanque de condensados en Psia y en kPa, la tercera y cuarta columnas representan la calidad de la mezcla vapor-líquido que se forma como resultado de la revaporización del condensado y el caudal de vapor flash que se lanza a la atmosfera, las dos últimas columnas representan la entalpía y la temperatura del agua que se dirige del tanque de condensados hacia la caldera. Para obtener los resultados de la tabla 1 se emplearon las ecuaciones 5 y 6a, además se empleó el software EES para obtener las propiedades termodinámicas.

Basado en la tabla número 1 se decidió que el tanque de condensados trabaje a 620 kPa con una temperatura del agua que alimenta a las calderas cerca de los 90 °C. Se decidió trabajar a esta presión por que la cantidad de vapor que se lanza a la atmosfera es mínima y así se disminuyen las pérdidas de energía, además la presión del tanque de condensados debe ser inferior a los 861.84 kPa que tienen los calentadores de agua para que el fluido pueda fluir por diferencia de presión.

Anexo 2

Resumen de hoja técnica de cañuela de lana de vidrio rígida

CAÑUELA AMPLIO RANGO

Aislamiento térmico para tuberías

DESCRIPCION:

Lana de vidrio rígida, preformada en forma de medias cañas para aislar tuberías calientes y frías, con temperaturas entre -84°C (-120°F) y 454°C (850°F) y con diámetro nominal desde $1/2$ hasta 12 pulgadas.

Disponible con y sin laminado de foil de aluminio FRK.

USOS:

Para aislar sistemas de tuberías que lo requieren, incluyendo las tuberías de transporte de vapor, calefacción, enfriamiento, agua para uso doméstico caliente, fría, sistemas sanitarios y tuberías especializadas en plantas de potencia y procesos industriales.

ESPECIFICACIONES

- **Conductividad Térmica:** $K = 0.034 \text{ W/m } ^{\circ}\text{C}$ a 24°C
o sea $(0.24 \text{ BTU. pulg/hr. pie}^2. ^{\circ}\text{F})$
a 75°F de temperatura promedio
- **Características de quemado superficial**

Superficie del aislamiento	Propagación de la llama	Desarrollo de humo
Sin recubrimiento	25	50
Con foil expuesto	5	0
Con kraft expuesto	25	10
- **Absorción de la humedad ambiental** Absorbe máximo 0.2% en volumen en 96 horas a 49°C (120°F) y 95% de humedad relativa.
- **Corrosión** Ninguna evidencia sobre metales
- **Empaque** Cajas de cartón

DIMENSIONES

La CAÑUELA AMPLIO RANGO se suministra en dos medias cañas o secciones semicirculares en los siguientes espesores:

Diámetro nominal de la tubería (pulgada):

Desde 1/2" hasta 10"

Desde 1/2" hasta 10"

Desde 1" hasta 12"

Desde 2" hasta 10"

Espesor de aislamiento (+/- 1/8")

1"

1 1/2"

2"

3"

Cañuelas con diámetros y espesores diferentes se fabrican bajo pedido.

ESPESOR OPTIMO DE TUBERIAS

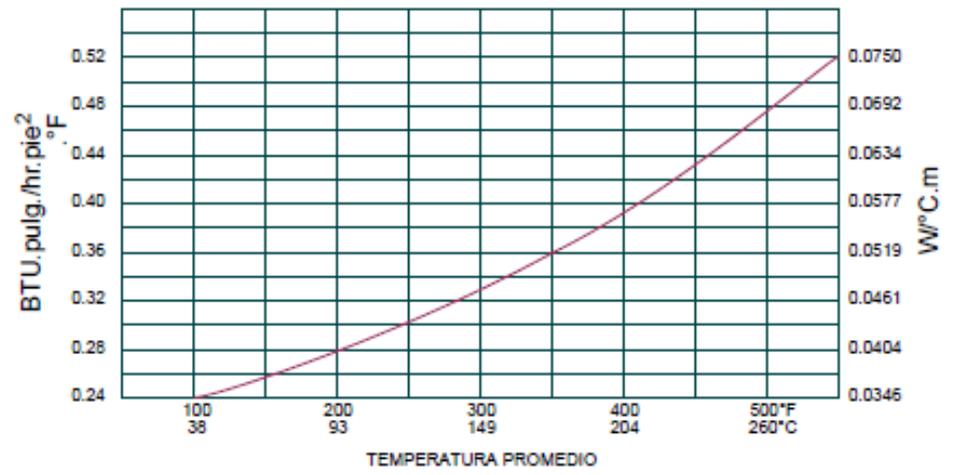
Diámetro Nominal de la Tubería

		1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	3 1/2	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	24	30	36
Temperatura de Servicio	Espesor Recomendado	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
150°F (65°C)	ε=0.2	Ts 89	90	90	90	91	91	91	88	88	88	88	89	89	89	89	89	89	87	87	87	87	87
		Q 22	25	29	33	36	42	48	45	50	54	64	73	91	110	127	138	156	141	151	182	226	269
Temperatura de Servicio	Espesor Recomendado	1.0	1.5	1.5	1.5	1.5	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0
250°F (121°C)	ε=0.2	Ts 103	96	97	98	98	94	95	95	96	96	97	94	94	95	95	95	93	93	93	93	93	94
		Q 57	55	62	71	77	77	87	98	108	116	136	135	166	197	227	246	242	265	290	342	416	493
Temperatura de Servicio	Espesor Recomendado	1.5	1.5	1.5	1.5	2.0	2.0	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	3.0	3.0	3.0	3.0	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	4.0	4.0
350°F (177°C)	ε=0.2	Ts 103	106	107	109	102	103	99	100	100	101	102	98	99	100	98	98	98	98	99	99	97	97
		Q 76	93	104	119	113	128	129	145	159	172	199	201	244	291	298	321	358	395	432	507	554	653
Temperatura de Servicio	Espesor Recomendado	1.5	2.0	2.0	2.0	2.0	2.5	2.5	2.5	2.5	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.5	3.5	3.5	3.5	4.0	4.0	4.0	4.0
450°F (232°C)	ε=0.2	Ts 115	108	109	111	112	106	107	109	109	105	106	107	108	105	106	106	106	103	104	104	105	105
		Q 123	123	137	155	172	171	191	216	236	230	265	300	365	389	443	477	534	532	581	679	824	967

CONVENCIONES

- Ts = Temperatura Superficial, °F
- Ta = Temperatura Ambiente, °F
- Q = Pérdidas de calor, BTU/Hr.m
- ε = Emisividad

CONDUCTIVIDAD TERMICA (ASTM C 335-69)



Anexo 3

Resumen de hoja técnica de FLEXWRAP

Descripción:

FLEXWRAP es un aislamiento térmico de fibra de vidrio de alta calidad y eficiencia térmica.

Está fabricado con el más novedoso sistema de producción que organiza la fibra de vidrio sobre un laminado de foil de aluminio en forma de bucles, proporcionando una excepcional FLEXIBILIDAD a la colchoneta, que permite en la instalación la facilidad de arropar y cubrir la superficie de los cuerpos cilíndricos aportando la rigidez necesaria para mantener el espesor de aislamiento uniforme y la resistencia mecánica para hacerlo durable.

Usos:

FLEXWRAP ha sido diseñado para ser instalado en ductos, silos de almacenamiento, tanques, tuberías y cuerpos cilíndricos con diámetros de 10 pulgadas en adelante, equipos que operen hasta temperaturas de 850°F (450°C).

Se emplea también sobre aislamientos ya instalados con el fin de aumentar el espesor por requerimientos de mantenimiento o bajo criterios de protección personal.

Especificaciones Técnicas:

- Conductividad térmica: 0.035 W/°C.m². Valor típico (0.24 BTU.in/h.°F.ft²) a 75°F. ASTM C 518.
- Temperatura de aplicación: Temperaturas hasta 850°F(450°C). ASTM C 411.
- Incombustibilidad superficial. ASTM E 84. Desarrollo de humo 50. Propagación de llama 25.
- Resistencia a la compresión. Valor típico 25lbf/pie² (a 10% deformación) ASTM C 165.
- Transmisión de vapor. ASTM E 96. referido al recubrimiento exterior. 0,01 permios.
- Corrosión. Ninguna evidencia sobre metales.
- No absorción de humedad.

Dimensiones:

LONGITUD	ANCHO	ESPESOR
624" (15.85 m)	48" (1.22 m)	1" (25.4 mm)
360" (9.14 m)	48" (1.22 m)	1½" (38.1 mm)
312" (7.93 m)	48" (1.22 m)	2" (50.8 mm)
240" (6.1 m)	48" (1.22 m)	2½" (63.5 mm)
216" (5.49 m)	48" (1.22 m)	3" (76.2 mm)

Presentación en rollos

Diámetro Mínimo de Instalación:

De acuerdo al espesor de FLEXWRAP el diámetro mínimo recomendado para aislar es:

ESPESOR FLEX WRAP		DIAMETRO MÍNIMO	
Pulg	mm	Pulg	mm
1"	25	3"	76
1 1/2"	38	3"	76
2"	51	4"	102
2 1/2"	64	6"	152
3"	76	8"	203



Detalle Fibra de Vidrio en bucles.

Anexo 4

Resumen de análisis de costos

ITEM	Descripción	Unidad	Cantidad	MATERIALES		INSTALACIÓN	
				P. Unit.	Total	P. Unit.	Total
	Calderas y Calentadores de agua						
1	Caldera vertical de 80 BHP/PD: 150 PSI; PT:135 PSI, 2760 lbs./hr	Unidad	2,00	60.000,00	120.000,00	1.500,00	3.000,00
2	Calentador 45 gpm. Ent.69F, Sal 135 F Vapor: 125 PSI	Unidad	2,00	19.845,00	39.690,00	500,00	1.000,00
3	Calentador 30 gpm. Ent.69F, Sal 150 F Vapor: 125 PSI	Unidad	1,00	19.845,00	19.845,00	500,00	500,00
	Sistema de Agua de Alimentación						
4	Tanque de 500galones	Unidad	1,00	3.815,45	3.815,45	700,00	700,00
5	Ablandador de Agua Automático	Unidad	1,00	13.208,47	13.208,47	500,00	500,00
6	Sistema de Alimentación de Químicos	Unidad	1,00	4.486,99	4.486,99	500,00	500,00
7	Bomba de 11gpm 230/3/60	Unidad	2,00	700,00	1.400,00	150,00	300,00
8	Bomba de 5gpm 230/3/60	Unidad	1,00	300,00	300,00	150,00	150,00
	Sistema de Combustible						
9	Tanque de 500galones	Unidad	1,00	3.815,45	3.815,45	700,00	700,00
10	Tanque de 3080galones	Unidad	1,00	11.551,33	11.551,33	1.000,00	1.000,00
11	Chimenea de los calderos	Unidad	1,00	8.000,00	8.000,00	1.500,00	1.500,00
	Sistema de Almacenamiento de Agua Caliente						
12	Tanque de 2040galones	Unidad	1,00	7.857,14	7.857,14	1.000,00	1.000,00
13	Bomba de 45gpm, 230/3/60	Unidad	2,00	2.248,90	4.497,80	150,00	300,00
	Sistemas de Tubería y Accesorios						
14	Tuberías	Global	1,00	5.090,38	5.090,38	2.000,00	2.000,00
15	Accesorios	Global	1,00	15.076,30	15.076,30	5.000,00	5.000,00
	Aislamiento Térmico						
16	Aislamiento térmico	Global	1,00	8.577,20	8.577,20	4.000,00	4.000,00
	Total			184.417,61			22.150,00

SISTEMA DE VAPOR

PLANILLAS DE CALDERAS DE VAPOR

CARACTERÍSTICAS	UNIDAD	C-1	C-2
Cantidad	Un.	1	1
Temperatura	BHP	80	80
Tipo	Vertical	Vertical	Vertical
Capacidad	LPH	2.760	2.760
Peso	Psi	135	135
Dimensiones	mm	3048x1237x889	3048x1237x889
Peso	Kg	3.447	3.447
Modelo almirante		4V-P2-80-180	4V-P2-80-180

PLANILLA DE CALENTADORES DE AGUA

CARACTERÍSTICAS	UNIDAD	CA-1	CA-2	CA-3
Cantidad	Un.	1	1	1
Capacidad	GPM	45	45	30
Temperatura de entrada	°C	21	21	21
Temperatura de salida	°C	60	60	65
Peso	Psi	125	125	125
Modelo almirante		B+ 03/1.00/S	B+ 03/1.00/S	B+ 03/1.00/S

PLANILLA SISTEMA DOSIFICADOR DE QUÍMICOS

CARACTERÍSTICAS	UNIDAD	DQ-1
Cantidad	Un.	1
Tipo	Duplex	
Modelo almirante		30-P-1-V-S

PLANILLA TANQUE SEPARADOR DE PURGAS

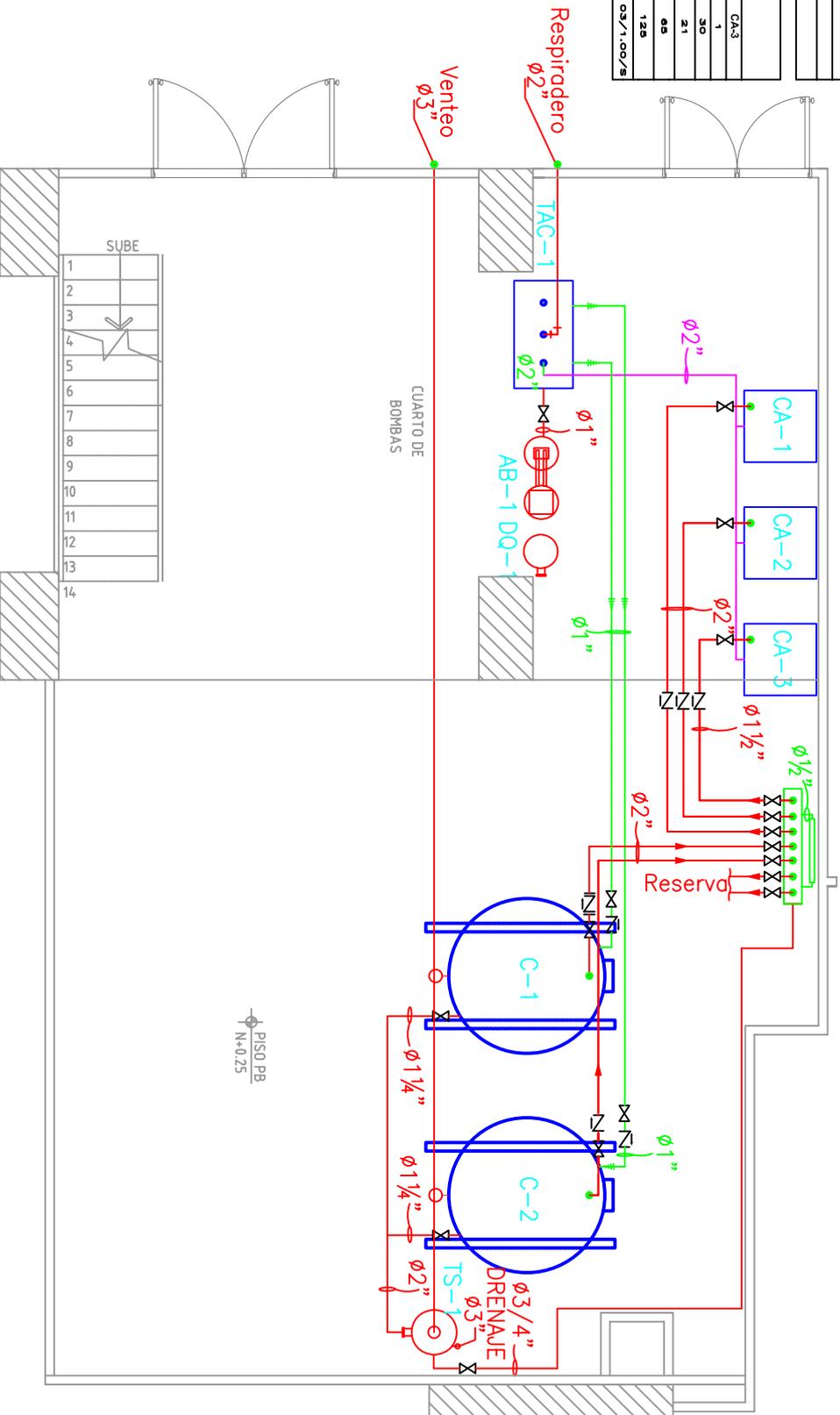
CARACTERÍSTICAS	UNIDAD	TS-1
Cantidad	Un.	1
Modelo almirante		BD 14x34

PLANILLA DE TANQUE DE RETORNO DE CONDENSADO

CARACTERÍSTICAS	UNIDAD	TAC-1
Cantidad	Un.	1
Tipo	Duplex	
Capacidad del tanque	gal.	500
Dimensiones	mm	ø1070xø1130

PLANILLA ABLANDADOR DE AGUA

CARACTERÍSTICAS	UNIDAD	AB-1
Cantidad	Un.	1
Tipo	Automático - Duplex	
Capacidad	GRANOS	30.000
Modelo almirante		HBM-2058



CUARTO DE MAQUINAS

ESCALA: SIN ESCALA

FECHA: 30-09-2009

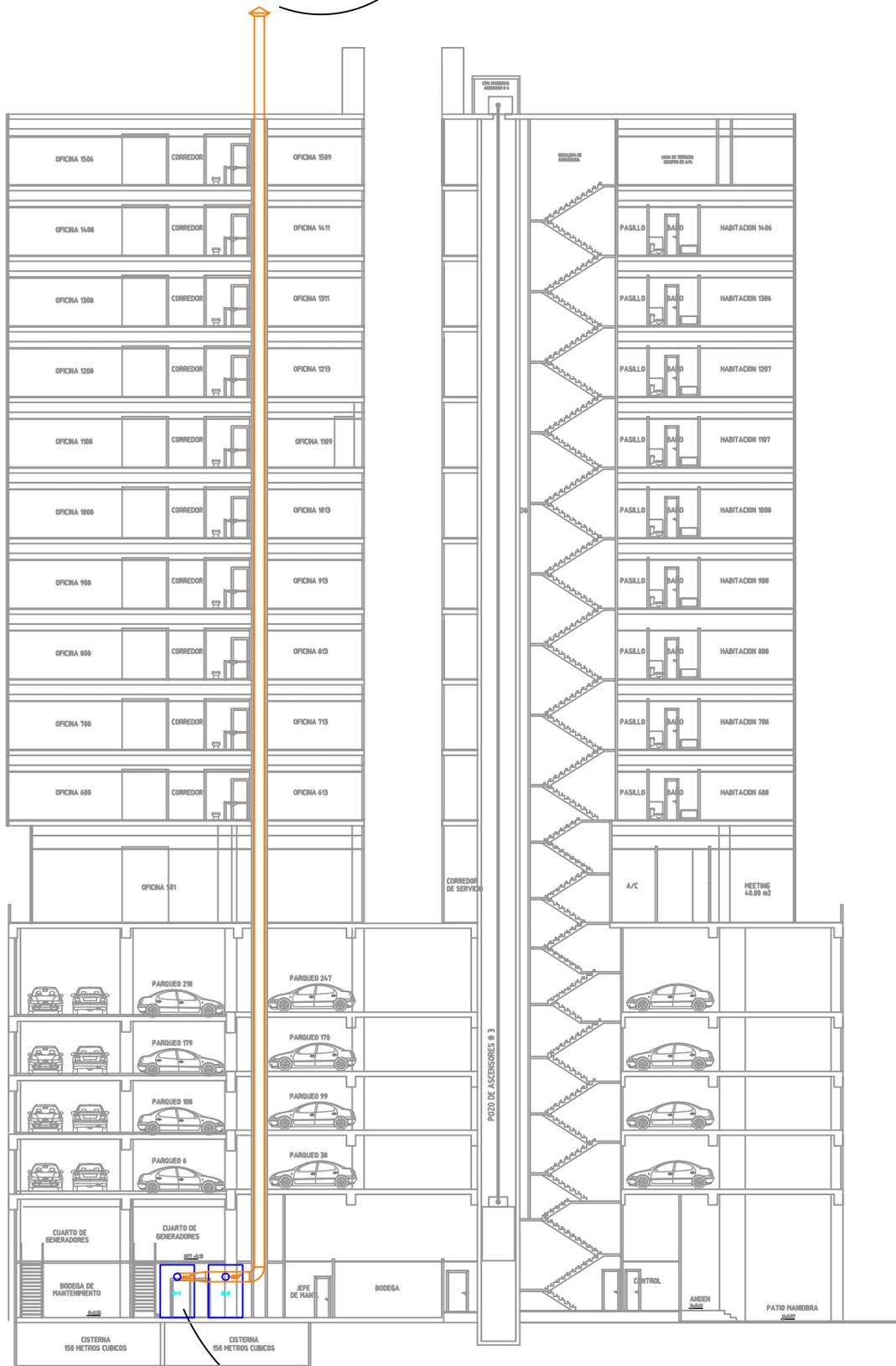
PLANO NUMERO: 1

FIMCP - ESPOL

DEBUDADO POR: Manuel Herrera

REVISADO POR: Manuel Herrera

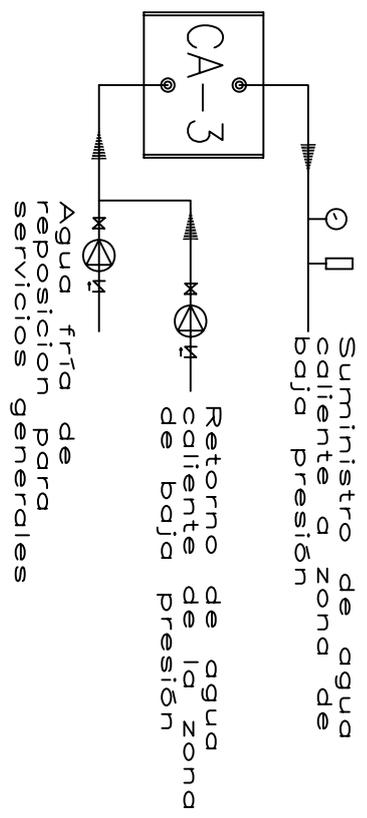
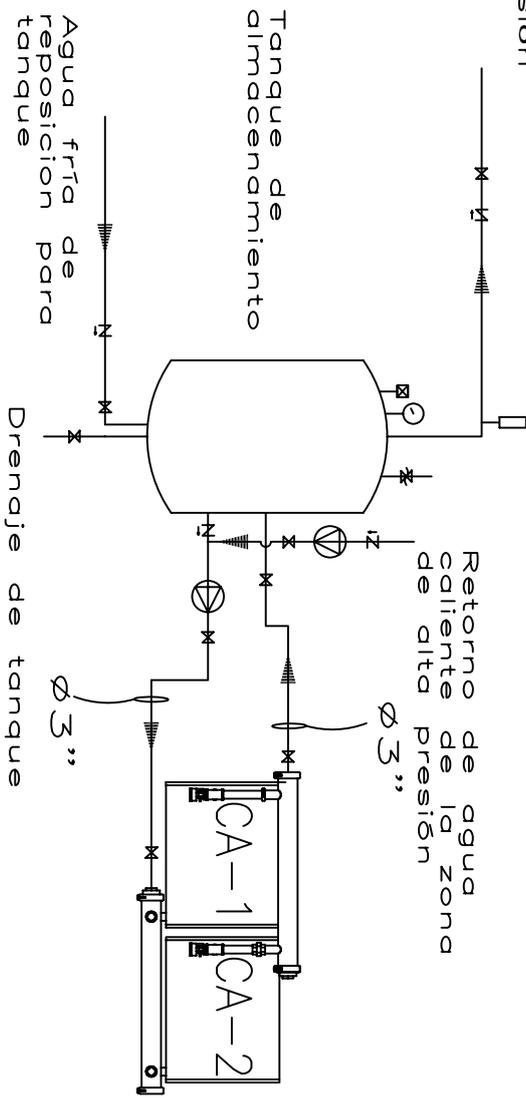
Sombrero Chino de Chimenea



Cuarto de Calderas

ESQUEMA DE CHIMENEA	ESCALA :	FECHA :	PLANO NUMERO :
	SIN ESCALA	30-09-2009	2
FIMCP - ESPOL	DIBUJADO POR :		REVISADO POR :
	Manuel Herrera		Manuel Herrera

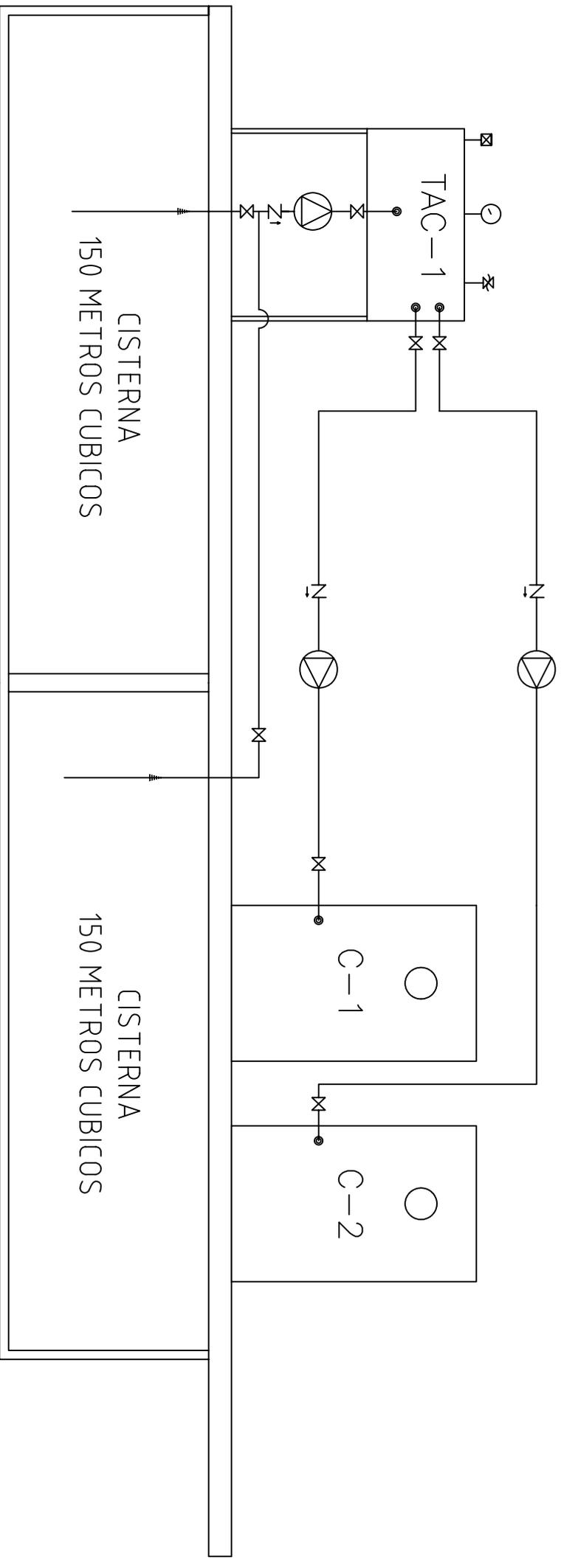
Suministro de agua caliente a zona de alta presión



Simbología

- manómetro
- N válvula de retención
- M válvula de cierre
- ⊗ válvula de seguridad
- termómetro
- ▢ desaireador
- ⊕ bomba

ESQUEMA DE SISTEMA DE ALMACENAMIENTO DE AGUA CALIENTE		ESCALA: SIN ESCALA	FECHA: 30-09-2009	PLANO NUMERO: 3
FIMCP - ESPOL		DEBILADO POR: Manuel Herrera	REVISADO POR: Manuel Herrera	



Simbología

-  manómetro
-  válvula de retención
-  válvula de cierre
-  válvula de seguridad
-  termómetro
-  desaerador
-  bomba

**ESQUEMA DE SISTEMA DE
AGUA DE ALIMENTACION**

FIMCP - ESPOL

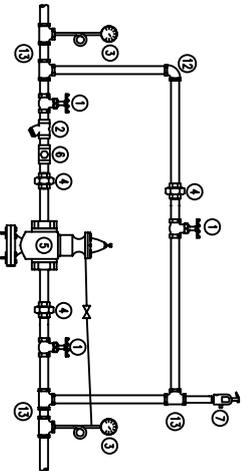
ESCALA: SIN ESCALA

FECHA: 30-09-2009

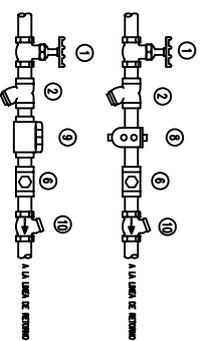
PLANO NUMERO: 4

DEBILADO POR: Manuel Herrera

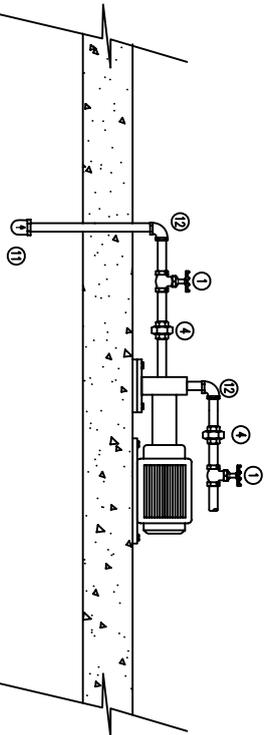
REVISADO POR: Manuel Herrera



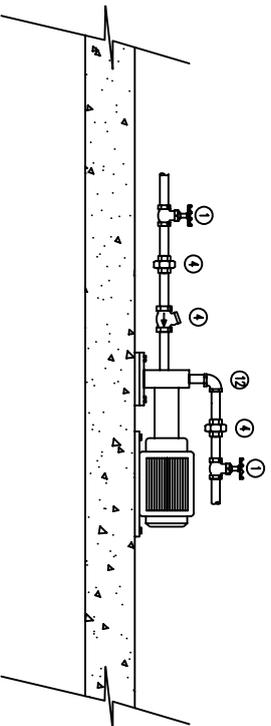
ESQUEMA DE INSTALACION DE UN BANCO REDUCTOR DE PRESION



ESQUEMA DE INSTALACION DE TRAMPA DE CONDENSADO



ESQUEMA DE INSTALACION DE UN BOMBA DE AGUA (SUCCION DESDE LA CISTERNA)



ESQUEMA DE INSTALACION DE UN BOMBA DE AGUA

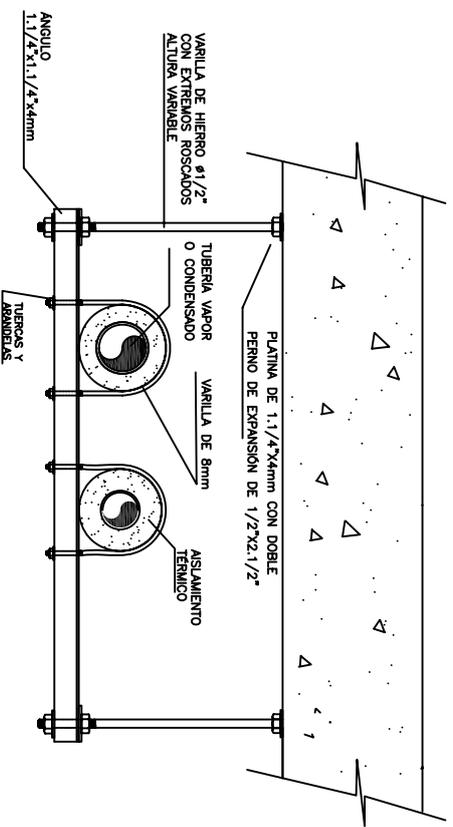
- ① VALVULA DE COMPUESTA
- ② FILTRO
- ③ MANOMETRO
- ④ UNION UNIVERSAL
- ⑤ VALVULA REDUCTORA DE PRESION
- ⑥ VISOR PARA VAPOR
- ⑦ VALVULA DE SEGURIDAD
- ⑧ TRAMPA DE VAPOR DE FLOTADOR Y TERMOSTATICA
- ⑨ TRAMPA DE VAPOR TERMODINAMICA
- ⑩ VALVULA DE RETENCION (HORIZONTAL)
- ⑪ VALVULA DE RETENCION (VERTICAL)
- ⑫ CODO
- ⑬ TEE
- ⑩ TRAMPA DE VAPOR TERMODINAMICA
- ⑩ VALVULA DE RETENCION (HORIZONTAL)

DETALLE DE UBICACION DE ACCESORIOS

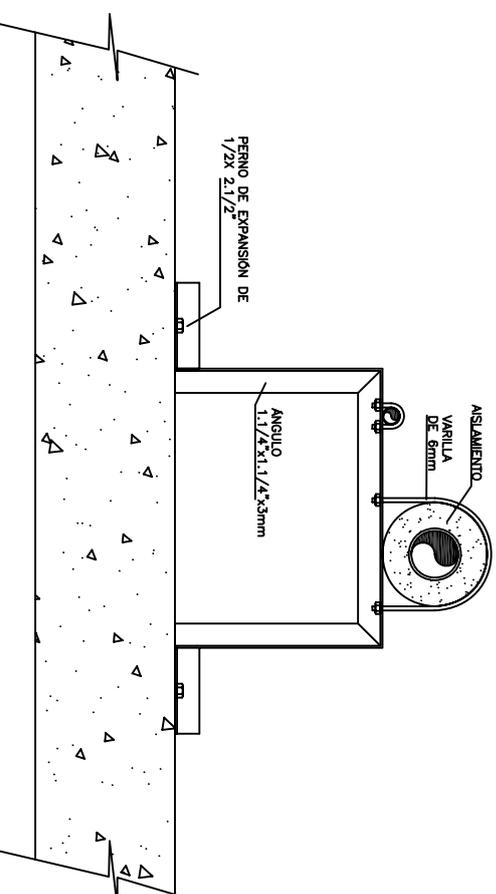
ESCALA: SIN ESCALA
 FECHA: 30-09-2009
 PLANO NUMERO: 5

FIMCP - ESPOL

DEBILADO POR: Manuel Herrera
 REVISADO POR: Manuel Herrera



SOPORTE AEREO



SOPORTE DE PISO

SOPORTES PARA TUBERIAS		ESCALA:	PLANO NUMERO:
FIMCP - ESPOL		SIN ESCALA	6
DEBUCADO POR:	FECHA:	REVISADO POR:	
Manuel Herrera	30-09-2009	Manuel Herrera	

BIBLIOGRAFÍA

1. SLANT/FIN, "CARAVAN Engineering Manual", SLANT/FIN Corporation, Estados Unidos de Norteamérica, 1995
2. Vargas Zuñiga Angel, "Calderas Industriales y Marinas", Segunda Edición, Editorial Series VZ, Guayaquil, 1996
3. Cengel Yunus; Boles Michael, "TERMODINÁMICA", Cuarta Edición, Editorial Mc Graw Hill, México DF, 2003
4. Fulton Vertical Boilers, "Datasheets Fulton", Fulton Thermal Corporation, Estados Unidos de Norteamérica, 2008
5. Cleaver-Brooks, "Boiler Selection Considerations", Estados Unidos de Norteamérica, 1997
6. Ortiz Tulcán Cristóbal, "Reingeniería del Sistema de vapor Para el Hospital Naval" (Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, ESPOL, 2003)
7. Munson Bruce, Young Donald, Okiishi Theodore "Fundamentos de Mecánica de Fluidos", Editorial Limusa Wiley, México DF, 2003
8. DIPAC, "Catalogo de Aceros", www.dipac.com
9. Alvarado Torres Rommel, "Cálculo de Sistema de Vapor Para la Industria de Concentrado de Maracuyá" (Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, ESPOL, 2001)
10. Spirax Sarco, "Design of fluid systems", Spirax Sarco Inc, Decima Edición, Estados Unidos de Norteamérica, 1991

11. Cañarte Chávez José, “Criterios Para Selección de Sistemas de Generación y Distribución de Vapor para Hospitales” (Informe Técnico, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, ESPOL, 1991)
12. Aerco Water Heaters, “Aerco’s Water Wizard”, Aerco International Inc, Estados Unidos de Norteamérica, 2007
13. Spirax Sarco, “Controls & Instrumentation Product Manual”, Spirax Sarco Inc, Octava Edición, Estados Unidos de Norteamérica, 2003
14. INEN, “Requisitos de Agua Potable”, Primera Edición, 2005