



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL
Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la
Producción

“Auditoría Energética al Circuito de Vapor y Condensado de una
Planta de Elaboración de Café Liofilizado”

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Roberto Daniel Bohórquez Guzmán

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2013

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por darme tantas alegrías y bendiciones en mi vida, a mis padres por su amor incondicional, al Ing. Jorge Duque R. Director de la Tesis, por su constante apoyo y a todos los que colaboraron en la realización de este trabajo.

DEDICATORIA

A mis padres, amigos y
demás familiares que
siempre me ayudaron
durante mi proceso de
formación profesional.

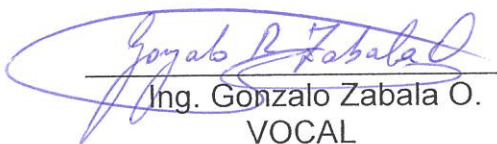
TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



Dr. Kleber Barcia V. , Ph. D.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE



Ing. Jorge Duque R.
DIRECTOR



Ing. Gonzalo Zabala O.
VOCAL

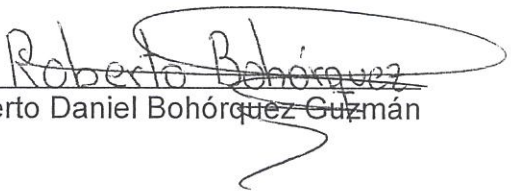


CIB - ESPOL

DECLARACIÓN EXPRESA

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

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).


Roberto Daniel Bohórquez Guzmán

RESUMEN

Esta tesis de grado es una auditoría energética al circuito de vapor y condensado de una planta industrial que se dedica a la elaboración de café liofilizado.

El objetivo de este trabajo fue realizar un análisis de la situación energética actual para identificar y evaluar oportunidades de conservación de energía que permitan obtener un ahorro económico para la empresa que se vea reflejado en la reducción del consumo de combustible.

En una etapa de pre-diagnóstico se midió los consumos de vapor de los usuarios con el único medidor de flujo existente en la planta, para la condición de demanda máxima y promedio, con esta información posteriormente se verificó el correcto dimensionamiento de las tuberías y distribuidores de vapor de la planta. Se realizó un recorrido por las instalaciones donde se pudo identificar potenciales puntos de recuperación de energía que después fueron analizados en la auditoría detallada.

En la etapa de auditoría detallada se calculó el costo de generación de vapor y de energía, \$ 6,70 las 1000 Lbm de vapor y \$ 7,10 el millón de Btu respectivamente, con estos datos se pudo cuantificar las pérdidas económicas debido a las fugas de vapor encontradas en las tuberías de

distribución de vapor, a la pérdida de energía a través del aislamiento y por no retornar el condensado de algunos procesos directamente al tanque de alimentación de agua de la caldera.

Se planteó el cambio del sistema de purga de la caldera y la implementación de tanques flash para aprovechar de mejor manera la energía que contiene el condensado, se determinó que actualmente se consumen 67.279 galones de bunker de forma innecesaria los cuales representan el 10,43% del consumo actual de la planta.

Se realizó una inspección a todas las trampas de vapor existentes en la planta para verificar su funcionamiento, se utilizó una cámara termográfica y un equipo de ultrasonido.

Adicionalmente se analizaron dos problemas puntuales con los consumidores de vapor, se establecieron las causas y se dio una solución técnica. El primer problema era de anegamiento en un proceso de intercambio de calor y el segundo era una caída de presión en una de las líneas de distribución de vapor.

Finalmente se elaboró un presupuesto referencial para la ejecución de todas las mejoras sugeridas en la etapa de auditoría detallada y se calculó el tiempo de retorno de la inversión.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	IV
ABREVIATURAS.....	XI
SIMBOLOGÍA.....	XII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XIII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XVI
ÍNDICE DE PLANOS.....	XVII
INTRODUCCIÓN.....	1

CAPÍTULO 1

1. FUNDAMENTOS DE VAPOR E INTRODUCCIÓN A LAS AUDITORIAS ENERGÉTICAS.....	4
1.1 Principios Básicos de Vapor.....	5
1.1.1 ¿Qué es el Vapor?.....	5
1.1.2 Formación del Vapor.....	6
1.1.3 Tipos de Vapor.....	7
1.1.3.1 Vapor Saturado.....	8
1.1.3.2 Vapor Recalentado.....	8
1.1.3.3 Vapor Flash.....	9
1.1.4 ¿Por qué se utiliza el Vapor?.....	11

1.1.5	Distribución de Vapor.....	12
1.1.5.1	Distribución de Vapor a Alta Presión.....	13
1.1.5.2	Estación Reductora de Presión.....	14
1.1.5.3	Métodos de Dimensionamiento de Tuberías de Vapor.....	15
1.1.5.3.1	Método de Velocidad.....	16
1.1.5.3.2	Método de Caída de Presión.....	18
1.1.6	Trampas de Vapor.....	19
1.1.6.1	Trampas Termodinámicas.....	21
1.1.6.2	Trampas de Balde Invertido.....	23
1.1.6.3	Trampas de Flotador & Termostática.....	25
1.1.6.4	Trampas Bimetálicas.....	28
1.2	Introducción a las Auditorías Energéticas en un Circuito de Vapor y Condensado.....	29
1.2.1	Objetivos de una Auditoría Energética.....	29
1.2.2	Etapas de una Auditoría Energética.....	30
1.2.2.1	Pre-diagnóstico.....	30
1.2.2.2	Auditoría Detallada.....	31
1.2.2.3	Implementación de Mejoras.....	32
1.2.2.4	Seguimiento.....	32
1.2.3	Pérdidas de Energía Comunes en Circuitos de Vapor.....	33
1.2.3.1	Aislamiento Térmico.....	33

1.2.3.2 Trampas de Vapor.....	34
1.2.3.3 Baja Recuperación de Condensado.....	35
1.2.3.4 Fugas de Vapor.....	38
1.2.4 Soluciones Comunes.....	39
1.2.4.1 Correcta Selección y Dimensionamiento de Trampas.....	40
1.2.4.2 Redimensionamiento de la Red de Distribución de Vapor.....	41
1.2.4.3 Implementación de Tanques Flash.....	42
1.2.4.4 Cambio de Presiones y Temperaturas de Operación.....	44
1.2.5 Instrumentación Necesaria para la Toma de Datos en Campo.....	45

CAPÍTULO 2

2. PROCESO DE ELABORACIÓN DE CAFÉ & PRE-DIAGNÓSTICO.....	49
2.1 Generalidades.....	49
2.2 Descripción del Proceso de Elaboración de Café Liofilizado Continuo.....	50
2.3 Circuito de Distribución de Vapor.....	54
2.3.1 Datos Generales.....	54
2.3.2 Identificación de las Tuberías de Distribución de Vapor....	56
2.3.3 Usuarios de Vapor.....	57

2.3.3.1 El Sistema Jet.....	57
2.3.3.2 Chaquetas de los Jets.....	60
2.3.3.3 El Sistema Hogger.....	61
2.3.3.4 Bandejas de Secado.....	63
2.3.3.5 Los Condensadores.....	64
2.4 Consumo de Vapor de los Usuarios.....	67
2.4.1 Metodología para la Toma de Datos.....	67
2.4.2 Demanda Máxima.....	69
2.4.3 Demanda Promedio.....	69
2.5 Producción Anual de la Planta.....	70
2.6 Consumo Anual de Vapor y Combustible de la Planta.....	71
2.7 Potenciales Puntos de Recuperación de Energía.....	73

CAPÍTULO 3

3. AUDITORÍA ENERGÉTICA DETALLADA.....	75
3.1 Generación de Vapor.....	76
3.1.1 Equipos de Generación de Vapor.....	76
3.1.2 Flujo de Vapor Generado por la Caldera.....	77
3.1.3 Costo de Generación de Vapor.....	79
3.1.4 Oportunidades de Recuperación de Energía.....	84
3.1.4.1 Cambio de Purgas Manuales de Fondo de la Caldera a Purgas Continuas de Superficie.....	84

3.1.4.2	Cantidad de Agua a Purgar de Forma Manual.....	85
3.1.4.3	Cantidad de Agua a Purgar de Forma Automática.	87
3.1.4.4	Pérdidas por no Utilizar Purgas Continuas de Superficie.....	88
3.2	Distribución de Vapor.....	90
3.2.1	Tuberías de Distribución de Vapor.....	90
3.2.1.1	Cálculo del Diámetro Óptimo.....	90
3.2.1.2	Verificación del Cálculo Mediante el Método Gráfico.	92
3.2.1.3	Verificación del Cálculo Mediante un Software de Cálculo.....	95
3.2.1.4	Tabla de Resultados.....	98
3.2.2	Distribuidores de Vapor.....	100
3.2.2.1	Cálculo del Diámetro Óptimo del Distribuidor #2...	100
3.2.2.2	Cálculo del Diámetro Óptimo del Distribuidor #3...	104
3.2.2.3	Tabla de Resultados.....	105
3.2.3	Aislamiento Térmico.....	106
3.2.3.1	Pérdidas de Calor Actual.....	106
3.2.3.2	Cálculo de la Conductividad Térmica del Aislamiento.....	113
3.2.3.3	Pérdidas de Calor con Aislamiento Nuevo.....	121
3.2.3.4	Ahorro.....	126
3.2.4	Fugas en Tuberías de Distribución.....	128

3.2.4.1 Cálculo de Pérdidas.....	129
3.2.5 Inventario y reporte del estado de trampas.....	131
3.2.5.1 Metodología e instrumentación a utilizar.....	131
3.2.5.2 Listado de trampas.....	133
3.2.5.3 Reporte de trampas en mal estado.....	140
3.2.6 Recuperación del condensado de las bandejas.....	143
3.2.6.1 Condición actual.....	143
3.2.6.2 Pérdidas actuales de energía.....	146
3.2.6.3 Propuesta de Solución.....	148
3.2.7 Recuperación del Condensado del Distribuidor #2.....	150
3.2.7.1 Condición Actual.....	150
3.2.7.2 Pérdidas de Energía.....	151
3.2.7.3 Propuesta de Solución.....	153
3.3 Problemas en los Usuarios de Vapor.....	154
3.3.1 Anegamiento de las Bandejas de Secado.....	154
3.3.1.1 Verificación del Dimensionamiento de las Líneas de Retorno de Condensado.....	155
3.3.1.2 Propuesta de Solución.....	160
3.3.2 Caída de Presión en la Línea de Alimentación de Vapor De los Condensadores.....	164
3.3.2.1 Condición de Operación Actual.....	164
3.3.2.2 Propuesta de Solución.....	166

3.4 Resumen de la Auditoría.....	168
----------------------------------	-----

CAPÍTULO 4

4. PRESUPUESTO PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE MEJORAS.....	173
4.1 Mejoras a Implementar.....	173
4.2 Presupuesto Referencial.....	176
4.3 Tiempo de Retorno de la Inversión.....	177

CAPÍTULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	181
--	-----

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

A	Área
NH ₃	Amoniaco
$\dot{m}_{\text{condensado}}$	Flujo másico de condensado
$\dot{m}_{\text{vapor}}$	Flujo másico de vapor
Gal	Galones
°C	Grados centígrados
°F	Grados Farenheit
K	Grados Kelvin
h	Hora
Kg	Kilogramo
Kg/h	Kilogramo por hora
kJ/Kg	Kilojoule por kilogramo
Lb/h	Libra por hora
Lbm	Libra masa
m_f	Masa de combustible
m	Metro
m ² /s	Metro cuadrado por segundo
m/s	Metro por segundo
mm	Milímetro
MMBtu	Millón de Btu
ppm	Partes por millón
Ft	Pie
Ft ³ /Lbm	Pie cúbico por libra masa
Ft ³ /s	Pie cúbico por segundo
Ft/s	Pie por segundo
P	Presión
P_{sat}	Presión de saturación
Psig	Presión manométrica
bar g	Presión manométrica
in	Pulgada
T	Temperatura
T_{∞}	Temperatura ambiente
T_f	Temperatura de película
T_{sat}	Temperatura de saturación
T_s	Temperatura de superficie
TDS	Total de sólidos disueltos
Btu	Unidad térmica británica
Btu/h	Unidad térmica británica por hora
Btu/Lb-°F	Unidad térmica británica por libra masa –grado farenheit
V	Velocidad
Vs	Versus

SIMBOLOGÍA

c_p	Calor específico a presión constante
Q	Caudal
β	Coefficiente de expansión térmica volumétrica
h_c	Coefficiente de transferencia de calor por convección
h_{rad}	Coefficiente de transferencia de calor por radiación
h_{rc}	Coefficiente de transferencia de calor por radiación y convección
U	Coefficiente global de transferencia de calor
k_{aisl}	Conductividad térmica del aislamiento
k_v	Conductividad térmica del vapor
k_a	Conductividad térmica del aire
σ	Constante de Stefan- Boltzmann
C_E	Costo de la energía
C_C	Costo del combustible
C_V	Costo del vapor
D	Diámetro
α	Difusividad térmica
$\$$	Dólares USD
ε	Emisividad
h_{fg}	Entalpía de evaporación
h_f	Entalpía de líquido saturado
h_g	Entalpía del vapor saturado
g	Gravedad
N_u	Número de Nusselt
P_r	Número de Prandtl
R_a	Número de Rayleigh
R_e	Número de Reynolds
$\%$	Porcentaje
R	Resistencia térmica
q'	Transferencia de calor por unidad de longitud
μ	Viscosidad
ν	Viscosidad cinemática
v_g	Volumen específico del vapor

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1 Disposición de las Moléculas en las Diferentes Fases del Agua	6
Figura 1.2 Diagrama T-V del Agua	7
Figura 1.3 Formación de Condensado a Través de una Trampa Descargando A La Atmósfera.....	10
Figura 1.4 Componentes de un Circuito de Vapor Industrial.....	12
Figura 1.5 Estación Reductora de Presión con todos sus Elementos....	14
Figura 1.6 Gráfica del Método de Velocidad	17
Figura 1.7 Gráfica del Método de Caída de Presión	19
Figura 1.8 Ciclo de Operación de una Trampa Termodinámica	22
Figura 1.9 Ciclo de Operación de una Trampa de Balde Invertido	24
Figura 1.10 Ciclo de Operación de una Trampa de Flotador & Termostática	27
Figura 1.11 Vista Interna de una Trampa Bimetálica	29
Figura 1.12 Pérdida de Calor Latente en el Vapor.....	36
Figura 1.13 Condensación Total de 1 Kg de Vapor.....	36
Figura 1.14 Circuito de Vapor en Donde se Reutiliza el Condensado de los Procesos como Agua de Alimentación de la Caldera.....	38
Figura 1.15 Esquema de Típico de Operación de un Tanque Flash	43
Figura 1.16 Termómetros Industriales para Vapor.....	45
Figura 1.17 Manómetro Industrial para Vapor.....	46
Figura 1.18 Medidor de Flujo para Vapor Tipo Vortex.....	47
Figura 1.19 Cámara Termográfica.....	48
Figura 1.20 Equipo de Ultrasonido.....	48
Figura 2.1 Proceso de Elaboración de Café Liofilizado.....	52
Figura 2.2 Tolvas de Descarga y Bandejas de Secado al Interior de la Cámara de Vacío.....	53
Figura 2.3 Distribuidores y Tuberías de Distribución de Vapor de la Planta.....	55
Figura 2.4 Jet #5.....	58
Figura 2.5 Jet # 1 Conectado a la Tubería Principal de Vacío.....	59
Figura 2.6 Válvula de Control Proporcional que Inyecta Vapor a la	

	Tubería de Vacío.....	60
Figura 2.7	Chaqueta del Jet #1.....	61
Figura 2.8	Las Dos Etapas del Sistema Hogger.....	62
Figura 2.9	Válvula Solenoide que Conecta el Sistema Hogger Con el Jet.....	63
Figura 2.10	Las Tres Líneas de Secado del Producto al Interior de la Cámara de Vacío.....	64
Figura 2.11	Las 6 Válvulas Tipo Mariposa que Conectan la Cámara de Vacío con los Condensadores.....	65
Figura 2.12	Vista Interna de un Condensador.....	66
Figura 2.13	Gráfica de "Producción vs consumo de Bunker de la Planta"	73
Figura 3.1	Tds en el Agua de Caldera Cada vez que se Realiza una Purga Manual.....	87
Figura 3.2	Tds en el Agua de Caldera Cada vez que se Realiza una Purga Automática.....	88
Figura 3.3	Ejemplo de Uso de la Gráfica del Método de Velocidad.....	94
Figura 3.4	Hoja de Cálculo Basada en el Método Gráfico de Velocidad	96
Figura 3.5	Distribuidor de Vapor # 2.....	101
Figura 3.6	Distribuidor de Vapor #3.....	104
Figura 3.7	Circuito de Resistencia Términa de Tubería #5.....	113
Figura 3.8	Reporte Operacional de Trampas de Vapor.....	140
Figura 3.9	Trampa Termodinámica con Filtro en Buen Funcionamiento	141
Figura 3.10	Trampa de Flotador & Termostato Fugando Vapor.....	142
Figura 3.11	Trampa Termodinámica Sin Filtro en Buen Funcionamiento.	142
Figura 3.12	Trampa de Balde Invertido en Buen Funcionamiento.....	143
Figura 3.13	Pérdida de Vapor al Ambiente.....	144
Figura 3.14	Tanque Recolector de Condesados de la Planta.....	145
Figura 3.15	Gráfica para Selección de Tanque Flash.....	149
Figura 3.16	Descarga de Condensado del Distribuidor #2.....	151
Figura 3.17	Vista de las Tres Líneas de Secado de Producto al Interior de La Cámara de Vacío.....	156
Figura 3.18	Conexiones de Alimentación de Vapor y Descarga de Condensado de una Bandeja de Secado.....	157
Figura 3.19	Gráfica para el Dimensionamiento de Tuberías de Retorno de Condensado	159
Figura 3.20	Instalaciones de Vapor y Retorno de Condensado de las Bandejas de Secado.....	161

Figura 3.21	Correcta Instalación de Trampas de Vapor en Equipos de Intercambio de Calor.....	162
Figura 3.22	Derivación Tomada de la Línea de Vapor de los Condensadores.....	165
Figura 3.23	Gráfica de “Producción Vs Consumo de Bunker” después de Implementar las Mejoras.....	170

ÍNDICE DE TABLAS

	Pag.
Tabla 1 Pérdidas de Vapor a Través de Orificios en Tuberías	39
Tabla 2 Guía de Selección de Trampas de Vapor	40
Tabla 3 Características de la Caldera #2.....	55
Tabla 4 Código de las Tuberías de Distribución de Vapor.....	56
Tabla 5 Demanda Máxima de Vapor por Usuario.....	69
Tabla 6 Demanda Promedio de Vapor por Usuario	70
Tabla 7 Producción Anual de la Planta.....	70
Tabla 8 Consumo Anual de Vapor de la Planta.....	71
Tabla 9 Consumo Anual de Bunker del Caldero # 2.....	72
Tabla 10 Factor de Evaporación de una Caldera.....	78
Tabla 11 Energía en Btu Requerida para Producir 1 Lbm de Vapor Saturado.....	80
Tabla 12 Factor de Eficiencia de Combustión.....	82
Tabla 13 Tabla de Resultados del Cálculo de los Diámetros de Tubería.....	99
Tabla 14 Dimensiones del Bolsillo de un Distribuidor de Vapor.....	103
Tabla 15 Dimensiones Óptimas de los Distribuidores de la Planta.....	105
Tabla 16 Propiedades del Aire Evaluadas a la Temperatura de Película para todas las Tuberías de Distribución.....	108
Tabla 17 Constantes para Convección Libre Sobre un Cilindro Horizontal.....	110
Tabla 18 Pérdidas Actuales de Energía por las Tuberías de Distribución de la Planta.....	112
Tabla 19 Propiedades del Vapor Evaluadas en la Temperatura de Saturación.....	115
Tabla 20 Coeficientes Actuales de Conductividad Térmica del Aislamiento de las Tuberías de Distribución.....	120
Tabla 21 Proceso Iterativo de la Tubería de Distribución #5.....	126
Tabla 22 Ahorro de Energía y Dinero con Aislamiento Nuevo en las Tuberías de Distribución.....	128
Tabla 23 Reporte de Pérdidas Económicas y de Combustible Utilizado en Exceso.....	169

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1 Circuito de distribución de vapor

INTRODUCCIÓN

En los circuitos industriales de vapor y condesado existen pérdidas de energía que por lo general no son tomadas en cuenta por el personal a cargo del mantenimiento de las plantas pero a la larga estas pérdidas representan cantidades considerables de dinero.

Condensados no recuperados, fugas de vapor, trampas de vapor fallando abiertas, tuberías de distribución mal dimensionadas son algunos de los problemas más comunes que se encuentran en las plantas industriales que utilizan vapor como fluido de trabajo en sus procesos de producción.

Esta tesis de grado puede ser tomada como una referencia para quién desee realizar un estudio energético en su planta, si bien es cierto los procesos de producción son diferentes, sin embargo los equipos y accesorios para la generación, distribución, consumo y recuperación de condesado en un circuito de vapor son exactamente los mismos.

Este trabajo se concentra en utilizar de manera más eficiente los recursos energéticos, actualmente en la planta no se aprovecha de forma adecuada los condensados de los equipos de proceso, en algunos casos se los bota y en otros se los mezcla con condesados con contenido orgánico que no

permiten ser retornados directamente al tanque de agua de alimentación de la sala de calderas.

A pesar de ser una auditoría energética esta tesis también incluye soluciones técnicas a problemas de operación de algunos de los principales usuarios de vapor con los que cuenta la planta para el proceso de elaboración de café liofilizado.

Este trabajo de auditoría ha sido estructurado en 5 capítulos, el primero es un capítulo introductorio en donde se presentan conceptos básicos del manejo del vapor y de las auditorías energéticas.

El segundo es la etapa de pre-diagnóstico donde se estudia el proceso de elaboración de café liofilizado, los usuarios de vapor y se procede a la toma de datos en campo. En esta etapa de la auditoría se encontró el inconveniente de la falta de medidores de flujo instalados en los puntos de consumo y se tendrá que trabajar con el único existente, instalado en la sala de calderas.

El tercer capítulo es la auditoría detallada en donde se aprenderá a calcular el costo de generación de vapor de una planta, se cuantificarán las pérdidas de energía del sistema por no recuperar condensados, se realizará la

verificación del dimensionamiento de los distribuidores de vapor y tuberías, se calcularán las pérdidas por fugas, pérdidas de energía a través del aislamiento de las tuberías de distribución. Se elaborará un inventario y reporte operacional de las trampas de vapor instaladas, las trampas serán inspeccionadas utilizando ultrasonido y termografía. Al final de este capítulo se analizará de manera puntual y se dará solución a problemas de operación de dos usuarios de vapor.

El cuarto capítulo se concentra en la elaboración de un presupuesto referencial para la implementación de mejoras sugeridas en la auditoría detallada.

Finalmente en el quinto capítulo se presentan las conclusiones y recomendaciones del trabajo.

CAPÍTULO 1

1. FUNDAMENTOS DE VAPOR E INTRODUCCIÓN A LAS AUDITORÍAS ENERGÉTICAS

En este primer capítulo presentarán algunos conceptos básicos acerca del manejo y buen uso del vapor en sistemas industriales. Al final del capítulo 1 el lector entenderá como es el proceso de formación de vapor, los tipos de vapor que existen y cuáles son los principales componentes o elementos en un circuito de vapor. Adicionalmente se presentará una breve introducción a las auditorías energéticas, los objetivos, la estructura y la instrumentación básica necesaria para la toma de datos en campo.

1.1 Principios Básicos de Vapor

1.1.1 ¿Qué es el Vapor?

El vapor es el gas formado cuando el agua pasa de un estado líquido a uno gaseoso. A nivel molecular esto sucede cuando las moléculas de agua logran liberarse de las uniones que las mantienen juntas.

En la Figura 1.1 se muestra la disposición de las moléculas de agua en sus diferentes fases. En la fase gaseosa, las moléculas de agua están bastante apartadas, no hay un orden molecular, se mueven al azar con colisiones continuas entre sí y contra las paredes del recipiente que las contiene. Sus fuerzas moleculares son muy pequeñas, particularmente a bajas densidades, las colisiones son el único modo de interacción entre las moléculas. En la fase gaseosa las moléculas tienen un nivel de energía considerablemente mayor que en la líquida o la sólida.

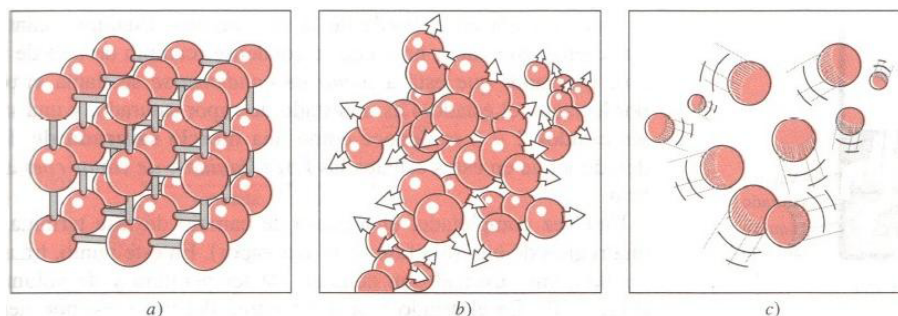


FIGURA 1.1 DISPOSICIÓN DE LAS MOLÉCULAS EN LAS DIFERENTES FASES DEL AGUA [1]

a) Moléculas en posiciones fijas en el estado sólido. b) Moléculas se apartan entre sí en la fase líquida. c) Las moléculas se mueven al azar en la fase gaseosa.

1.1.2 Formación del Vapor

La temperatura a la cual comienza a hervir el agua depende de la presión; en consecuencia, si la presión es constante, sucede lo mismo con la temperatura de ebullición.

A una determinada presión, la temperatura a la que el agua cambia de fase se llama temperatura de saturación, T_{sat} . Del mismo modo, a una temperatura determinada, la presión a la que el agua cambia de fase se llama presión de saturación, P_{sat} .

En la figura 1.2 se muestra el diagrama T-v del agua, cuando la presión alcanza el valor de saturación a la temperatura especificada el agua comienza a hervir. Durante este

proceso de evaporación, tanto la temperatura como la presión permanecen constantes, pero el volumen específico aumenta. Cuando el valor de presión es de 1 atm el proceso de ebullición comienza cuando la temperatura de saturación es de 100°C.

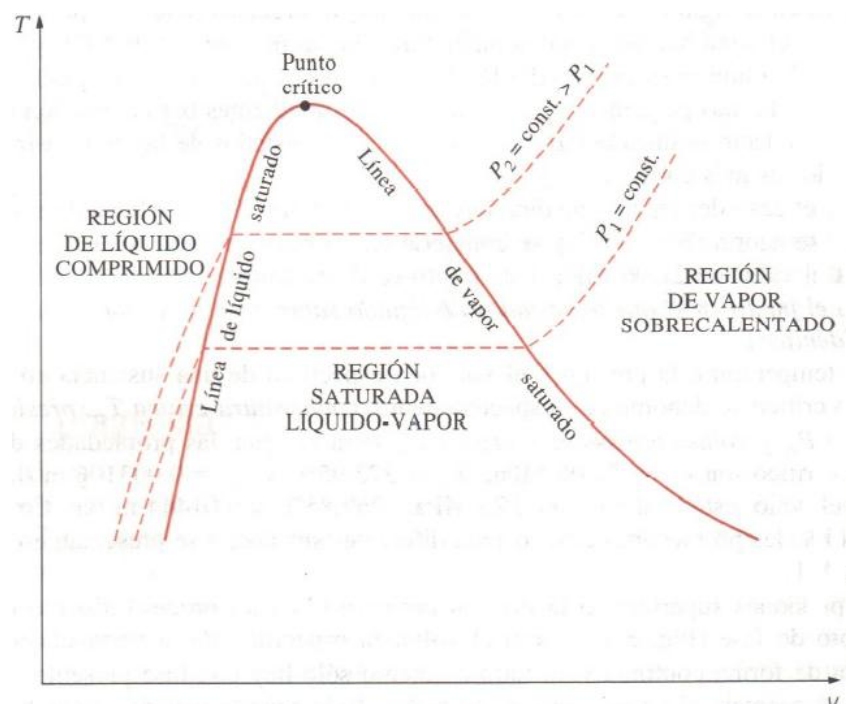


FIGURA 1.2 DIAGRAMA T-V DEL AGUA [1]

1.1.3 Tipos de Vapor

Se puede mencionar que hay tres tipos de vapor que se utilizan en la industria.

1.1.3.1 Vapor Saturado

Una vez que comienza la ebullición, el aumento de temperatura se detiene hasta que se evapora todo el líquido. Es decir si la presión se mantiene constante, durante el proceso de cambio de fase la temperatura también lo hará. Al final de esta etapa lo que se obtiene se conoce como vapor saturado seco.

El vapor en estas condiciones es ampliamente utilizado en la industria para procesos de calentamiento directo e indirecto.

1.1.3.2 Vapor Recalentado

Una vez que se obtiene el vapor saturado, si se continúa añadiendo calor entonces la presión se mantiene constante, no así la temperatura que empieza a aumentar como se puede ver en el diagrama de fase del agua de la Figura 1.2. En este punto el vapor se vuelve sobrecalentado y es ampliamente utilizado en las plantas termoeléctricas como fluido de fuerza para generar energía eléctrica.

1.1.3.3 Vapor Flash

El vapor flash se produce siempre que un condensado a alta presión (y una temperatura mayor que la de saturación del líquido a baja presión) sea descargado a una presión menor. [2]

Según el ejemplo mostrado en la Figura 1.3, si se considera 1 kg de condensado a 5 bar g y a una temperatura de saturación de 159°C pasando a través de una trampa que descarga a la atmósfera (0 bar g), la cantidad de energía en 1 kg de condensado a la temperatura de saturación a 5 bar g es de 671 kJ/kg. Según el principio de conservación de energía, la cantidad de energía contenida en el fluido en el lado de baja presión de la trampa de vapor debe ser igual a la del lado de alta presión.

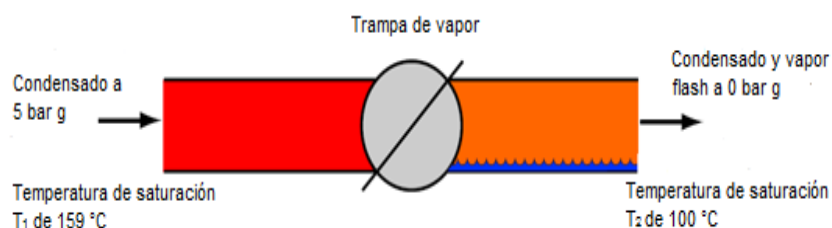


FIGURA 1.3 FORMACIÓN DE CONDENSADO A TRAVÉS DE UNA TRAMPA DESCARGANDO A LA ATMÓSFERA [2]

En consecuencia, la energía contenida en 1 kg de condensado del lado de alta presión es de 671 kJ/kg, sin embargo, el condensado a 0 bar g solamente es capaz de retener 419 kJ/kg de esa energía, entonces se presenta un desbalance en el lado de baja presión de la trampa de $671 - 419 = 252$ kJ/kg.

Este exceso de energía provoca que una parte del condensado se re-vaporice, a este re-vaporizado se lo conoce como "vapor flash", entonces 1 Kg de condensado que existía como agua líquida en el lado de alta presión de la trampa ahora existe como agua y vapor en lado de baja presión. Con la Ecuación 1.1 se puede calcular el porcentaje de vapor flash producido.

$$\% \text{ Vapor flash producido} = \frac{(h_f @ P_1) - (h_f @ P_2)}{h_{fg} @ P_2} \times 100 \quad (\text{Ec. 1.1})$$

$$\% \text{ Vapor flash producido} = \frac{671 - 419}{2257} \times 100 = 11,2 \%$$

$$\text{Vapor flash producido} = 0.112 \frac{\text{kg de vapor}}{\text{kg de condensado}}$$

1.1.4 ¿Por qué se Utiliza el Vapor?

A continuación se mencionan algunas de las razones por las cuales se utiliza el vapor en los sistemas industriales.

- Para su producción se utiliza agua, es abundante, barata y fácil de obtener.
- Es muy controlable, a cada presión le corresponde una temperatura, una energía específica y un volumen específico.
- Tiene un alto contenido de energía por unidad de masa.
- Es estéril, de fácil distribución y control.
- El vapor fluye en las líneas de distribución como respuesta a una caída de presión y no necesita bombas para su circulación.
- Los coeficientes de transferencia del calor del vapor son mayores que los del agua.

1.1.5 Distribución de Vapor

En la Figura 1.4 se muestra un esquema de un circuito de vapor, el cual está compuesto por cuatro partes: La generación de vapor que es el caldero, la distribución que son las tuberías, el usuario final que son los consumidores de vapor y el retorno de condensado que se realiza a través de las trampas de vapor, el condensado de todos los usuarios se almacena en un tanque y posteriormente se bombea al tanque alimentación de la caldera.



FIGURA 1.4 COMPONENTES DE UN CIRCUITO DE VAPOR INDUSTRIAL

En esta sección se hará énfasis en la distribución de vapor, se explicará porque es conveniente distribuir el vapor por las tuberías a alta presión, el método para reducir presión y los

métodos gráficos existentes para dimensionar tuberías de distribución de vapor.

1.1.5.1 Distribución de Vapor a Alta Presión

La distribución de vapor a alta presión tiene las siguientes ventajas:

- Se utilizan tuberías de menor diámetro porque a mayor presión es menor el volumen de vapor por unidad de masa y de esta manera las pérdidas de energía se reducen debido a áreas de transferencia de calor más pequeñas.
- Al ser tuberías de distribución de menor diámetro disminuyen sus costos así como también el de los accesorios.
- Disminuyen los costos por concepto de aislamiento térmico.
- Se obtiene vapor seco debido al efecto de secado por la reducción de presión en las válvulas reguladoras.
- La caldera puede trabajar a su máxima presión correspondiente a su condición de operación óptima, de esta forma es más eficiente.

1.1.5.2 Estación Reductora de Presión

Cuando la presión de diseño del equipo es inferior a la disponible en el sistema, se utiliza una "Estación Reductora de presión" instalada bajo el esquema que se muestra a continuación en la Figura. 1.5.

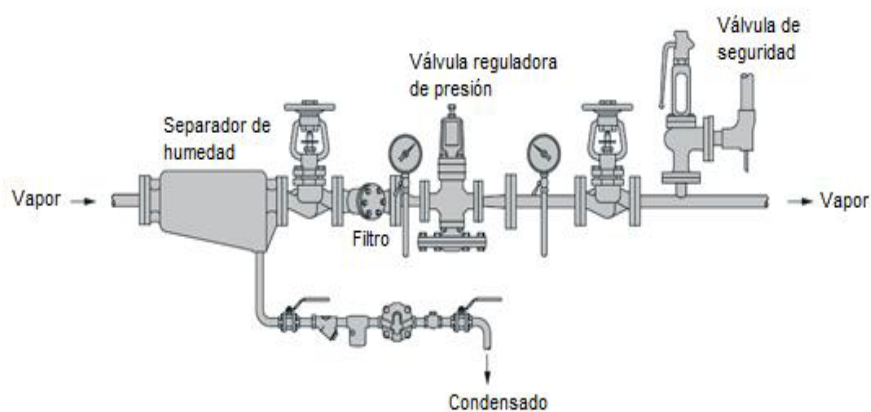


FIGURA 1.5 ESTACIÓN REDUCTORA DE PRESIÓN CON TODOS SUS ELEMENTOS [2]

La válvula reguladora siempre se debe estar con los elementos que se describen a continuación:

- Separador de humedad: Para proteger a la válvula reguladora del vapor húmedo.
- Válvulas de corte: Para aislar la estación reductora de la entrada de vapor.

- Manómetros: Antes y después de la reguladora para monitorear la presión del vapor de entrada y ajustar la presión del vapor de salida.
- Filtro: Para evitar la entrada de suciedad en la válvula reductora.
- Válvula de seguridad: En caso de que la reguladora falle, la presión de salida puede elevarse por encima de la presión máxima de trabajo admitida por el equipo o usuario de vapor, causando un daño permanente y lo más importante es que constituye un peligro para el personal. Con una válvula de seguridad instalada cualquier exceso en la presión será venteadada a través de esta válvula.

1.1.5.3 Métodos de Dimensionamiento de Tuberías de Vapor

Para establecer el diámetro óptimo de una tubería de distribución de vapor existen dos métodos gráficos.

- Método de velocidad
- Método de caída de presión

Cuando se presenta el caso en que las tuberías de distribución no están bien dimensionadas pueden ocurrir los siguientes problemas.

Cuando las tuberías sub-dimensionadas:

- Pérdida de presión en el proceso
- Volumen de vapor insuficiente
- Ruido y erosión
- Golpe de ariete

Cuando las tuberías sobredimensionadas:

- Altos costos de instalación
- Pérdidas de vapor
- Grandes volúmenes de condensado

1.1.5.3.1 Método de Velocidad

Este método no toma en cuenta la caída de presión en la línea y generalmente se utiliza para tramos cortos de tubería, hasta 35 m de longitud.

En la Figura 1.6 se muestra la gráfica correspondiente al método de velocidad.

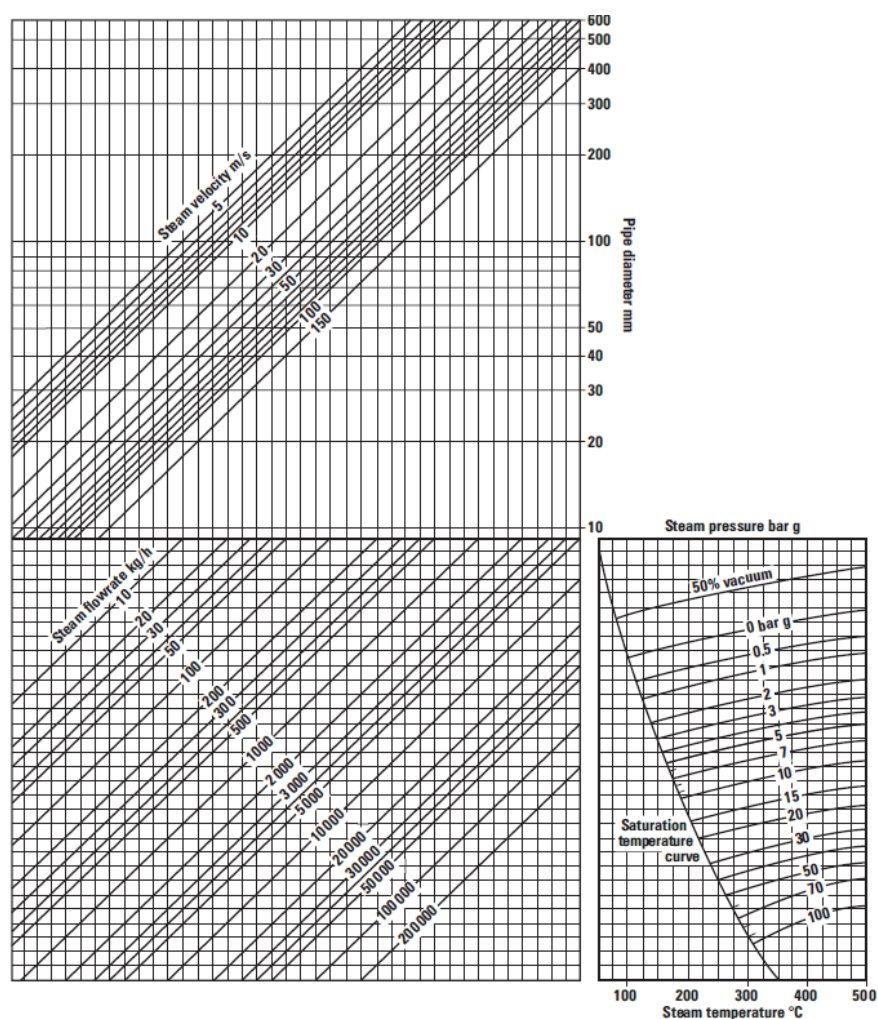


FIGURA 1.6 GRÁFICA DEL MÉTODO DE VELOCIDAD [2]

Para la verificación de las líneas de distribución existentes con el método de la velocidad se necesitan conocer los siguientes datos:

- Flujo de vapor a través de la tubería
- Velocidad del vapor a través de la tubería

- Presión de vapor en la tubería

1.1.5.3.2 Método de Caída de Presión

Este método toma en cuenta la caída de presión en la línea de distribución y se recomienda utilizarlo cuando se quiera verificar el dimensionamiento de tramos de tubería mayores a 35 m.

Para la verificación de las líneas de distribución existentes con el método de caída de presión se necesitan conocer los siguientes datos:

- Presión de vapor al comienzo de la línea
- Flujo de vapor viajando por la tubería
- Presión de vapor al final de la línea

En la Figura 1.7 se muestra la gráfica correspondiente al método de caída de presión.

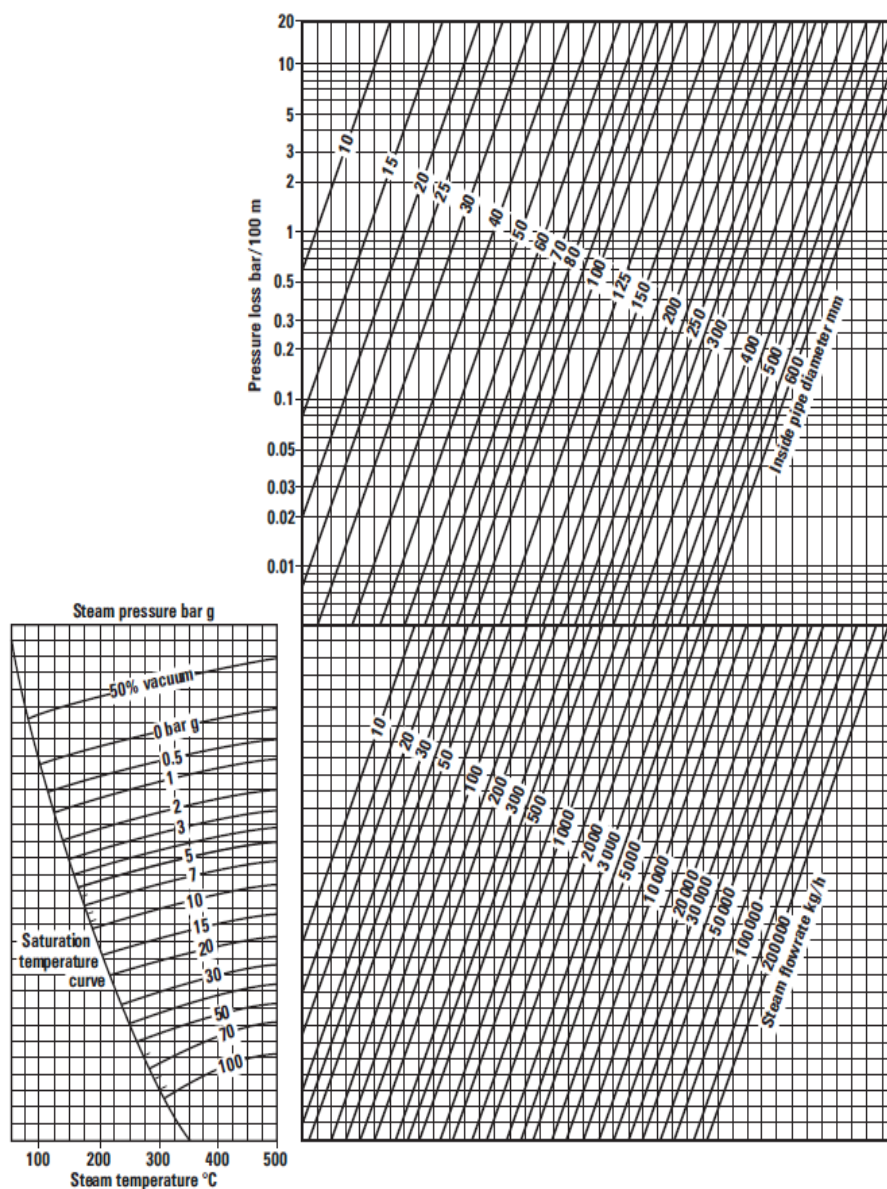


FIGURA 1.7 GRÁFICA DEL MÉTODO DE CAÍDA DE PRESIÓN [2]

1.1.6 Trampas de Vapor

Una trampa de vapor es una válvula automática que permite que el condensado, aire y otros gases no condensables sean

descargados del sistema pero sin dejar escapar el vapor. Para que cualquier sistema de vapor funcione apropiadamente se tiene que eliminar la presencia de los tres principales fluidos que reducen la eficiencia del vapor y generan daños en el sistema por corrosión o golpe de ariete.

- Condensado

Se forma en un sistema cuando el vapor cede por completo su calor latente, entonces se genera un cambio de estado. El resultado es condensado que debe ser retirado de la zona de intercambio de calor porque disminuye la eficiencia y el correcto funcionamiento del equipo.

- Aire

El aire está presente en las tuberías de vapor cuando el sistema está frío. Este aire debe ser eliminado del sistema de tal manera que el vapor pueda ingresar y alcanzar las aplicaciones de proceso, adicionalmente al bloqueo del vapor el aire actúa como una resistencia a la transferencia de calor.

- Gases no condensables

Otros gases distintos al aire como por ejemplo el dióxido de carbono existen dentro de los sistemas de vapor. Estos gases no condensables también deben ser removidos del sistema para que todos los procesos operen

apropiadamente, además de inhibir el flujo de vapor y reducir la transferencia de calor, el dióxido de carbono puede ser muy corrosivo para los componentes del sistema.

1.1.6.1 Trampas Termodinámicas

Las trampas de vapor termodinámicas operan de forma cíclica (abierta/cerrada) utilizando las propiedades termodinámicas del vapor flash a medida que fluye a través de la trampa. El disco es la única parte móvil de estas trampas, permite el paso de condensado y se cierra herméticamente ante la presencia de vapor. Estas trampas tienen un diseño resistente y se utilizan como trampas de goteo en la red de vapor y en las líneas de suministro. Su sólida construcción y su única parte móvil las hacen resistentes al golpe de ariete. Las trampas termodinámicas solamente descargan pequeñas cantidades de aire, por lo tanto no son muy utilizadas en aplicaciones de proceso. En la Figura 1.8 se muestra el ciclo de operación de una trampa termodinámica.

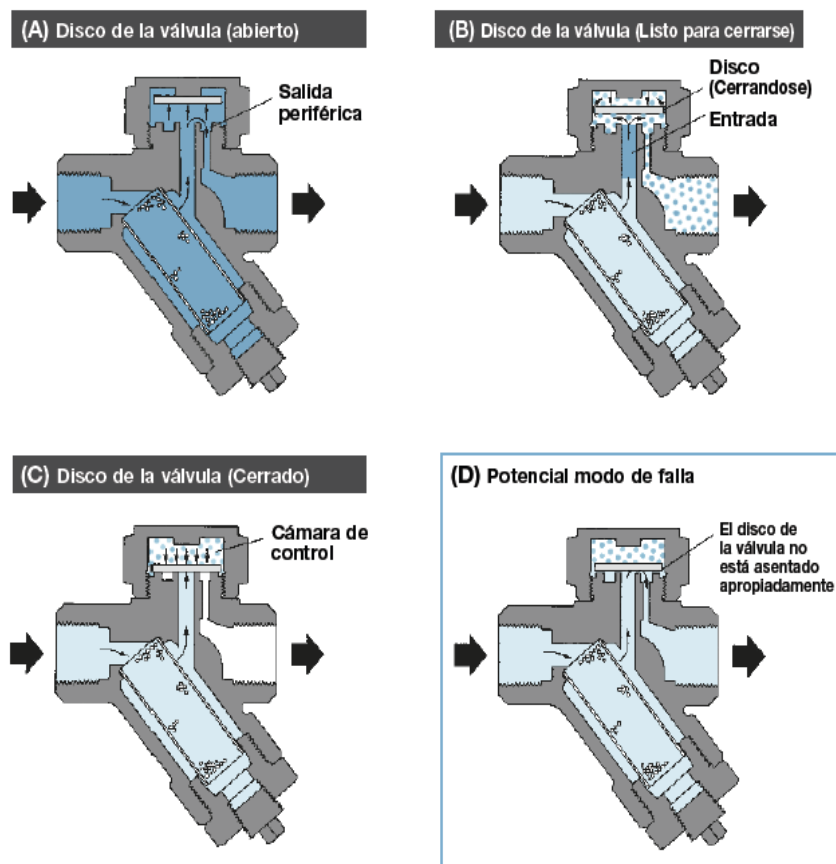


FIGURA 1.8 CICLO DE OPERACIÓN DE UNA TRAMPA TERMODINÁMICA [3]

Operación de la trampa:

A) Cuando el condensado está presente, la trampa está completamente abierta descargando condensado.

B) Cuando el vapor ingresa a la trampa, el disco empieza a cerrarse debido a la formación del vapor flash sobre el disco.

C) La trampa permanece cerrada, atrapando el vapor en el sistema hasta que el vapor flash encima del disco se condense debido a las pérdidas de calor al ambiente.

D) Potencial modo de falla: Un posible modo de falla para las trampas termodinámicas es que el disco no se asiente apropiadamente debido a la suciedad o incrustaciones en la superficie plana del asiento, causando pérdidas de vapor.

1.1.6.2 Trampas de Balde Invertido

La trampa de balde invertido usa un balde como dispositivo flotador conectado mediante una articulación al tapón de la válvula. La variación de densidades entre el vapor y el condensado son utilizadas para crear una fuerza de flotación sobre el balde para abrir y cerrar la válvula. Estas trampas son usadas principalmente en aplicaciones de goteo en líneas principales de suministro de vapor. Estas trampas por lo general no son utilizadas en aplicaciones de procesos debido a su pobre capacidad de manejo de aire. Las trampas de balde

son extremadamente robustas, resistentes al golpe de ariete y a la suciedad que pueda estar presente en el sistema. En la Figura 1.9 se muestra el ciclo de operación de una trampa de balde invertido. [3]

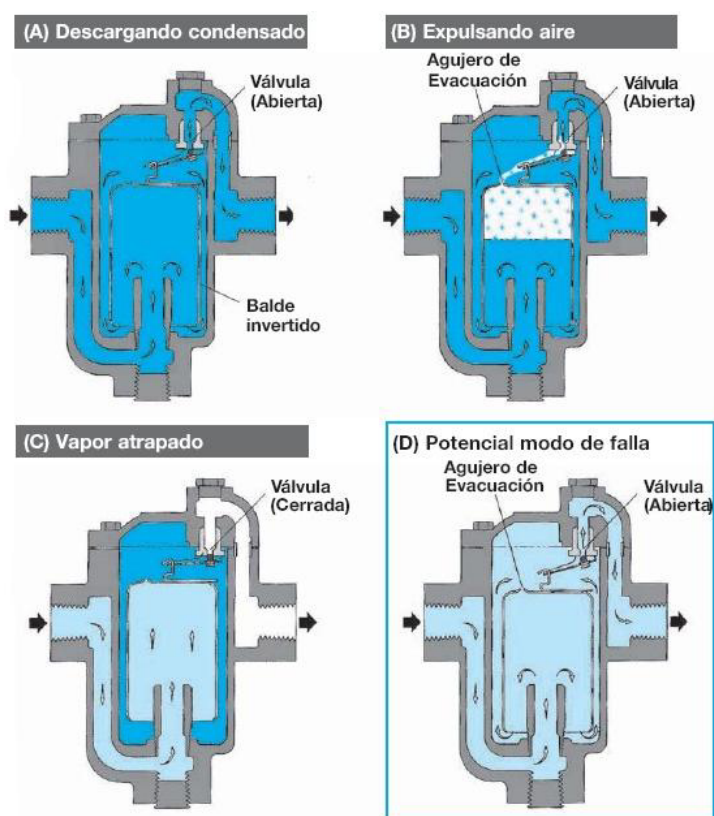


FIGURA 1.9 CICLO DE OPERACIÓN DE UNA TRAMPA DE BALDE INVERTIDO [3]

Operación de la trampa:

A) Con el condensado llenando completamente la trampa, el balde está en la posición hacia abajo con

la válvula abierta, permitiendo que el condensado sea descargado.

B) Pequeñas cantidades de aire pasan a través del orificio de evacuación en la parte superior del balde y es descargado. (Nota: Grandes cantidades de aire levantan el balde y cierran la trampa, el aire bloquea el sistema temporalmente.)

C) Cuando el vapor ingresa a la trampa, el balde invertido se llena con vapor y flota, cerrando la válvula, evitando que el vapor escape.

D) Potencial modo de falla: La trampa de balde debe mantener una cantidad de agua para funcionar apropiadamente, en caso de no existir esa cantidad de agua, el balde se mantendrá en la posición hacia abajo con la válvula abierta y el vapor vivo será descargado del sistema.

1.1.6.3 Trampas de Flotador & Termostática

La trampa de flotador y termostática utiliza un flotador conectado mediante una articulación al tapón de la válvula para descargar el condensado del sistema. Adicionalmente, las trampas F & T contienen un

venteo termostático de aire para permitir la descarga del sistema. Por esta razón, estas trampas tienen una excelente capacidad para remover el aire, lo cual es ventajoso durante el arranque cuando grandes cantidades de aire están presentes en el sistema. Las trampas de vapor de flotador y termostáticas son por lo general la principal selección para el drenaje de equipos de transferencia de calor en los procesos. En la Figura 1.10 se muestra el ciclo de operación de este tipo de trampa.

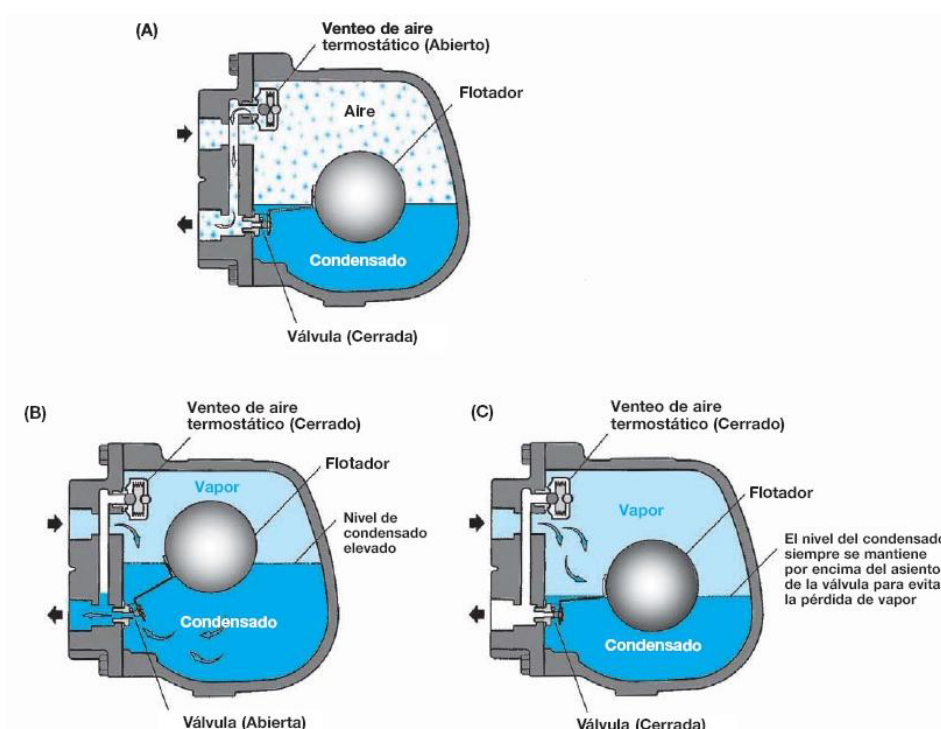


FIGURA 1.10 CICLO DE OPERACIÓN DE UNA TRAMPA DE FLOTADOR & TERMOSTÁTICA [3]

Operación de la trampa:

A) Cuando el aire frío entra a la trampa durante el arranque, el venteo de aire termostático está abierto, permitiendo la descarga de grandes cantidades de aire del sistema.

B) Cuando el condensado entra a la trampa, el flotador se eleva, abriendo la válvula, y descargando el condensado.

C) Cuando el vapor está presente y no está ingresando condensado a la trampa, la válvula y el venteo termostático de aire permanecen cerrados, atrapando el vapor en el sistema.

1.1.6.4 Trampas Bimetálicas

Las trampas de vapor bimetálicas operan bajo el principio de la expansión térmica de los metales. Dos metales diferentes se juntan en una serie de discos que al calentarse se dilatan proporcionando el movimiento para cerrar la válvula. Estas trampas son usadas principalmente en venas de calentamiento con vapor debido a su capacidad para ajustar la temperatura de descarga del condensado, lo cual puede ser deseable en ciertas aplicaciones de calentamiento. Cuando están presentes el aire y el condensado, la trampa bimetálica permanece abierta mientras son descargados del sistema. Cuando el vapor llega a la trampa, los discos se dilatan y empujan el tapón sobre el asiento. La temperatura a la cual se cierra la válvula se puede ajustar girando un tornillo de ajuste situado en la parte superior de la

trampa. En la Figura 1.11 se muestra la vista interna de una trampa de vapor bimetálica. [3]

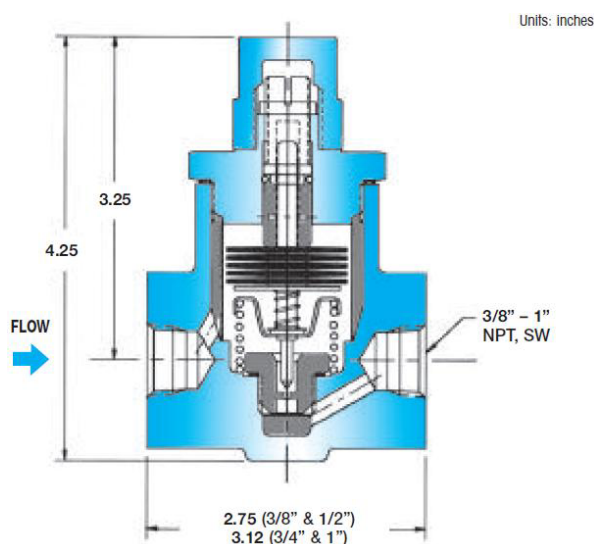


FIGURA 1.11 VISTA INTERNA DE UNA TRAMPA BIMETÁLICA [3]

1.2 Introducción A Las Auditorías Energéticas En Un Circuito De Vapor Y Condensado

1.2.1 Objetivos De Una Auditoría Energética

Los objetivos a plantearse cuando se realiza una auditoría energética a un circuito de vapor son los siguientes:

- Mediante mediciones establecer los consumos reales de energía de la planta.

- Determinar el costo de generación de vapor.
- Optimizar el suministro de energía en sus diferentes formas.
- Conocer detalladamente los procesos de producción que se llevan a cabo en la planta, el funcionamiento de los equipos e instalaciones.
- Cuantificar e eliminar las pérdidas energéticas.
- Maximizar la eficiencia del circuito de vapor.
- Identificar las áreas donde exista un potencial de ahorro de energía y realizar un estudio técnico-económico para implementar mejoras en el corto plazo.

1.2.2 Etapas de una Auditoría Energética

1.2.2.1 Pre-Diagnóstico

El pre-diagnóstico o auditoría preliminar es la etapa en donde se revisan todos los antecedentes y se obtiene por parte de la empresa información tal como planos, descripción detallada de los procesos de producción que se llevan a cabo en sus instalaciones, metodología de trabajo de la planta, capacidad de producción. Con toda esta información

se puede realizar una planificación previa al trabajo que se va a desarrollar en la auditoría detallada. Una parte de esta etapa consiste en obtener datos mediante mediciones en planta que permitan conocer los consumos de energía en sus diferentes formas tales como vapor, combustible, etc. Adicionalmente un recorrido previo por las instalaciones sirve para conocer bien los procesos, sus parámetros de operación como temperaturas, presiones e identificación de las tuberías de distribución. De forma paralela se aprovecha este recorrido para visualizar potenciales sitios de ahorro de energía.

1.2.2.2 Auditoría Detallada

La auditoría detallada es la parte del estudio que proporciona una idea clara de la condición energética actual de la planta, en esta etapa se realiza el análisis de los datos tomados en la auditoría preliminar. En esta etapa se calcula el costo de generación del vapor, de la energía y en base a las deficiencias encontradas en las instalaciones de la planta se puede calcular las pérdidas económicas

anuales. En esta sección se proponen y evalúan mejoras en áreas donde sea evidente la existencia de un potencial ahorro de energía.

1.2.2.3 Implementación de Mejoras

El orden de implementación de las mejoras sugeridas en la auditoría detallada dependerá del tiempo de retorno de inversión de los proyectos analizados de manera individual. En el capítulo 4 se utilizará esta metodología de análisis para establecer el nivel de prioridad de cada uno de los cambios propuestos.

1.2.2.4 Seguimiento

Después de implementar las mejoras sugeridas en la auditoría detallada se tendrá que establecer el ahorro obtenido en términos de reducción del consumo de combustible en un periodo de tiempo que por lo general es un año. Se debe hacer la comparación del consumo de bunker antes y después de haber ejecutado las mejoras.

1.2.3 Pérdidas de Energía Comunes en Circuitos de Vapor

1.2.3.1 Aislamiento Térmico

Los sistemas convencionales de aislamiento térmico están conformados principalmente por dos componentes, el aislamiento térmico como tal, y la chaqueta de aluminio que cumple la función de proteger al aislamiento térmico.

Se conoce como aislamiento térmico a los materiales con capacidad de evitar el paso de calor por conducción a través de ellos, siendo la lana de vidrio uno de los materiales más utilizados por su efectividad y bajo costo. La lana de vidrio es una lana mineral que está formada por filamentos de vidrio, las burbujas de aire que se encuentran atrapadas entre las fibras de vidrio son las que se encargan de restringir la transferencia de calor.

El aislamiento térmico tiene la capacidad de absorber humedad ambiental, esta humedad es atrapada en el aislamiento térmico ocasionando un incremento en los valores del coeficiente de conductividad térmica lo

cual se traduce en una pérdida en la capacidad de aislamiento, obligando a incurrir en gastos económicos adicionales en la generación energética, la misma que es requerida por los circuitos fríos o calientes para el correcto funcionamiento de los procesos de producción de la planta. [4]

El principal problema de las chaquetas de aluminio consiste en la nula capacidad que poseen para evitar el ingreso de humedad, agua o agentes contaminantes hacia el aislamiento térmico, provocando de esta manera pérdida en sus características aislantes.

1.2.3.2 Trampas de Vapor

Es importante realizar inspecciones periódicas a las trampas del sistema para verificar su correcto funcionamiento y así evitar las fugas de vapor hacia las líneas de retorno de condensado. Cuando se realiza la inspección de trampas sólo hay dos posibilidades:

- La trampa funcionando correctamente.

- Trampa dañada, en este caso se debe establecer si está fallando abierta o cerrada.

Las trampas que fallan abiertas permiten la fuga de vapor a la tubería de retorno de condensado dando como resultado una pérdida económica porque generar ese vapor que está fugando por la trampa tiene un costo relacionado directamente al consumo de combustible de la caldera.

Las trampas que fallan cerradas no tienen pérdida de vapor pero tienen una reducción importante de la capacidad de transferencia de calor al proceso y puede producir daños por anegamiento del equipo consumidor de vapor.

En la sección 1.2.5 se muestran algunos de los instrumentos utilizados para la inspección y evaluación del funcionamiento de las trampas de vapor.

1.2.3.3 Baja Recuperación De Condensado

En los procesos de transferencia de calor el vapor saturado entrega su calor latente el cual representa

la mayor proporción del calor total contenido en el vapor, el resto del calor en el vapor es retenido en el condensado como calor sensible como se observa en la Figura 1.12.

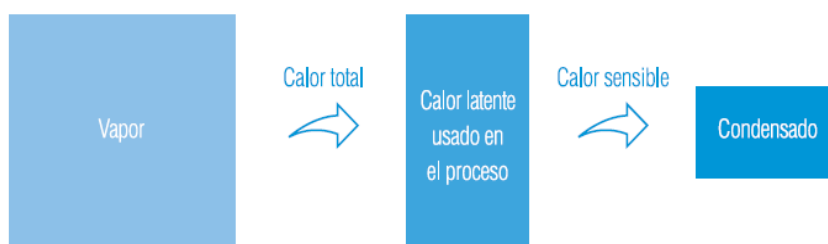


FIGURA 1.12 PÉRDIDA DE CALOR LATENTE EN EL VAPOR

Cuando un kilogramo de vapor se condensa totalmente se obtiene un kilogramo de condensado a la misma presión y temperatura, como se muestra en la figura 1.13.

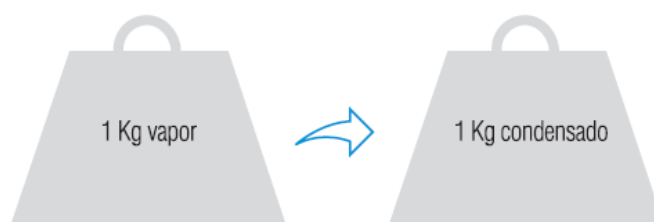


FIGURA 1. 13 CONDENSACIÓN TOTAL DE 1 KG DE VAPOR

Un sistema térmico de generación de vapor eficiente reutiliza el condensado, botarlo es una pérdida económica y técnicamente es una mala práctica, por lo cual una de las importantes acciones para mejorar en eficiencia energética es aprovechar la energía que contiene, haciéndolo retornar al sistema de generación. El condensado además de contener energía térmica, es agua destilada, ideal para utilizarla como agua de alimentación de la caldera. [2]

Los circuitos de vapor deben operar en lazo cerrado, de tal manera que los condensados recuperados de los procesos de transferencia de calor siempre sean retornados al tanque de alimentación de la caldera como se observa en la Figura 1.14.

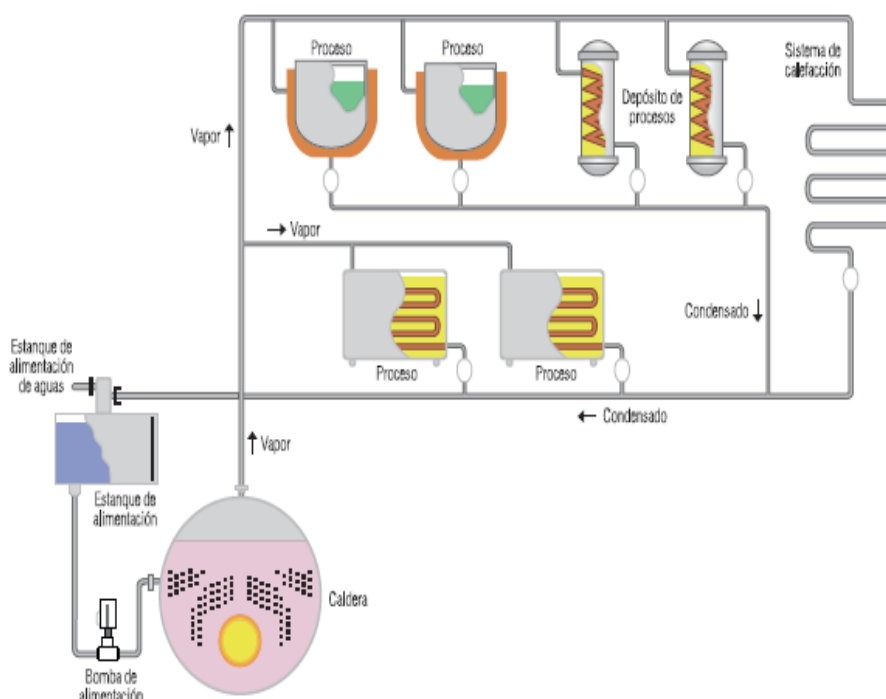


FIGURA 1.14 CIRCUITO DE VAPOR EN DONDE SE REUTILIZA EL CONDENSADO DE LOS PROCESOS COMO AGUA DE ALIMENTACIÓN DE LA CALDERA

1.2.3.4 Fugas de Vapor

Las fugas de vapor a menudo son ignoradas, sin embargo las fugas tienen un alto costo, tanto económico como ambiental y por lo tanto deben ser reparadas inmediatamente para asegurar que el sistema de vapor trabaje con un rendimiento óptimo y un mínimo impacto ambiental.

En la Tabla 1 se ilustra las pérdidas de vapor a través de diversos tamaños de orificio en tuberías. [5]

TABLA 1
PÉRDIDAS DE VAPOR A TRAVÉS DE ORIFICIOS EN
TUBERÍAS

Steam flow, lb/h, when steam gauge pressure is													
Diameter (inches)	2 psi	5 psi	10 psi	15 psi	25 psi	50 psi	75 psi	100 psi	125 psi	150 psi	200 psi	250 psi	300 psi
1/32	.31	.47	.58	.70	.94	1.53	2.12	2.7	3.3	3.9	5.1	6.3	7.4
1/16	1.25	1.86	2.3	2.8	3.8	6.1	8.5	10.8	13.2	15.6	20.3	25.1	29.8
3/32	2.81	4.20	5.3	6.3	8.45	13.8	19.1	24.4	29.7	35.1	45.7	56.4	67.0
1/8	4.5	7.5	9.4	11.2	15.0	24.5	34.0	43.4	52.9	62.4	81.3	100	119
5/32	7.8	11.7	14.6	17.6	23.5	38.3	53.1	67.9	82.7	97.4	127	156	186
3/16	11.2	16.7	21.0	25.3	33.8	55.1	76.4	97.7	119	140	183	226	268
7/32	15.3	22.9	28.7	34.4	46.0	75.0	104	133	162	191	249	307	365
1/4	20.0	29.8	37.4	45.0	60.1	98.0	136	173	212	250	325	401	477
9/32	25.2	37.8	47.4	56.9	76.1	124	172	220	268	316	412	507	603
5/16	31.2	46.6	58.5	70.3	94.0	153	212	272	331	390	508	627	745
11/32	37.7	56.4	70.7	85.1	114	185	257	329	400	472	615	758	901
3/8	44.9	67.1	84.2	101	135	221	306	391	476	561	732	902	1073
13/32	52.7	78.8	98.8	119	159	259	359	459	559	659	859	1059	1259
7/16	61.1	91.4	115	138	184	300	416	532	648	764	996	1228	1460
15/32	70.2	105	131	158	211	344	478	611	744	877	1144	1410	1676
1/2	79.8	119	150	180	241	392	544	695	847	998	1301	1604	1907

1.2.4 Soluciones Comunes

En la presente sección se mencionan algunas de las soluciones más comunes para los problemas de pérdidas de energía en circuitos industriales de vapor.

1.2.4.1 Correcta Selección y Dimensionamiento de Trampas

La selección del tipo adecuado de trampa depende del tipo de aplicación, a continuación en la Tabla 2 se presenta una guía de referencia para realizar una adecuada selección de trampas de vapor. [3]

TABLA 2
GUÍA DE SELECCIÓN DE TRAMPAS DE VAPOR

APLICACIONES	TIPO DE TRAMPA	FACTORES DE SEGURIDAD & NOTAS ESPECIALES
Trampa de goteo en red de vapor < 30 Psig	Flotador & termostato	La trampa se debe dimensionar al doble para una capacidad normal a una presión diferencial completa.
Trampa de goteo en red de vapor > 30Psig	Termodinámica	
Venas de calentamiento, No crítico	Termostática	Las trampas termostáticas son adecuadas para la mayoría de las aplicaciones de calentamiento, pero para aplicaciones críticas de calentamiento donde no se puede tolerar la acumulación de condensado las trampas termodinámicas son las más recomendadas.
Venas de calentamiento, crítico	Termodinámica	
Aplicaciones de proceso de hasta 450 Psig	Flotador & termostato	Para sistemas de vapor con presión constante: La trampa debe ser dimensionada al doble de la capacidad normal a un diferencial de presión máximo. Para sistemas de vapor con presión modulante: Cuando se drena condensado de intercambiadores de calor operando hasta 30 Psig, las trampas de vapor se deben dimensionar para su capacidad máxima a un diferencial de presión de ½ Psi. Cuando se drena condensado de intercambiadores de calor operando sobre los 30 Psig, las trampas de vapor se deben dimensionar para 2.5 veces su carga normal de condensado a un diferencial de presión máximo.

Al momento de realiza el dimensionamiento de la trampa se requiere considerar un factor de seguridad porque la cantidad de condensado generado y la

presión de vapor no siempre son constantes para cualquier sistema de vapor. Por ejemplo, cuando el sistema está frío y el vapor comienza primero a fluir a través de las tuberías, el vapor se condensa rápidamente por la gran cantidad de calor requerido para calentar todas las superficies frías así como para vencer las pérdidas por radiación, adicionalmente la presión de vapor del sistema debe ser suficiente para impulsar el condensado a través de la trampa hacia la línea de retorno. Por lo tanto, existe una condición en la cual el condensado en el sistema está siendo generado a la máxima tasa y la presión de vapor usada para enviar el condensado fuera del sistema, está en un mínimo. Si se dimensiona las trampas para las cargas normales y presiones normales del sistema, estas trampas serían insuficientes para la condición inicial.

1.2.4.2 Redimensionamiento de la Red de Distribución de Vapor

Luego de realizar la revisión de las tuberías de distribución de vapor existentes con los métodos

gráficos, es muy común encontrar que el tamaño de tubería instalado no está de acuerdo al flujo que demanda el proceso, dando como consecuencia los problemas de sub-dimensionamiento o sobredimensionamiento de tuberías explicados en la sección 1.1.5.3.

1.2.4.3 Implementación de Tanques Flash

Un tanque flash cumple con tres funciones, coleccionar, separar y distribuir. La idea de utilizar un tanque flash es recuperar el condensado de los equipos de intercambio de calor que operan a altas presiones y flujos, para en el tanque flash obtener re-vaporizado y aprovecharlo en otras aplicaciones de menor presión y flujo. El remanente de condensado debe ser enviado directamente a los tanques de alimentación de la caldera para de esta forma aprovechar la energía que contienen. En la Figura 1.15 se puede apreciar un esquema típico de operación de un tanque flash.

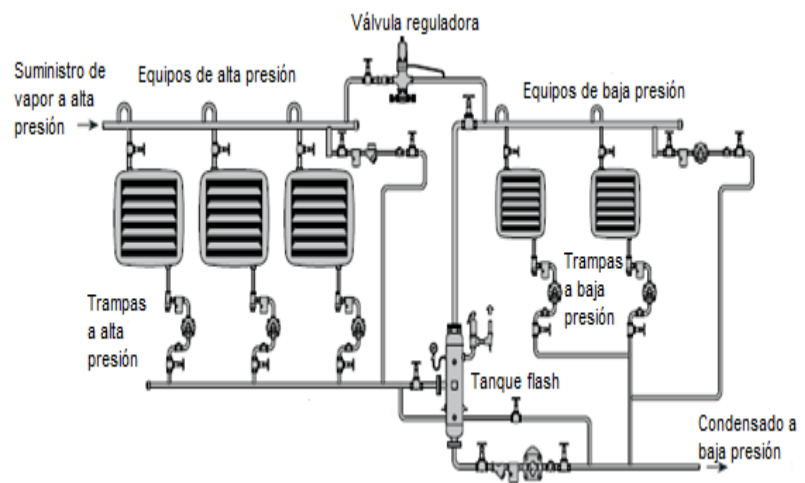


FIGURA 1. 15 ESQUEMA DE TÍPICO DE OPERACIÓN DE UN TANQUE FLASH [2]

Para el dimensionamiento del tanque flash se necesita conocer los siguientes parámetros:

- Flujo de condensado que ingresa al tanque
- Presión del condensado entrante
- Presión de salida del re-vaporizado.

Con estos tres datos se puede determinar:

- Remanente de condensado.
- Flujo de re-vaporizado obtenido por la salida del tanque.

1.2.4.4 Cambio de Presiones y Temperaturas de Operación

En los procesos industriales donde el vapor se utiliza para intercambio de calor y elevar la temperatura de un producto de T_1 a T_2 , el vapor se debe suministrar a una presión P . Es importante definir correctamente la presión P a la que se debe suministrar el vapor, esta presión va a depender de la temperatura T_2 del producto que se desee calentar. Por ejemplo, cuando se desea calentar una masa de agua a temperatura ambiente a una temperatura de 80°C , la pregunta sería ¿A qué presión se debe suministrar el vapor para realizar este trabajo? Es muy común encontrar que los procesos industriales se ven afectados porque los tiempos de calentamiento se dan muy rápido o muy lento, para solucionar este problema se debe realizar un balance de energía que permita establecer nuevos parámetros de operación para realizar el mismo calentamiento en el tiempo óptimo que demanda el proceso.

1.2.5 Instrumentación Necesaria para la Toma de Datos en Campo

Toda instalación industrial que utilice vapor como fluido de trabajo debe contar con los instrumentos mostrados en esta sección para poder controlar los procesos y tomar los datos útiles en los trabajo de auditoría energética.

En la Figura 1.16 se muestran los termómetros industriales para vapor, es importante su instalación en procesos de calentamiento.



FIGURA 1.16 TERMÓMETROS INDUSTRIALES PARA VAPOR

En la Figura 1.17 se muestran un manómetro industriales para vapor, es importante su instalación en las entradas de los consumidores de vapor, antes y después de las reguladoras de presión, en las

líneas de distribución y en las líneas de descarga de condensado.



FIGURA 1.17 MANÓMETRO INDUSTRIAL PARA VAPOR

En la Figura 1.18 se muestra un medidor de flujo para vapor, es importante instalarlos a la salida de la caldera y a la entrada de vapor de cada área de la planta para medir directamente los consumos de los usuarios de vapor.



**FIGURA 1.18 MEDIDOR DE FLUJO PARA VAPOR
TIPO VORTEX**

En la Figura 1.19 se muestra una cámara termográfica, este equipo permite apreciar visualmente la radiación de calor de un objeto o un cuerpo. Con la ayuda de la termografía se puede tomar datos de temperatura sobre áreas, identificar potenciales puntos donde existan pérdidas térmicas o fuentes de calor. En el capítulo 3 se utilizará este equipo para la inspección de trampas de vapor.



FIGURA 1.19 CÁMARA TERMOGRÁFICA

- En la Figura 1.20 se muestra un equipo de ultrasonido, una de las aplicaciones del ultrasonido es para la inspección del correcto funcionamiento de las trampas de vapor.



FIGURA 1. 20 EQUIPO DE ULTRASONIDO

CAPÍTULO 2

2. PROCESO DE ELABORACIÓN DE CAFÉ & PRE-DIAGNÓSTICO

Este segundo capítulo contiene el trabajo de auditoría preliminar, etapa en la que se recopila la mayor cantidad de datos de acerca de los consumos de energía de la planta. Al final de este capítulo el lector entenderá como es el proceso de elaboración de café liofilizado continuo, conocerá cuales son los componentes del circuito de vapor de planta y la función de cada uno de los usuarios de vapor. Adicionalmente, después de realizar el recorrido por la planta se mencionarán algunos potenciales puntos de recuperación de energía que posteriormente serán analizados en el capítulo 3.

2.1 Generalidades

El café liofilizado se puede elaborar bajo dos procesos.

- **Liofilizado continuo:** El proceso de sublimación de los granos de café se realiza de forma instantánea cuando estos pasan por las bandejas de secado ubicadas dentro de la cámara de vacío. Este proceso se denomina continuo porque constantemente esta cámara de vacío recibe y descarga producto.
- **Liofilizado batch:** El proceso de sublimación de los granos de café se realiza en cámaras individuales y tiene un tiempo de duración de 45 minutos.

La planta de elaboración de café liofilizado tiene una capacidad de producción máxima por día de 13.325 kg de producto terminado.

Basado en los cronogramas de trabajo de la planta, considerando las paradas planificadas por mantenimiento, se estableció un total de 8.400 horas de operación al año. Todos los cálculos a realizarse en el capítulo 3 serán en base a este tiempo de operación.

2.2 Descripción del Proceso de Elaboración de Café Liofilizado Continuo

La materia prima con la que se alimenta este proceso es extracto líquido de café que se lo obtiene previamente en una sección de la planta que se llama “extracción”.

El tipo de café que se elabora en esta planta industrial es liofilizado bajo el proceso continuo. El extracto líquido de café es almacenado

provisionalmente en tanques de acero inoxidable para luego de manera progresiva ser bombeado a un tanque de uso diario que se encuentra en el área de espumado de la planta. En esta sección se encuentra instalada una máquina espumadora cuya función es cambiar las propiedades físicas del extracto de café haciendo que obtenga una característica pastosa, posteriormente se distribuye sobre una banda transportadora instalada en un túnel de congelamiento continuo de aproximadamente 20 metros de longitud ubicado en el cuarto frío, de esta manera el producto adquiere la forma de una tableta.

Al final de dicho túnel hay dos molinos llamados “primario” y “secundario” que trituran la tableta en trozos más pequeños, los cuales pasan a un tercer molino cuya función es granular estos trozos en dos tipos de granos:

- ✓ Grano grueso
- ✓ Grano estándar

Una clasificadora de granos se encarga de separar estos dos tipos de granos, el grano estándar es enviado hacia las bandejas de secado que están ubicadas dentro de una gran cámara de vacío, es decir van a proceso, mientras que el grueso es reprocesado. En la

Figura 2.1 se muestran las etapas del proceso de la elaboración del café liofilizado.

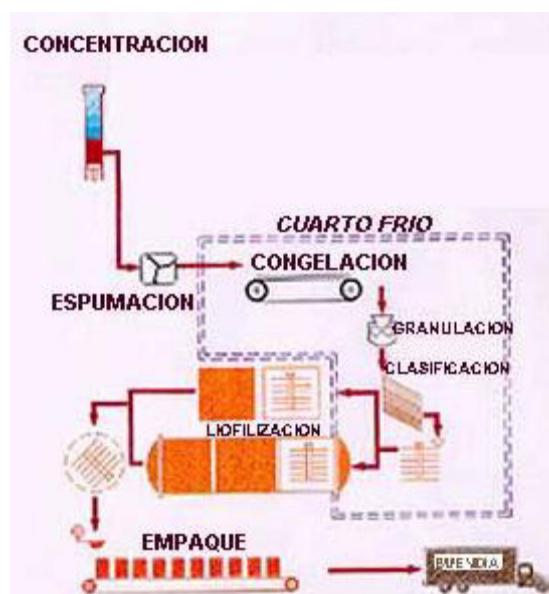


FIGURA 2.1 PROCESO DE ELABORACIÓN DE CAFÉ LIOFILIZADO

Cuando se termina la etapa de trituración y se logra que los granos sean de un tamaño estándar son enviados por diferencia de presión a la cámara de vacío donde se encuentran instaladas 3 líneas de producción compuestas por 6 bandejas de secado cada una, estas bandejas vibratorias transportan el producto, en los extremos de estas líneas están instaladas tolvas para la recepción y descarga del producto como se puede apreciar en la Figura 2.2.

Durante el tiempo que tardan los granos de café congelados en trasladarse desde la tolva de recepción hasta la tolva de descarga es donde ocurre la sublimación o secado de los granos de café. La sublimación es el cambio de fase del agua del estado sólido al gaseoso sin pasar por el líquido.



**FIGURA 2.2 TOLVAS DE DESCARGA Y BANDEJAS DE SECADO
AL INTERIOR DE LA CÁMARA DE VACÍO**

Los otros equipos o componentes que participan en este proceso de elaboración de café liofilizado y que hasta ahora no se ha mencionado son el sistema jet y los condensadores, ambos son

parte fundamental del proceso ya que el uno es el encargado de generar el vacío que se necesita dentro de la cámara mientras que el otro es quien debe extraer el vapor de agua que es separado del producto después del sublimado que se produce en las bandejas. En secciones posteriores se explicará de manera más detallada el funcionamiento de cada uno de ellos.

Una vez que se logra el sublimado o secado de los granos de café en la cámara vacío el producto es distribuido por las tolvas instaladas al final de las líneas hacia las zonas de envase, almacenamiento y posterior distribución.

2.3 Circuito de Distribución de Vapor

2.3.1 Datos Generales

En la Figura 2.3 se muestran los dos distribuidores y la numeración de las tuberías de distribución de vapor de la planta de elaboración de café liofilizado.

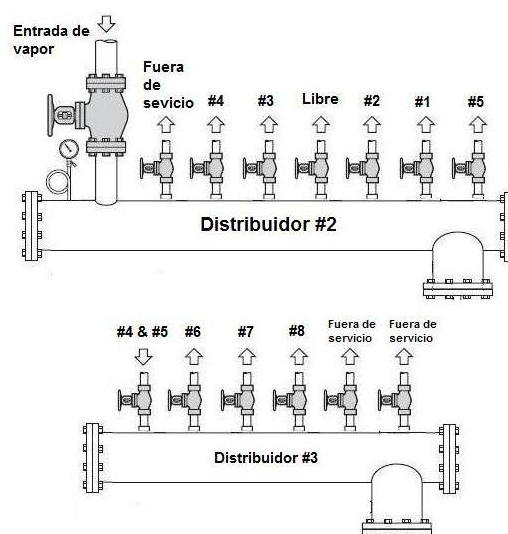


FIGURA 2.3 DISTRIBUIDORES Y TUBERÍAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR DE LA PLANTA

Dentro del grupo de calderas con las que cuenta la empresa existe una llamada “Caldera #2” que es la que alimenta con vapor a la planta de elaboración de café liofilizado continuo y tiene las características que se detallan en la Tabla 3.

TABLA 3

CARACTERÍSTICAS DE LA CALDERA #2

TIPO DE CALDERA	PIROTUBULAR
MARCA	CLEAVER BROOKS
MODELO	CB500
CAPACIDAD NOMINAL	500 BHP
PRESIÓN NOMINAL	250 PSIG
PRESIÓN DE GENERACIÓN	225 PSIG
HORAS DE OPERACIÓN	8400 HR/AÑO
TEMPERATURA DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN	82 °C
COMBUSTIBLE	BUNKER
MÁXIMO TDS ADMISIBLE	3500 PPM
EFICIENCIA DE COMBUSTIÓN	75 %

2.3.2 Identificación de las Tuberías de Distribución de Vapor.

En la Tabla 4 se detalla con código y nombre del usuario cada una de las tuberías de distribución de vapor existentes en la planta.

TABLA 4
CÓDIGO DE LAS TUBERÍAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

CODIGO DE TUBERÍA	USUARIO
# 1	Los 5 Jets
#1A	Los recalentadores
#1A-1	Jet 1
#1A-2	Jet 2
#1B	Jets (Vapor saturado)
#1B-1	Jet 4 & Jet 5
#1B-2	Jet 3
# 2	Hoggers
# 3	Condensadores y chaquetas
# 3A	Condensadores
# 3B	Chaquetas del sistema jet
# 4	Distribuidor #3
# 5	Distribuidor #3
# 6	Línea 1 Bandejas de secado
# 7	Línea 2 Bandejas de secado
# 8	Línea 3 Bandejas de secado

2.3.3 Usuarios de Vapor

El vapor es la fuente de energía más importante en una planta de elaboración de café liofilizado porque todos los equipos encargados de generar las condiciones de vacío dentro de la cámara que es donde se lleva a cabo el secado de los granos de café se alimentan con este fluido de trabajo, a continuación se va a describir el funcionamiento de cada uno de los usuarios de vapor.

2.3.3.1 El Sistema Jet

El sistema jet es el encargado de generar el vacío que se requiere dentro de la cámara para que se pueda llevar a cabo la sublimación del producto en las bandejas vibratorias, todo el sistema de vacío está compuesto por 5 jets. Un jet es una tobera cuya función es estrangular un flujo de vapor para generar vacío en un punto. En la Figura 2.4 se puede observar el jet #5 que forma parte del sistema.



FIGURA 2.4 JET #5

La presión de vacío necesaria dentro de la cámara para poder realizar la sublimación del producto es de 331 mtorr, no existe un fabricante en el mundo que construya una tobera diseñada para llegar a esa presión de vacío es por esto que los fabricante de estos equipos recomiendan hacerlo en 5 etapas para de manera progresiva poder alcanzar el valor de vacío requerido por el proceso.

Los jet #3, 4,5 funcionan con vapor saturado y los jet #1,2 funcionan con vapor sobresaturado. En la Figura El jet #1 está conectado a una tubería principal de

vacío que a su vez va conectada directamente a los condensadores como se aprecia en la Figura 2.5.



FIGURA 2.5 JET # 1 CONECTADO A LA TUBERÍA PRINCIPAL DE VACÍO

En la Figura 2.6 se muestra una válvula de control proporcional que inyecta una pequeña cantidad de vapor a la tubería de vacío para ayudar a realizar el ajuste final y alcanzar la presión requerida por el proceso.



FIGURA 2.6 VÁLVULA DE CONTROL PROPORCIONAL QUE INYECTA VAPOR A LA TUBERÍA DE VACÍO

2.3.3.2 Chaquetas de los Jets

Las toberas del sistema jet son muy sensibles a la presencia de humedad en el vapor que pasa a través de ellas, el vapor húmedo a alta velocidad produce un desgaste muy rápido de estos elementos, es por esto que a manera de protección los jets 1 y 2 reciben vapor sobresaturado proveniente de los dos recalentadores con los que cuenta la planta y adicionalmente los jet 1,2 y 3 están envueltos por chaquetas para así eliminar la posibilidad de que cuando se pasa de una etapa a otra exista arrastre de humedad por las toberas. En la Figura 2.7 se puede observar la chaqueta del jet #1.



FIGURA 2.7 CHAQUETA DEL JET #1

2.3.3.3 El Sistema Hogger

El sistema Hogger está compuesto de dos etapas con una tobera en cada una como se observa en la Figura 2.8, este sistema requiere vapor saturado a 220 Psig y a diferencia de los jet no es de operación continua.



**FIGURA 2.8 LAS DOS ETAPAS DEL SISTEMA
HOGGER**

El sistema hogger y el jet están conectados entre sí y trabajan simultáneamente durante los periodos de arranque de la planta, estos sistemas tienen características muy similares porque ambos tienen como objetivo generar presión de vacío, ambos están compuestos por toberas que requieren vapor como fluido de trabajo pero el sistema hogger únicamente entra en operación durante el periodo de arranque del proceso porque su función es generar rápidamente la presión de vacío de los jet #4 y 5. Una vez que los hoggers alcanzan los 70 mTorr, el sistema jet entra en funcionamiento en su totalidad,

se cierra la válvula solenoide que se muestra en la Figura 2.9 para aislar el sistema hogger y la generación de vacío del sistema la hace únicamente sistema jet.

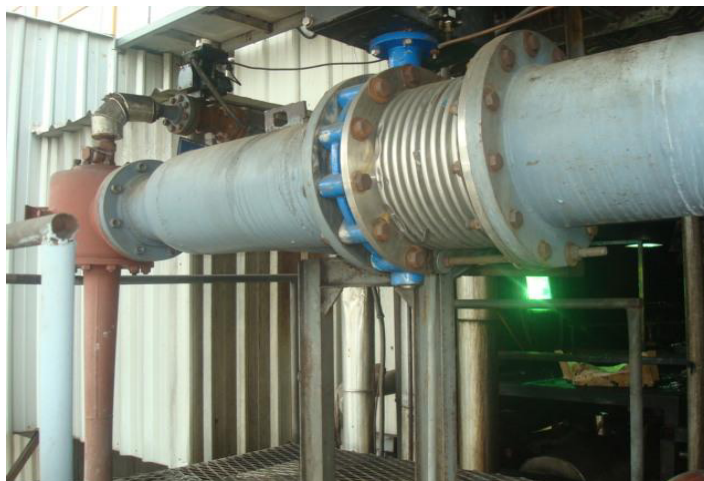


FIGURA 2.9 VÁLVULA SOLENOIDE QUE CONECTA EL SISTEMA HOGGER CON EL JET

2.3.3.4 Las Bandejas de Secado

Dentro de la cámara de vacío hay tres líneas de secado de producto como se observa en la Figura 2.10, cada línea está compuesta por 6 bandejas vibratorias, la función de este usuario es transportar los granos de café desde una tolva de alimentación en un extremo de la cámara hasta una tolva de descarga en el otro extremo. Durante ese trayecto

ocurre la sublimación del producto, las bandejas son intercambiadores de calor que transfieren la energía contenida en el vapor a los granos de café.

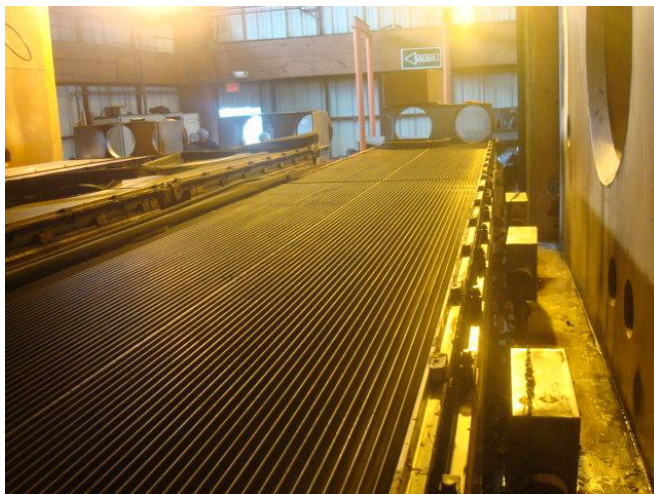


FIGURA 2.10 LAS TRES LÍNEAS DE SECADO DEL PRODUCTO AL INTERIOR DE LA CÁMARA DE VACÍO

2.3.3.5 Los Condensadores

La planta cuenta con 6 condensadores, cada uno de ellos tiene la función de receptor el vapor de agua que se desprende de los granos de café que son secados en las bandejas. Este vapor de agua ingresa a cada condensador a través de una válvula tipo mariposa que está 100% abierta en ese momento del proceso. En la Figura 2.11 se puede observar las

válvulas tipo mariposa que conectan la cámara de vacío con los condensadores.



FIGURA 2.11 LAS 6 VÁLVULAS TIPO MARIPOSA QUE CONECTAN LA CÁMARA DE VACÍO CON LOS CONDENSADORES

Cada condensador tiene un serpentín de enfriamiento, dentro del serpentín circula el refrigerante (NH_3). Debido al gran diferencial de temperatura existente entre gas refrigerante y el vapor de agua se produce un cambio de fase y ese vapor de agua se solidifica en la superficie exterior del serpentín.

Periódicamente uno de los condensadores es aislado cerrando herméticamente la válvula de mariposa que lo conecta con la cámara de vacío para mediante una inyección de vapor directa al serpentín descongelar su superficie. En la Figura 2.12 se muestra una vista interna de los condensadores.



FIGURA 2.12 VISTA INTERNA DE UN CONDENSADOR

Los residuos obtenidos en estado líquido son bombeados a la planta de tratamiento de agua porque tienen un alto contenido de partículas orgánicas.

La cámara de vacío, los condensadores y el sistema jet están conectados entre sí, de tal forma que por diferencia de presión siempre el vapor de agua al interior de la cámara queda atrapado en los condensadores.

2.4 Consumo de Vapor de los Usuarios

Ante la falta de medidores de flujo en la planta se utilizará un método de medición indirecta utilizando el único medidor de flujo existente.

2.4.1 Metodología Para La Toma De Datos

La planta actualmente solamente cuenta con un medidor de flujo el cual está ubicado en el cuarto de generación, en la tubería que alimenta con vapor a la planta de café liofilizado continua, por lo tanto no se puede tomar mediciones de manera directa de los consumos de los usuarios de vapor, el único dato que se tiene es el consumo total de vapor de la planta. Cuando la planta no está en producción se puede aplicar el siguiente procedimiento para establecer los consumos de vapor por usuario.

- Cerrar todas las válvulas del distribuidor #2, excepto la que alimenta con vapor al usuario que se va a medir el consumo.
- Desde la sala de calderas enviar vapor a planta.
- Simular condiciones de proceso en el usuario que se desea medir su consumo de vapor.
- En la pantalla del medidor de flujo tomar el dato de consumo instantáneo en Lb/h.
- Repetir el procedimiento para los demás usuarios.
- Contrastar la información obtenida con los datos de diseño de los equipos y también las estadísticas internas de la empresa.

Luego de tomar los datos con la ayuda del medidor de flujo se conoce que en el proceso de elaboración de café la demanda de vapor por parte de los usuarios tiene dos condiciones, la primera es durante los arranques del proceso que es cuando se requiere un mayor flujo de vapor es decir se presenta un consumo pico o demanda máxima de 14.170 Lb/h y la segunda condición o de consumo promedio de 8.670 Lb/h que se presenta cuando

ya se han alcanzado las condiciones de proceso. A continuación se detallan estos consumos.

2.4.2 Demanda Máxima

En la Tabla 5 se detalla la demanda máxima de vapor por usuario.

TABLA 5

DEMANDA MÁXIMA DE VAPOR POR USUARIO

Usuario	Flujo (Lb/h)	Presión (Psig)
Sistema Hogger	5.500	220
Sistema Jet	2.650	180
Bandejas de secado	2.520	52
Condensadores	3.500	15
TOTAL	14.170	

2.4.3 Demanda Promedio

En la Tabla 6 se detalla la demanda promedio de vapor por usuario.

TABLA 6
DEMANDA PROMEDIO DE VAPOR POR USUARIO

Usuario	Flujo (Lb/h)	Presión (Psig)
Sistema Jet	2.650	180
Bandejas de secado	2.520	52
Condensadores	3.500	15
TOTAL	8.670	

2.5 Producción Anual de la Planta

En la Tabla 7 se detalla la producción mensual en la planta de café liofilizado (proceso continuo) en kg de producto terminado, durante el periodo 2011.

TABLA 7
PRODUCCIÓN ANUAL DE LA PLANTA

Mes	Producción (Kg de producto terminado)
ENERO	401.658
FEBRERO	400.069
MARZO	386.118
ABRIL	371.391
MAYO	363.908
JUNIO	331.008
JULIO	394.908
AGOSTO	352.471
SEPTIEMBRE	334.340
OCTUBRE	413.052
NOVIEMBRE	405.865
DICIEMBRE	400.493
TOTAL	4'555.281

2.6 Consumo Anual de Vapor y Combustible de la Planta

Con la ayuda del medidor de flujo másico para vapor instalado en el cuarto de generación, se obtuvieron los datos de consumo de vapor de la planta en el periodo 2011, cuyos datos se presentan en la Tabla 8.

TABLA 8
CONSUMO ANUAL DE VAPOR DE LA PLANTA

Mes	Consumo de vapor (Lbm)
ENERO	7'568.956
FEBRERO	7'538.973
MARZO	7'275.981
ABRIL	6'998.563
MAYO	6'857.464
JUNIO	6'237.562
JULIO	7'441.628
AGOSTO	6'641.880
SEPTIEMBRE	6'300.222
OCTUBRE	7'783.539
NOVIEMBRE	7'648.914
DICIEMBRE	7'546.823
TOTAL	85'840.505

Todos los usuarios de vapor de la planta de café liofilizado continuo anualmente consumen 85'840.505 Lbm de vapor.

Basado en los reportes estadísticos de la empresa se obtuvieron los resultados de consumo de combustible Bunker en el periodo 2011, mostrado en la Tabla 9.

TABLA 9
CONSUMO ANUAL DE BUNKER DEL CALDERO # 2

Mes	Consumo de Bunker (Gal)
ENERO	56.892
FEBRERO	56.667
MARZO	54.691
ABRIL	52.605
MAYO	51.545
JUNIO	46.885
JULIO	55.936
AGOSTO	49.925
SEPTIEMBRE	47.357
OCTUBRE	58.506
NOVIEMBRE	57.488
DICIEMBRE	56.727
TOTAL	645.224

El caldero #2 que alimenta con vapor a la planta de café liofilizado continua anualmente consume un total de 645.224 galones de Bunker.

En la Figura 2.13 se presenta la gráfica “Producción Vs consumo de bunker de la planta”, de esta gráfica se puede determinar que actualmente por cada galón de bunker que consume el caldero la planta produce 7,06 Kg de producto terminado.

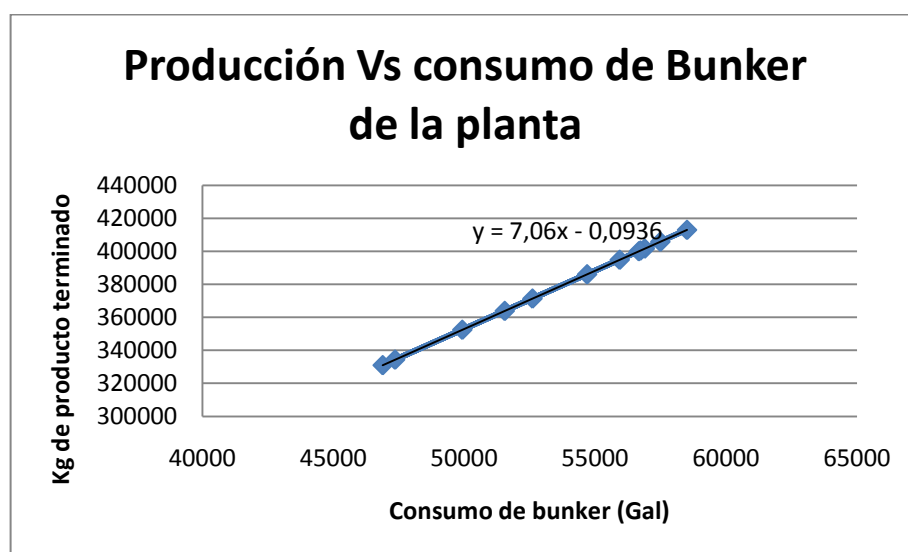


FIGURA 2.13 GRÁFICA DE “PRODUCCIÓN VS CONSUMO DE BUNKER DE LA PLANTA”

2.7 Potenciales Puntos de Recuperación de Energía

Luego de realizar un recorrido preliminar por todas las instalaciones de la planta se recomienda realizar un estudio de las siguientes áreas en donde puede existir un potencial ahorro de energía y en otras donde se puede proponer mejoras que serán analizadas en el siguiente capítulo.

- Purga del distribuidor # 2: Actualmente no se recupera el condensado, se lo bota y no se lo aprovecha de forma adecuada.
- Condensado de las bandejas de secado: El condensado limpio proveniente de este usuario es mezclado con condensados con

contenido orgánico proveniente de otros usuarios de vapor. Se puede independizar la descarga del condensado de las bandejas y enviarlo directamente al tanque de agua de alimentación de la caldera.

- Sistema de purgas de caldera #2: Las purgas actualmente son realizadas de forma manual y las muestras son tomadas con instrumentos muy imprecisos. Se puede analizar la posibilidad de cambiar el sistema de purgas manuales por un sistema de purgas continuas de superficie.
- Cuantificar las pérdidas de energía a través del aislamiento térmico de las tuberías y las pérdidas por fugas de vapor.
- Verificación del buen dimensionamiento de los distribuidores de vapor de la planta.
- Verificación del buen dimensionamiento de las tuberías de distribución de vapor de la planta.
- Se debe tener un inventario de todas las trampas de vapor existentes en la planta y un reporte operacional de las mismas.

CAPÍTULO 3

3. AUDITORÍA ENERGÉTICA DETALLADA

Este tercer capítulo contiene el trabajo de auditoría detallada y está dividido en tres secciones:

- La generación de vapor

Se calculará el costo de generación de vapor, se analizará los beneficios y ahorros por realizar el cambio del sistema actual de purga de la caldera. Se pretende pasar de un sistema de purga manual a un sistema de purga continua de superficie.

- La distribución de vapor

Se verificará el dimensionamiento de las tuberías de vapor y de los distribuidores de la planta. Se calculará las pérdidas de energía a través del aislamiento de las tuberías, las pérdidas por fugas de vapor. Se elaborará un inventario y reporte de operación de todas las trampas existentes en la planta, adicionalmente se cuantificarán los

ahorros por concepto de recuperación de condensados que actualmente no son reutilizados adecuadamente.

- Problemas en los usuarios de vapor

En esta sección se analizará de forma puntual, se establecerá las causas y se dará solución a los problemas de anegamiento de las bandejas de secado de producto y la caída de la presión en la línea de alimentación de vapor a los condensadores.

3.1 Generación de Vapor

3.1.1 Equipos de Generación de Vapor

Como se mencionó en el capítulo 2, dentro del grupo de calderas con las que cuenta la compañía la caldera #2 alimenta con vapor a la planta de café liofilizado continuo. De la Tabla 3 se conoce que esta caldera tiene una capacidad nominal de 500 BHP, su presión de generación de vapor saturado es de 225 Psig, la temperatura del agua de alimentación es de 82 °C. Con los datos antes mencionados se va a calcular el flujo de vapor que genera la caldera, el costo de generación de vapor y de energía.

3.1.2 Flujo de Vapor Generado por la Caldera

Conocidas las características del caldero, se necesita establecer cuál es su capacidad de generación de vapor, al no ser una caldera nueva hay factores que en el tiempo influyen en la disminución de su capacidad nominal. Se necesita establecer si la caldera #2 después de tantos años de servicio aún puede producir las Lb/h necesarias para satisfacer la demanda de vapor de la planta.

El manual de calderas Selmecc recomienda calcular el flujo de producción de vapor de una caldera con la Ecuación 3.1. [6]

$$\text{Flujo de vapor} = \frac{34,5 * BHP}{FE} \quad (Ec 3.1)$$

El factor de evaporación varía dependiendo de la presión de operación de la caldera y de la temperatura del agua de alimentación. Entre más cerca se encuentre la presión de operación a la presión de diseño y la temperatura de agua de alimentación sea lo suficientemente alta, este valor estará cercano a 1. El factor de evaporación se lo obtiene de la Tabla 10, para el caso de la caldera #2 es de 1,085.

TABLA 10
FACTOR DE EVAPORACIÓN DE UNA CALDERA

Temperatura del agua de alimentación		Presión Kg/cm² Psi														
°C	°F	0.35 5	0.7 10	1.41 20	3.53 50	4.92 70	6.33 90	7.03 100	7.73 110	9.14 130	10.5 150	12.0 170	13.4 190	14.1 200	15.8 225	17.6 250
0.0	32	1.19	1.19	1.20	1.214	1.219	1.223	1.225	1.226	1.229	1.231	1.233	1.235	1.236	1.327	1.239
4.4	40	1.18	1.18	1.19	1.206	1.211	1.215	1.217	1.218	1.221	1.223	1.225	1.227	1.227	1.229	1.231
10.0	50	1.17	1.17	1.18	1.196	1.201	1.205	1.206	1.208	2.211	1.213	1.215	1.216	1.217	1.219	1.220
15.6	60	1.16	1.16	1.17	1.185	1.190	1.194	1.196	1.198	1.200	1.202	1.204	1.206	1.207	1.209	1.210
21.1	70	1.15	1.15	1.16	1.175	1.180	1.184	1.186	1.187	1.190	1.192	1.194	1.196	1.196	1.198	1.200
26.7	80	1.14	1.14	1.15	1.162	1.170	1.174	1.176	1.177	1.180	1.182	1.184	1.185	1.186	1.188	1.189
32.2	90	1.13	1.13	1.14	1.154	1.160	1.164	1.165	1.167	1.170	1.172	1.173	1.175	1.176	1.178	1.179
37.8	100	1.12	1.12	1.13	1.144	1.149	1.153	1.155	1.156	1.159	1.161	1.163	1.165	1.166	1.167	1.169
43	110	1.11	1.11	1.12	1.134	1.139	1.143	1.145	1.146	1.149	1.151	1.153	1.155	1.155	1.157	1.159
49	120	1.10	1.10	1.11	1.124	1.129	1.133	1.134	1.136	1.139	1.141	1.143	1.144	1.145	1.147	1.148
54	130	1.09	1.09	1.10	1.113	1.118	1.123	1.124	1.126	1.128	1.130	1.132	1.134	1.135	1.137	1.138
60	140	1.08	1.08	1.09	1.103	1.108	1.112	1.114	1.115	1.118	1.120	1.122	1.124	1.125	1.126	1.128
66	150	1.07	1.08	1.08	1.093	1.098	1.102	1.104	1.105	1.108	1.110	1.112	1.114	1.114	1.116	1.118
71	160	1.06	1.07	1.07	1.082	1.088	1.092	1.093	1.095	1.097	1.100	1.102	1.103	1.104	1.106	1.107
77	170	1.05	1.05	1.06	1.072	1.077	1.081	1.083	1.084	1.087	1.089	1.091	1.093	1.094	1.095	1.097
82	180	1.04	1.04	1.05	1.062	1.067	1.071	1.073	1.074	1.077	1.079	1.081	1.083	1.083	1.085	1.087
88	190	1.03	1.03	1.04	1.052	1.057	1.061	1.062	1.064	1.066	1.069	1.071	1.072	1.073	1.075	1.076
93	200	1.02	1.02	1.03	1.041	1.047	1.050	1.052	1.053	1.056	1.058	1.060	1.062	1.063	1.064	1.066
99	210	1.01	1.01	1.02	1.031	1.036	1.040	1.042	1.043	1.046	1.048	1.050	1.052	1.052	1.054	1.056

$$Flujo\ de\ vapor = \frac{34,5 * 500}{1,085} = 15.899\ Lb/h$$

Según se estableció de acuerdo a las mediciones realizadas en el capítulo 2 el consumo máximo de vapor de la planta de café liofilizado es de 14.170 Lb/h, entonces la caldera si cumple con los requisitos de demanda máxima de vapor de la planta.

3.1.3 Costo de Generación de Vapor

Para toda industria siempre es muy importante saber cuál es su costo de producción de vapor, con este dato se puede calcular el valor económico que se está perdiendo de manera anual por concepto de pérdidas de energía o malas instalaciones en el circuito de vapor.

El procedimiento para calcular el costo de generación de vapor es el siguiente:

Conociendo que la presión de generación de vapor de la caldera es de 225 Psig y la temperatura del agua de alimentación es 82°C (179,6 °F), con estos dos datos se utiliza la Tabla 11 para saber la energía total requerida para producir 1 Lbm de vapor.

TABLA 11
ENERGÍA EN BTU REQUERIDA PARA PRODUCIR 1 LBM
DE VAPOR SATURADO [7]

Presión de caldera (Psig)	Temperatura del agua de alimentación °F										
	50	70	80	100	120	140	160	180	200	212	250
15	1146	1126	1116	1096	1076	1056	1036	1016	996	984	946
80	1169	1149	1139	1119	1099	1079	1059	1039	1019	1001	969
90	1171	1151	1141	1121	1101	1081	1061	1041	1021	1009	971
100	1172	1152	1142	1122	1102	1082	1062	1042	1022	1010	972
150	1179	1159	1149	1129	1109	1089	1069	1049	1029	1017	979
170	1180	1160	1150	1130	1110	1090	1070	1050	1030	1018	980
200	1182	1162	1152	1132	1112	1092	1072	1052	1032	1020	982
250	1185	1165	1155	1135	1115	1095	1075	1055	1035	1023	985
300	1186	1166	1156	1136	1116	1096	1076	1056	1036	1024	986
350	1187	1167	1157	1137	1117	1097	1077	1057	1037	1025	987

Si para producir 1 Lbm de vapor se necesitan 1.053,5 Btu, entonces para producir 1.000 Lbm de vapor se necesitarán 1'053.500 Btu.

El tipo de combustible con el que trabaja la caldera #2 es Bunker, en el APÉNDICE 1 existe una tabla de propiedades de este combustible de la cual se conoce que su poder calorífico es de 18.250 Btu/Lbm.

Con la Ecuación 3.2 se calcula cuanto es la masa teórica de combustible que se necesita para producir 1.000 Lbm. de vapor.

$$m_f(\text{Teórico}) = \frac{\text{Energía total requerida}}{\text{Poder calorífico del combustible}} \quad (\text{Ec 3.2})$$

$$m_f(\text{Teórico}) = \frac{1'053.500 \text{ (Btu)}}{18.250 \text{ (Btu/Lbm)}} = 57,73 \text{ Lbm}$$

El valor obtenido de masa de Combustible teórica se lo debe multiplicar por un factor de eficiencia de combustión para calcular la masa real de combustible, para lo cual se necesita conocer la eficiencia de la caldera. Actualmente la compañía cuenta con un estudio en el que se determinó que la eficiencia de la caldera #2 es del 75%, esta eficiencia fue calculada mediante la medición de los gases de combustión. De la Tabla 12 se selecciona el factor de eficiencia de combustión de acuerdo a la eficiencia de la caldera.

TABLA 12
FACTOR DE EFICIENCIA DE COMBUSTIÓN [7]

Eficiencia (%)	Factor de eficiencia de combustión
85	1,18
80	1,25
75	1,34
70	1,43

Entonces para una eficiencia de la caldera de 75%, le corresponde un factor de eficiencia de combustión de 1,34.

Con la Ecuación 3.3 se calcula la masa real necesaria de combustible para producir 1000 libras de vapor.

$$m_f(Real) = m_f(Teórico) * FEC \quad (Ec. 3.3)$$

$$m_f(Real) = 57,73 \text{ Lbm} * 1,34 = 77,36 \text{ Lbm}$$

Entonces, para que el caldero produzca 1.000 Lbm. de vapor se necesitan 77,36 Lbm de bunker, adicionalmente se conoce que 1 Gal de bunker es igual a 9,7 Lbm de bunker.

Con la Ecuación 3.4 se calcula el costo de generación de vapor de la planta.

$$C_V = m_f(Real) * C_C \quad (Ec\ 3.4)$$

$$C_V = 77,36\ Lbm * \frac{1\ Gal}{9,7\ Lbm} * \frac{\$ 0,84}{1\ Gal} = \$ 6,70$$

Generar 1.000 Lbm. de vapor tiene un costo de \$6,70 y generar 1 Lbm. de vapor tiene un costo de \$ 0,0067. Estos datos se utilizarán en secciones posteriores para cuantificar pérdidas de energía.

Finalmente con la Ecuación 3.5 se calcula el costo de la energía. [8]

$$C_E = \frac{C_V}{Energía\ requerida * \eta_{comb}} \quad (Ec\ 3.5)$$

$$C_E = \frac{\frac{\$ 6,70}{1.000\ Lbm}}{1.053,5\ \frac{Btu}{Lbm} * \frac{MMBtu}{10^6\ Btu} * 0,896}$$

$$C_E = \frac{\$7,10}{MMBtu}$$

3.1.4 Oportunidades de Recuperación de Energía

En la sala de generación un potencial punto de recuperación de energía es el cambio del sistema de purgas de la caldera #2 que alimenta con vapor a la planta de café liofilizado. Se pretende pasar de un sistema de purga manual a un sistema de purga automática continua de superficie.

3.1.4.1 Cambio de Purgas Manuales de Fondo de la Caldera a Purgas Continuas de Superficie

De acuerdo a lo establecido en la sección 3.1.2 se conoce que la caldera trabaja con una carga de vapor igual a 15.899 Lb/h bajo las siguientes condiciones:

- TDS en el agua de la caldera : 3.500 ppm –
Recomendado por el fabricante
- TDS en el agua de alimentación: 200 ppm

Con estos datos se va a calcular la cantidad de agua que se debe purgar de forma manual y de forma automática.

A continuación se mencionan algunos beneficios generales de utilizar purgas continuas de superficies:

- Ahorros sustanciales en combustible al purgar solo lo necesario
- Ahorro en el consumo de agua
- Evitar altas concentraciones de TDS que afectan la calidad del vapor
- Asegurar una generación de vapor libre de espuma
- Disminución de las incrustaciones en la caldera
- Menos supervisión

3.1.4.2 Cantidad de Agua a Purgar de Forma Manual

Al realizar las purgas de forma manual se desaloja más agua de la necesaria. Periódicamente se toman muestras del agua al interior de la caldera para controlar que el TDS no exceda el límite permitido por el fabricante (3.500 ppm). Luego de realizar una

purga se vuelve a tomar una muestra del agua y el TDS baja en promedio hasta 1.500 ppm.

La cantidad de agua que se purga de forma manual en la caldera se puede calcular utilizando la Ecuación 3.6.

$$\dot{m}_{agua} = \frac{F}{B - F} * S \quad (Ec. 3.6)$$

Donde:

F: TDS del agua de alimentación (ppm)

B: TDS deseados dentro de la caldera (ppm)

S: Generación de vapor en la caldera (Lb/h)

En la Figura 3.1 se aprecia una gráfica del TDS en el agua de la caldera cada vez que se realiza una purga de forma manual.

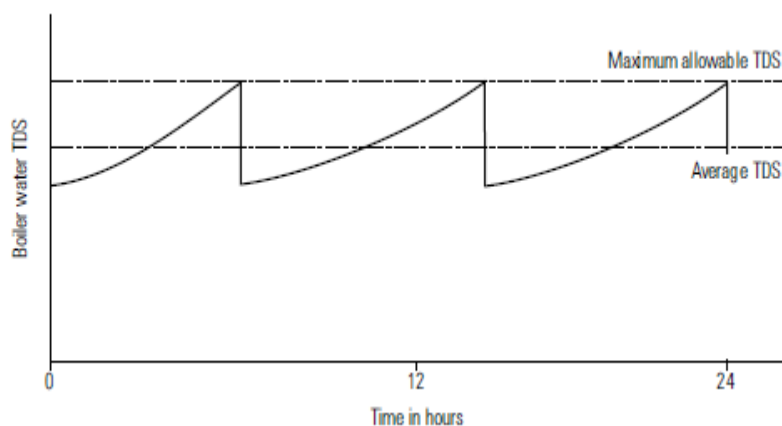


FIGURA 3.1 TDS EN EL AGUA DE CALDERA CADA VEZ QUE SE REALIZA UNA PURGA MANUAL [2]

$$\dot{m}_{agua} = \frac{200}{1.500 - 200} * 15.899$$

$$\dot{m}_{agua} = 2.446 \text{ Lb/h}$$

3.1.4.3 Cantidad de Agua a Purgar de Forma Automática

Con un control automático de la purga se puede llegar a garantizar que el TDS dentro del agua de la caldera no sobrepase el límite recomendado por el fabricante. En la Figura 3.2 se aprecia una gráfica del TDS en el agua de la caldera si la purga es realizada de forma automática.

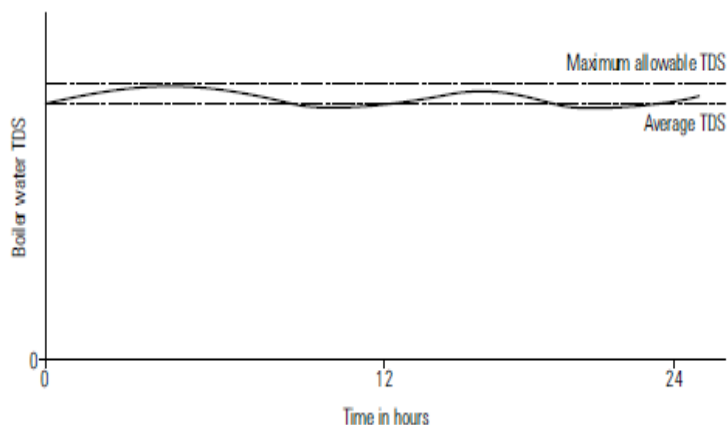


FIGURA 3.2 TDS EN EL AGUA DE CALDERA CADA VEZ QUE SE REALIZA UNA PURGA AUTOMÁTICA [2]

Utilizando nuevamente la Ecuación 3.6 se puede calcular la cantidad de agua que se purgaría si la caldera tuviera un sistema automático.

$$\dot{m}_{agua} = \frac{200}{3.500 - 200} * 15.899$$

$$\dot{m}_{agua} = 964 \text{ lb/hr}$$

3.1.4.4 Pérdidas por no Utilizar Purgas Continuas de Superficie

Según los cálculos realizados la diferencia entre la purga manual y la purga automática es de 1.482 Lb/h de agua que se desaloja en exceso. De la tabla de

vapor saturado del Apéndice 2 se conoce que la energía contenida en el agua de una caldera que opera a 225 Psig es de 372 Btu/Lbm y si se considera un tiempo de operación anual de 8.400 horas esta purga en exceso representa en energía 4.630,95 MMBtu/año.

$$1.482 \frac{Lbm}{h} * 8.400 \frac{h}{año} * \frac{372 Btu}{Lbm} = 4.630,95 \frac{MMBtu}{año}$$

En la sección 3.1.3 se calculó el costo de la energía, con ese dato ahora se puede cuantificar las pérdidas económicas actuales por no tener un sistema eficiente de purgas.

$$PÉRDIDA = 4.630,95 \frac{MMBtu}{año} * \frac{\$7,10}{MMBtu} = \frac{\$32.879,75}{año}$$

Si se conoce que \$0,84 es el costo de 1 galón de bunker, entonces la empresa podría dejar de utilizar 39.143 Galones de bunker al año si realiza la

instalación de un sistema automático de purgas en la caldera.

3.2 Distribución de Vapor

3.2.1 Tuberías de Distribución de Vapor

En la presente sección se va a realizar la verificación del correcto dimensionamiento de las tuberías de distribución de vapor mediante el cálculo teórico, un método gráfico y adicionalmente con un software de dimensionamiento de tuberías de vapor.

3.2.1.1 Cálculo del Diámetro Óptimo

Para realizar un ejemplo de cálculo se toma como referencia de la Tabla 4 la tubería de código #2 que es la correspondiente al sistema hogger.

Se tienen los siguientes datos:

- Tamaño de tubería existente: 2 ½ "
- Longitud: 25 m
- Flujo de vapor: 5.500 Lb/h (2.500 Kg/h)
- Presión de vapor: 220 Psig (15,17 bar g)

De la tabla de las propiedades del vapor saturado del apéndice 2, se conoce que el volumen de vapor por unidad de masa a 220 Psig es de 1,96 ft³/Lbm.

Utilizando la Ecuación 3.7 se calcula el caudal de vapor que circula por la tubería.

$$Q = \dot{m} * v_g \quad (Ec. 3.7)$$

$$Q = 5.500 \frac{Lbm}{h} * 1,96 \frac{ft^3}{Lbm} * \frac{1h}{3.600s} = 2,99 \frac{ft^3}{s}$$

En la Ecuación 3.8 se muestra que el caudal también es igual a la velocidad que viaja el vapor en la tubería por el área de sección transversal, entonces para calcular el diámetro de la tubería se utiliza el valor calculado en la Ecuación 3.7.

$$Q = V * A \quad (Ec. 3.8)$$

$$Q = V * \frac{\pi D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * Q}{V * \pi}}$$

Como una regla general de campo se puede utilizar velocidades entre 80 y 120 ft/s para vapor saturado.

Para este cálculo se utilizará un valor promedio de 100 ft/s (30,5 m/s).

$$D = \sqrt{\frac{4 * 2,99}{100 * \pi}}$$

$$D = 0,20 \text{ ft} * \frac{12 \text{ in}}{1 \text{ ft}} = 2,34 \text{ in} = 59,51 \text{ mm}$$

El diámetro ideal es de 2.34", como este tamaño no es una medida estándar, entonces se toma el inmediato superior, por lo tanto la tubería existente de 2.5" está muy bien dimensionada.

3.2.1.2 Verificación del Cálculo Mediante el Método Gráfico

En la sección 3.2.1.1 se realizó un ejemplo del cálculo del diámetro óptimo de una tubería de distribución de vapor, ahora ese resultado se lo va a comparar con el obtenido de la gráfica correspondiente al método de velocidad expuesto en el capítulo 1, se decide trabajar con el método de velocidad por ser un tramo corto de tubería.

Se utilizan los mismos datos del ejemplo de la sección 3.2.1.1 que corresponden a la tubería de distribución del sistema hogger. En la Figura 3.3 se presenta un ejemplo de cómo utilizar la gráfica del método de velocidad. Con el dato de presión de vapor de 15,17 bar g se ingresa por el lado inferior derecho de la gráfica hasta interceptar con la curva de temperatura de saturación. Luego se avanza horizontalmente hacia la izquierda hasta interceptar con el valor de flujo de vapor de 2.500 kg/h, con este nuevo punto se avanza verticalmente hacia arriba hasta cruzar con las líneas de velocidad del vapor a través de la tubería de 30,5 m/s (100 ft/s). Finalmente se traslada horizontalmente hacia la derecha y se obtiene que el diámetro óptimo de la tubería debe ser de 62mm, valor bastante aproximado a los 59,51mm que se obtuvo en el cálculo teórico de la sección anterior. Esta gráfica puede ser tomada como un primer método de verificación del cálculo teórico del diámetro óptimo de las tuberías de distribución de vapor.

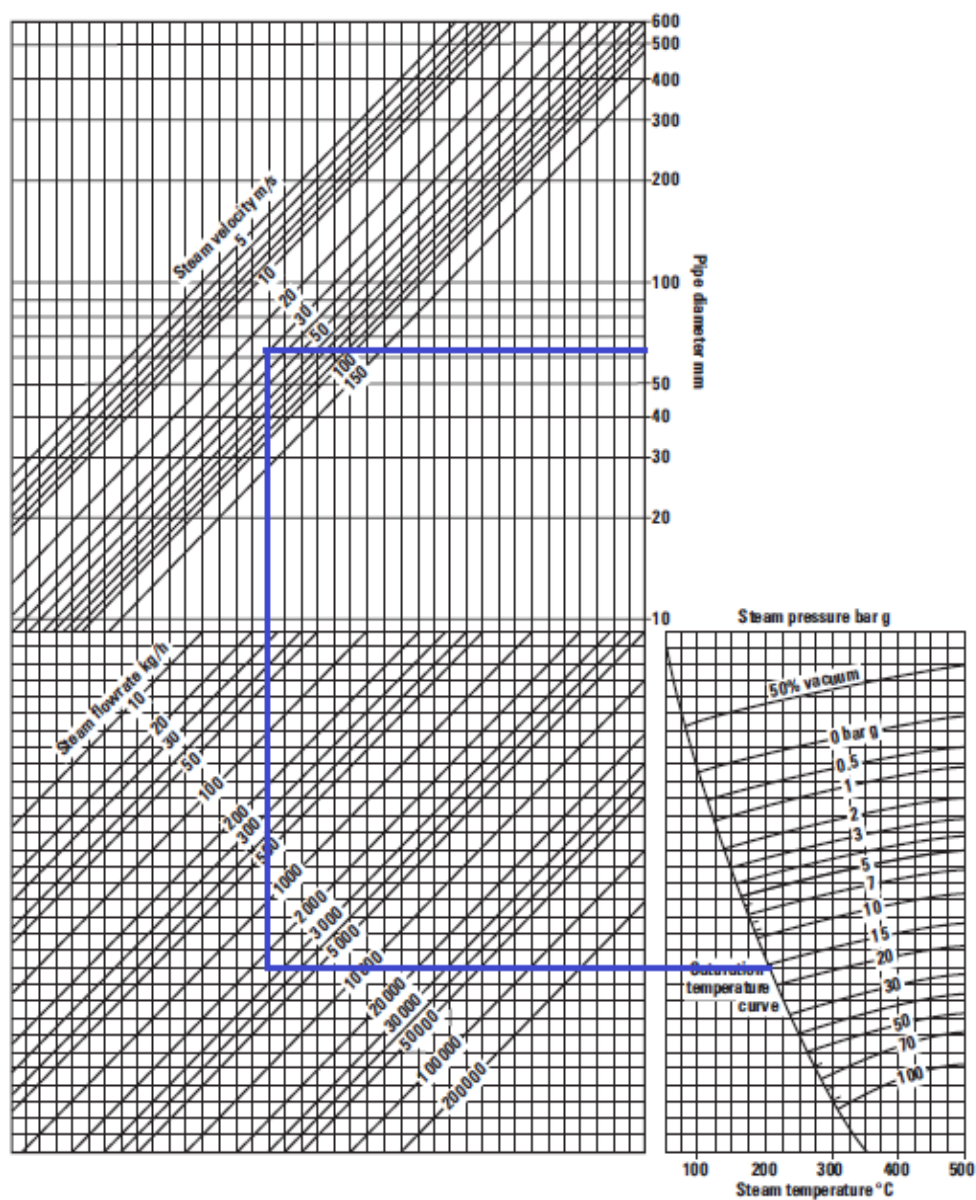


FIGURA 3.3 EJEMPLO DE USO DE LA GRÁFICA DEL MÉTODO DE VELOCIDAD [2]

3.2.1.3 Verificación del Cálculo Mediante un Software de Cálculo

En las páginas web de los distintos fabricantes de equipos y accesorios para vapor hay disponibles varios software que permiten calcular el diámetro óptimo de las tuberías de distribución para un flujo de vapor a una cierta presión. Esta herramienta de trabajo puede ser considerada como un segundo método de verificación del cálculo del diámetro de tubería para el sistema hogger realizado en la sección 3.2.1.1.

Para poder utilizar este software se necesita conocer los siguientes datos:

- Forma de cálculo: Basado en el método de velocidad por ser un tramo de tubería corto.
- Velocidad del vapor viajando a través de la tubería, 100 ft/s
- Presión del vapor saturado aguas arriba: 220 Psig.
- Flujo de vapor, 5.500 Lb/h.
- Longitud de tubería, 25 m.

En la Figura 3.4 se presenta una copia de pantalla de los resultados obtenidos en el software.

Calculation	Sizing on Velocity ▼	
Target Upstream Velocity	100	ft/s ▼
Upstream Pressure	220	psi gauge ▼
Mass Flow Rate	5500	lb/h ▼
Equivalent Pipe Length	25	m ▼
Pipe Standard and Schedule	ANSI - Schedule 40 ▼	
Calculate Reset Print		
Theoretical Pipe Bore	59.5256	mm ▼
Closest Larger Available Pipe		
Nominal Bore	65	mm ▼
Upstream Velocity	90.1881	ft/s ▼
Downstream Pressure	217.112	psi gauge ▼
Closest Smaller Available Pipe		
Nominal Bore	50	mm ▼
Upstream Velocity	128.653	ft/s ▼
Downstream Pressure	212.939	psi gauge ▼

FIGURA 3.4 HOJA DE CÁLCULO BASADA EN EL MÉTODO GRÁFICO DE VELOCIDAD [9]

El diámetro óptimo calculado por el software es de 59,52mm. Adicionalmente se presentan dos alternativas, la primera opción da el tamaño nominal inmediato superior al diámetro teórico calculado,

junto con la velocidad del vapor y la presión del vapor aguas abajo. La segunda opción es el tamaño nominal inmediato inferior al diámetro teórico calculado, junto con la velocidad del vapor y la presión del vapor aguas abajo.

Según los resultados que se presentan en el software se debe tomar como válida la primera alternativa de respuesta porque la velocidad es 90 ft/s cuando el diámetro nominal es de 65 mm, este valor se encuentra dentro de los rangos de velocidad aceptables (80 -120 ft/s). La presión aguas abajo es 217 Psig, por lo tanto no es una caída de presión muy significativa.

Con la segunda alternativa los valores de presión y velocidad cuando el diámetro nominal es de 50 mm varían demasiado respecto a las características de flujo que se desea obtener para el proceso, es por esto que se la da por descartada esta segunda opción.

3.2.1.4 Tabla de Resultados

Tomando como referencia el ejemplo mostrado en la sección 3.2.1.1 se repiten los cálculos para verificar el correcto dimensionamiento de todas las tuberías de distribución de vapor de la planta, los resultados se muestran en la Tabla 13.

TABLA 13

TABLA DE RESULTADOS DEL CÁLCULO DE LOS DIÁMETROS DE TUBERÍA

Código #	Flujo de vapor		Velocidad del vapor		Presión		Volumen		Caudal		Diámetro óptimo		NPS existente	L
	Lb/h	Kg/h	ft/s	m/s	Psig	bar g	ft ³ /Lbm	m ³ /kg	ft ³ /s	m ³ /s	in	mm	in	m
2	5500	2500	100	30,49	220	15,17	1,96	0,12	2,99	0,08	2,34	59,52	2 ½ "	25
4	2520	1145	100	30,49	220	15,17	1,96	0,12	1,37	0,04	1,59	40,29	2"	30
5	2520	1145	100	30,49	220	15,17	1,96	0,12	1,37	0,04	1,59	40,29	2"	30
1	2650	1205	100	30,49	220	15,17	1,96	0,12	1,44	0,04	1,63	41,31	2"	20
1B	2278	1035	100	30,49	165	11,38	2,55	0,16	1,61	0,05	1,72	43,65	2"	7
1B-1	711	323	100	30,49	165	11,38	2,55	0,16	0,50	0,01	0,96	24,39	1"	2
1B-2	1567	712	100	30,49	165	11,38	2,55	0,16	1,11	0,03	1,43	36,20	1 ½ "	6
3	4240	1927	100	30,49	220	15,17	1,96	0,12	2,31	0,07	2,06	52,26	2"	10
3A	3500	1591	100	30,49	15	1,03	13,89	0,87	13,50	0,38	4,98	126,39	6"	25
3B	740	336	100	30,49	25	1,72	10,57	0,66	2,17	0,06	2,00	50,70	2"	28
6	1680	763,64	100	30,49	52	3,59	6,69	0,41	3,12	0,09	2,39	60,77	2"	32
7	1680	763,64	100	30,49	52	3,59	6,69	0,41	3,12	0,09	2,39	60,77	2"	32
8	1680	763,64	100	30,49	52	3,59	6,69	0,41	3,12	0,09	2,39	60,77	2"	32

3.2.2 Distribuidores De Vapor

La planta de café liofilizado cuenta con dos distribuidores de vapor, es muy importante que estos distribuidores estén muy bien dimensionados porque de lo contrario se convierten en un punto de generación de condensado en el vapor. El condensado es perjudicial para algunos usuarios de vapor como por ejemplo el sistema jet, razón por la cual este condensado debe ser eliminado adecuadamente por la purga del distribuidor.

3.2.2.1 Cálculo del Diámetro Óptimo del Distribuidor # 2

En la Figura 3.5 se observa el distribuidor #2 donde se indica el nombre del usuario al que se envía vapor por cada una de las tuberías. Una de estas tuberías siempre permanece asilada y únicamente se envía vapor a ese usuario cuando la planta está en mantenimiento y se necesita realizar labores de limpieza utilizando vapor a presión, por esa razón ese consumo no se toma en cuenta cuando la planta está en proceso. El distribuidor #2 recibe vapor a 220 Psig y un flujo máximo de 14.170 Lb/h en condiciones de demanda máxima.



FIGURA 3.5 DISTRIBUIDOR DE VAPOR # 2

De la tabla de las propiedades del vapor saturado del apéndice 2, se conoce que el volumen de vapor por unidad de masa a 220 Psig es de $1,96 \text{ ft}^3/\text{Lbm}$.

Utilizando la Ecuación 3.7 se calcula el caudal de vapor que circula por el distribuidor.

$$Q = \dot{m} * v_g \quad (\text{Ec. 3.7})$$

$$Q = 14.170 \frac{\text{lbm}}{\text{hr}} * 1,96 \frac{\text{ft}^3}{\text{Lbm}} * \frac{1 \text{ hr}}{3.600 \text{ s}} = 7,71 \frac{\text{ft}^3}{\text{s}}$$

El valor obtenido con la Ecuación 3.7 se utiliza en la Ecuación 3.8.

$$Q = V * A \quad (Ec. 3.8)$$

$$Q = V * \frac{\pi D^2}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * Q}{V * \pi}}$$

A diferencia de las tuberías el distribuidor de vapor se debe dimensionar con una velocidad de 15 m/s (49,2 ft/s) bajo condiciones de carga máxima. Al utilizar una baja velocidad del vapor en el distribuidor ayuda a que cualquier condensado pueda ser eliminado por la purga y se garantiza que por las tuberías de distribución salga solamente vapor seco hacia los usuarios.

$$D = \sqrt{\frac{4 * 7,71}{49,2 * \pi}}$$

$$D = 0,45 \text{ ft} * \frac{12 \text{ in}}{1 \text{ ft}} = 5,4 \text{ in} = 136 \text{ mm}$$

Las dimensiones del bolsillo de drenaje del distribuidor se obtienen en base a la Tabla 14.

TABLA 14
DIMENSIONES DEL BOLSILLO DE UN DISTRIBUIDOR
DE VAPOR [2]

Diámetro - D	d_1	d_2
Hasta 100 mm	$d_1 = D$	Mínimo $d_2 = 100$ mm
125 - 200 mm	$d_1 = 100$ mm	Mínimo $d_2 = 150$ mm
Mayor a 250 mm	$d_1 \geq D/2$	Mínimo $d_2 = D$

$$d_1 = 100 \text{ mm} = 4 \text{ in}$$

$$d_2 = 150 \text{ mm} = 6 \text{ in}$$

No existe una fórmula que indique la longitud porque esta dimensión está en función de la cantidad de salidas que se decida poner en el distribuidor.

3.2.2.2 Cálculo del Diámetro Óptimo del Distribuidor #3

En la Figura 3.6 se muestra el distribuidor #3 cuyo flujo máximo de vapor es de 5.040 Lb/h a 52 Psig, esta condición se da en el instante previo al arranque del proceso cuando las bandejas de secado están frías y requieren más vapor. Con estos datos se repite el procedimiento de cálculo utilizado para el distribuidor #2.



FIGURA 3.6 DISTRIBUIDOR DE VAPOR #3

El diámetro óptimo del distribuidor # 3 debe ser de:

$$D = 5,8 \text{ in} = 147 \text{ mm}$$

Basado en la Tabla 14 las dimensiones del bolsillo del distribuidor deben ser de:

$$d_1 = 100 \text{ mm} = 4 \text{ in}$$

$$d_2 = 150 \text{ mm} = 6 \text{ in}$$

3.2.2.3 Tabla de Resultados

En la Tabla 15 muestra las dimensiones óptimas calculadas de los distribuidores de vapor existentes en la planta de elaboración de café.

TABLA 15
DIMENSIONES ÓPTIMAS DE LOS DISTRIBUIDORES DE
LA PLANTA

Distribuidor	Diámetro ideal (D)	Diámetro del bolsillo (d_1)	Long. del bolsillo (d_2)	Diámetro existente
# 2	5,4 in	4 in	6 in	6 in
# 3	5,8 in	4 in	6 in	4 in

3.2.3 Aislamiento Térmico

En la presente sección se va a calcular la pérdida de calor por las tuberías de distribución y el potencial ahorro que se puede obtener si se cambia el aislamiento.

3.2.3.1 Pérdidas De Calor Actual

A manera de ejemplo se va a calcular la pérdida de energía a través de la tubería de código #5 de la Tabla 4. Basado en el concepto de convección libre se utilizará el modelo de pérdidas de energía para un cilindro largo horizontal. [10]

Con la cámara termográfica de la Figura 1.19 se toma tres mediciones de temperatura en la superficie de la tubería, para el caso de la tubería de distribución #5 se obtiene una temperatura promedio de 57 °C y para el cálculo se utiliza una temperatura ambiente para la ciudad de Guayaquil de 25°C. Con la Ecuación 3.9 se calcula la temperatura de película.

$$T_s = 57^\circ\text{C} = 330\text{ K}$$

$$T_\infty = 25^\circ\text{C} = 298\text{ K}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (\text{Ec. 3.9})$$

$$T_f = \frac{57 + 25}{2} = 41^\circ\text{C} = 314\text{ K}$$

Se evalúa las propiedades del aire a la temperatura de película en las tablas del Apéndice 3.

$$K_a = 0,02733\text{ W/m K}$$

$$\nu = 0,0000173\text{ m}^2/\text{s}$$

$$\alpha = 0,00002457\text{ m}^2/\text{s}$$

$$Pr = 0,705$$

$$\beta = 0,0031847\text{ K}^{-1}$$

En la Tabla 16 se presentan las propiedades del aire evaluadas a la temperatura de película para todas las tuberías de distribución de la planta.

TABLA 16
PROPIEDADES DEL AIRE EVALUADAS A LA TEMPERATURA DE PELÍCULA PARA TODAS
LAS TUBERÍAS DE DISTRIBUCIÓN

Código	NPS	L(m)	T _s		T _∞		T _f		ka (W/m K)	ν (m ² /s)	α (m ² /s)	Pr	β (K ⁻¹)
			°C	K	°C	K	°C	K					
#2	2 ½"	25	55	328	25	298	40	313	0,02726	0,00001720	0,00002442	0,7052	0,0031949
#3	2"	10	61	334	25	298	43	316	0,02748	0,00001750	0,00002487	0,7048	0,0031646
#3A	6"	25	42	315	25	298	33,5	306,5	0,02678	0,00001654	0,00002346	0,7061	0,0032626
#3B	2"	28	45	318	25	298	35	308	0,02689	0,00001669	0,00002368	0,7059	0,0032468
#4	2"	30	59	332	25	298	42	315	0,02741	0,00001740	0,00002472	0,7049	0,0031746
#5	2"	30	57	330	25	298	41	314	0,02733	0,00001730	0,00002457	0,7050	0,0031847
#1	2"	20	54	327	25	298	39,5	312,5	0,02723	0,00001715	0,00002435	0,7053	0,0032000
#1B	2"	7	65	338	25	298	45	318	0,02763	0,00001770	0,00002516	0,7049	0,0031447
#6	2"	32	51	324	25	298	38	311	0,02711	0,00001699	0,00002413	0,7055	0,0032154
#7	2"	32	49	322	25	298	37	310	0,02704	0,00001690	0,00002398	0,7056	0,0032258
#8	2"	32	53	326	25	298	39	312	0,02719	0,00001710	0,00002428	0,7053	0,0032051

Con la Ecuación 3.10 se calcula el número de Rayleigh, el valor "D" que se debe considerar en esta ecuación es el diámetro de la tubería incluyendo el aislamiento.

$$R_a = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu\alpha} \quad (Ec. 3.10)$$

$$R_a = \frac{9,8 * 0,0031847 * (57 - 25) * 0,111^3}{0,0000173 * 0,00002457}$$

$$R_a = 3'213.381,28$$

Con la Ecuación 3.11 se calcula el número de Nusselt para convección libre sobre un cilindro horizontal, en la Tabla 17 se encuentran detalladas las constantes de la Ecuación 3.11. [10]

$$N_U = C R_a^n \quad (Ec 3.11)$$

TABLA 17
CONSTANTES PARA CONVECCIÓN LIBRE
SOBRE UN CILINDRO HORIZONTAL [10]

R_a	C	n
$10^{-10} - 10^{-2}$	0,675	0,058
$10^{-10} - 10^{-2}$	1,02	0,148
$10^2 - 10^4$	0,850	0,188
$10^4 - 10^7$	0,480	0,250
$10^7 - 10^{12}$	0,125	0,333

$$N_u = 0,48(3'213.381,28)^{0,25}$$

$$N_u = 20,32$$

El coeficiente de convección se calcula utilizando la Ecuación 3.12.

$$h_c = \frac{k_a}{D} N_u \quad (Ec \ 3.12)$$

$$h_c = \frac{0,02733 * 20,32}{0,111}$$

$$h_c = 5,003 \frac{W}{m^2K}$$

El coeficiente de radiación se calcula utilizando la Ecuación 3.13.

$$h_r = \frac{\varepsilon * \sigma * (T_s^4 - T_\infty^4)}{T_s - T_\infty} \quad (Ec \ 3.13)$$

$$h_r = \frac{0,09 * (5,67 * 10^{-8}) * (330^4 - 298^4)}{330 - 298}$$

$$h_r = 0,6336 \frac{W}{m^2 K}$$

Con la Ecuación 3.14 se calculan las pérdidas actuales de energía por convección y radiación de la tubería con aislante cubierta con una hoja de aluminio. Se utiliza un valor de emisividad del aluminio de 0,09. En el Apéndice 4 hay una tabla de emisividades para algunos materiales comunes. [11]

$$q' = h_c \pi D (T_s - T_\infty) + \varepsilon \pi D \sigma (T_s^4 - T_\infty^4) \quad (Ec \ 3.14)$$

$$q' = 5,003 \pi * 0,111 * (330 - 298) + 0,09 \pi * 0,111 * (5,67 * 10^{-8}) * (330^4 - 298^4)$$

$$q' = 62,96 \frac{W}{m}$$

En la Tabla 18 se presentan las pérdidas actuales de energía de todas las tuberías de distribución de la planta.

TABLA 18
PÉRDIDAS ACTUALES DE ENERGÍA POR LAS TUBERÍAS DE DISTRIBUCIÓN DE LA PLANTA

Código	R_a	C	n	N_u	h_c (W/m ² ·K)	ε	σ	h_r (W/m ² ·K)	h_{rc} (W/m ² ·K)	q' (W/m)
#2	7431109,30	0,48	0,25	25,0614	4,5781	0,09	$5,67 \times 10^{-8}$	0,6274	5,2055	73,21
#3	3520164,69	0,48	0,25	20,7913	5,1415	0,09	$5,67 \times 10^{-8}$	0,6462	5,7876	72,74
#3A	27533978,6	0,48	0,25	34,7703	3,4503	0,09	$5,67 \times 10^{-8}$	0,5882	4,0385	58,21
#3B	2209543,94	0,48	0,25	18,5062	4,4781	0,09	$5,67 \times 10^{-8}$	0,5970	5,0752	35,44
#4	3374675,71	0,48	0,25	20,5731	5,0745	0,09	$5,67 \times 10^{-8}$	0,6399	5,7144	67,83
#5	3213381,28	0,48	0,25	20,3200	5,0030	0,09	$5,67 \times 10^{-8}$	0,6336	5,6366	62,96
#1	2988451,99	0,48	0,25	19,9573	4,8903	0,09	$5,67 \times 10^{-8}$	0,6243	5,5146	55,83
#1B	3798484,56	0,48	0,25	21,1906	5,2688	0,09	$5,67 \times 10^{-8}$	0,6590	5,9278	82,78
#6	2742354,89	0,48	0,25	19,5331	4,7653	0,09	$5,67 \times 10^{-8}$	0,6151	5,3804	48,84
#7	2569064,82	0,48	0,25	19,2170	4,6761	0,09	$5,67 \times 10^{-8}$	0,6090	5,2851	44,28
#8	2906832,73	0,48	0,25	19,8197	4,8495	0,09	$5,67 \times 10^{-8}$	0,6212	5,4707	53,48

3.2.3.2 Cálculo de la Conductividad Térmica del Aislamiento

En esta sección se va a calcular el coeficiente de conductividad térmica actual del aislamiento de las tuberías de distribución de vapor. En la Figura 3.7 se muestra el circuito térmico de 4 resistencias en serie.

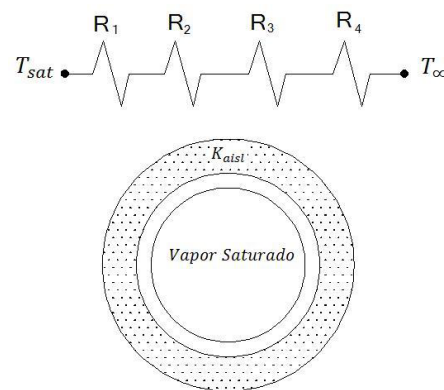


FIGURA 3.7 CIRCUITO DE RESISTENCIA TÉRMICA DE TUBERÍA #5

En el Apéndice 5 están las dimensiones de las tuberías cédula 40 para vapor, las dimensiones de la tubería #5 de diámetro 2" son las siguientes:

- $D_1 = 2,067'' = 0,053 \text{ m}$ (Diámetro interior)
- $D_2 = 2,375'' = 0,06 \text{ m}$ (Diámetro exterior)
- Espesor del aislante: 1 in

- $D_3 = 4,375'' = 0,111 \text{ m}$ (Diámetro de la tubería y el aislante)

La conductividad térmica de la tubería de acero al carbono ($54 \text{ W/m}\cdot\text{K}$) se la obtiene de la tabla de propiedades de algunos materiales del Apéndice 6.

Se conoce que por la tubería #5 circula vapor saturado a $15,17 \text{ bar g}$ cuya temperatura de saturación es $201,95^\circ\text{C}$.

A continuación se evalúan las propiedades del vapor a la T_{sat} en la tabla del Apéndice 7.

- $T_{\text{sat}} : 201,95 \text{ }^\circ\text{C}$
- $v : 0,1223 \text{ m}^3/\text{kg}$
- $\mu: 0,00001581 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$
- $\text{Pr}: 1,2149$
- $K_v: 0,0372 \text{ W}/\text{m}\cdot\text{K}$

En la Tabla 19 se presentan las propiedades del vapor a la temperatura de saturación para todas las tuberías de distribución de la planta.

TABLA 19
PROPIEDADES DEL VAPOR EVALUADAS EN LA TEMPERATURA DE SATURACIÓN

Código	D ₁ (m)	D ₂ (m)	D ₃ (m)	K _T W/m·K	P bar g	V m/s	T _{sat} °C	v m ³ /kg	μ N·s/m ²	Pr	Kv W/m* ² K
#2	0,063	0,073	0,149	54	15,17	30,49	201,95	0,1223	0,00001581	1,2149	0,0372
#3	0,053	0,060	0,111	54	15,17	30,49	201,95	0,1223	0,00001581	1,2149	0,0372
#3A	0,154	0,168	0,270	54	1,035	30,49	120,96	0,867	0,00001283	1,0209	0,0267
#3B	0,053	0,060	0,111	54	1,72	30,49	130,38	0,6606	0,00001318	1,04	0,0028
#4	0,053	0,060	0,111	54	15,17	30,49	201,95	0,1223	0,00001581	1,2149	0,0372
#5	0,053	0,060	0,111	54	15,17	30,49	201,95	0,1223	0,00001581	1,2149	0,0372
#1	0,053	0,060	0,111	54	15,17	30,49	201,95	0,1223	0,00001581	1,2149	0,0372
#1B	0,053	0,060	0,111	54	11,38	30,49	189,35	0,1586	0,00001527	1,177	0,0349
#6	0,053	0,060	0,111	54	3,59	30,49	148,75	0,4059	0,00001385	1,079	0,0299
#7	0,053	0,060	0,111	54	3,59	30,49	148,75	0,4059	0,00001385	1,079	0,0299
#8	0,053	0,060	0,111	54	3,59	30,49	148,75	0,4059	0,00001385	1,079	0,0299

Con la Ecuación 3.15 se calcula el número de Reynolds para establecer el tipo de flujo.

$$Re = \frac{\rho V D_1}{\mu} \quad (Ec \ 3.15)$$

$$Re = \frac{\frac{1}{0,1223} * 30,49 * (2,067 * 0,0254)}{0,00001581}$$

$$Re = 827.891$$

En tuberías cuando se alcanzan condiciones de flujo turbulento totalmente desarrolladas el número de Reynolds es aproximadamente 10.000.

Se aplica la Ecuación 3.16 para calcular el número de Nusselt para un flujo turbulento en tubos circulares.

$$N_u = 0,023 R_{ED}^{0,8} P_r^{0,33} \quad (Ec \ 3.16)$$

$$N_u = 0,023(827.891)^{0,8}(1,2149)^{0,33}$$

$$N_u = 1.330,47$$

El coeficiente de convección al interior de la tubería #5 se calcula con la Ecuación 3.17.

$$h_c = \frac{k_v}{D_1} N_u \quad (Ec. 3.17)$$

$$h_c = \frac{0,0372 * 1330,47}{(2,067 * 0,0254)}$$

$$h_c = 942,7 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Para calcular la resistencia de convección R_1 al interior de la tubería se utiliza la Ecuación 3.18.

$$R_1 = \frac{1}{h_c} \quad (Ec 3.18)$$

$$R_1 = \frac{1}{942,7} = 1,06078 * 10^{-3} \frac{m^2 K}{W}$$

Para calcular la resistencia de conducción de la tubería de acero al carbono se utiliza la Ecuación 3.19.

$$R_2 = \frac{D_1}{2k_T} \ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right) \quad (Ec 3.19)$$

$$R_2 = \frac{2,067 * 0,0254}{2(54)} \ln\left(\frac{2,375}{2,067}\right) = 6,75 * 10^{-5} \frac{m^2 K}{W}$$

La Ecuación 3.20 es la resistencia de conducción del aislamiento, de esta ecuación se puede despejar su coeficiente de conductividad.

$$R_3 = \frac{D_1}{2k_{aisl}} \ln\left(\frac{D_3}{D_2}\right) \quad (Ec. 3.20)$$

$$R_3 = \frac{0,053}{2k_{aisl}} \ln\left(\frac{0,111}{0,06}\right)$$

$$R_3 = \frac{0,016}{k_{aisl}}$$

La Ecuación 3.21 permite calcular la resistencia de convección y radiación al exterior de la tubería.

$$R_4 = \frac{D_1}{D_3 h_{rc}} \quad (Ec. 3.21)$$

$$R_4 = \frac{2,067}{4,375 (5,64)} = 0,08376 \frac{m^2 K}{W}$$

Con la Ecuación 3.22 se calcula el coeficiente global de transferencia de calor.

$$U_1 = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4} \quad (Ec. 3.22)$$

$$U_1 = \frac{1}{(1 * 10^{-3}) + (6,75 * 10^{-5}) + \frac{0,016}{K_{aisl}} + 0,09}$$

Finalmente se reemplazan los valores en la Ecuación 3.23 y se obtiene el coeficiente de conductividad del asilamiento de la tubería.

$$q' = \pi D_1 U_1 (T_{sat} - T_{\infty}) \quad (Ec. 3.23)$$

$$62,96 = \pi * 0,056 * \frac{1}{0,085 + \frac{0,016}{k_{aisl}}} * (201,95 - 25)$$

$$k_{aisl} = 0,042 \frac{W}{m K}$$

TABLA 20
COEFICIENTES ACTUALES DE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DEL AISLAMIENTO DE LAS
TUBERÍAS DE DISTRIBUCIÓN

Código	R_e	N_U	h_c $W/m^2 \cdot K$	R_1 $m^2 \cdot K / W$	R_2 $m^2 \cdot K / W$	R_4 $m^2 \cdot K / W$	K_{aisl} $W/m \cdot K$
#2	988903,477	1533,73	909,782268	0,00109916	$8,84012 \times 10^{-5}$	0,08073301	0,057
#3	827891,246	1330,47	942,700182	0,00106078	$6,75227 \times 10^{-5}$	0,081632006	0,050
#3A	422256,353	733,08	127,057407	0,00787046	$12,5974 \times 10^{-5}$	0,141346231	0,056
#3B	183855,928	379,25	20,2262228	0,04944077	$6,75227 \times 10^{-5}$	0,093092237	0,046
#4	827891,246	1330,47	942,700182	0,00106078	$6,75227 \times 10^{-5}$	0,082678475	0,046
#5	827891,246	1330,47	942,700182	0,00106078	$6,75227 \times 10^{-5}$	0,083829056	0,042
#1	827891,246	1330,47	942,700182	0,00106078	$6,75227 \times 10^{-5}$	0,085673848	0,037
#1B	660981,642	1099,60	730,94857	0,00136809	$6,75227 \times 10^{-5}$	0,079701819	0,065
#6	284749,384	544,75	310,235964	0,00322335	$6,75227 \times 10^{-5}$	0,087811328	0,049
#7	284749,384	544,75	310,235964	0,00322335	$6,75227 \times 10^{-5}$	0,089394792	0,044
#8	284749,384	544,75	310,235964	0,00322335	$6,75227 \times 10^{-5}$	0,086362141	0,055

3.2.3.3 Pérdidas de Calor con Aislamiento Nuevo

Continuando con el mismo ejemplo de la tubería de distribución #5, se procede a calcular las pérdidas de energía pero considerando la instalación de aislamiento térmico nuevo. Se repite el procedimiento de cálculo utilizado en la sección anterior pero ahora se comienza asumiendo una temperatura de superficie. Por facilidad se comenzará el cálculo con los mismos 57 °C asumidos anteriormente. Las dimensiones de las tuberías son las mismas, lo único que cambiará para este nuevo cálculo será el valor de conductividad del aislamiento.

$$T_s = 57^\circ\text{C} = 330 \text{ K (Temperatura Asumida)}$$

$$T_\infty = 25^\circ\text{C} = 298 \text{ K}$$

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (\text{Ec. 3.9})$$

$$T_f = \frac{57 + 25}{2} = 41^\circ\text{C} = 314 \text{ K}$$

Se evalúa las propiedades del aire a la temperatura de película en las tablas del Apéndice 3.

$$K_a = 0,02733 \text{ W/m K}$$

$$\nu = 0,0000173 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\alpha = 0,00002457 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$P_r = 0,705$$

$$\beta = 0,0031847 \text{ K}^{-1}$$

Por el hecho de haber asumido la misma temperatura de la condición anterior se toman los mismos resultados de la Tabla 16.

$$h_{rc} = 5,6366 \frac{W}{m^2K}$$

Las condiciones del vapor viajando al interior de la tubería son las mismas, por lo tanto se utilizan los mismos valores de resistencia R_1 , R_2 de la Figura 3.7 que son la resistencia de convección del vapor y la resistencia de conducción de la tubería.

$$R_1 = 1,06078 * 10^{-3} \frac{m^2K}{W}$$

$$R_2 = 6,75 * 10^{-5} \frac{m^2K}{W}$$

Con la Ecuación 3.20 se calcula la resistencia de conducción del aislamiento nuevo. En el Apéndice 8 se muestra la ficha técnica del aislamiento nuevo de donde se conoce que su conductividad térmica es de 0,035 W/m·K.

$$R_3 = \frac{D_1}{2k_{aisl}} \ln\left(\frac{D_3}{D_2}\right) \quad (Ec. 3.20)$$

$$R_3 = \frac{2,067 * 0,0254}{2 * 0,035} \ln\left(\frac{4,375}{2,375}\right)$$

$$R_3 = 0,4582 \frac{m^2 K}{W}$$

Con Ecuación 3.21 se calcula la resistencia de convección y radiación al exterior de la tubería.

$$R_4 = \frac{D_1}{D_3 h_{rc}} \quad (Ec 3.21)$$

$$R_4 = \frac{2,067}{4,375 (5,6366)} = 0,08381 \frac{m^2 K}{W}$$

La Ecuación 3.22 se calcula el coeficiente global de transferencia de calor.

$$U_1 = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4} \quad (Ec. 3.22)$$

$$U_1 = \frac{1}{(1,06078 * 10^{-3}) + (6,75 * 10^{-5}) + 0,4582 + 0,08381}$$

$$U_1 = 1,8412 \frac{W}{m^2 K}$$

Se reemplazan los valores en la Ecuación 3.23 y se obtiene la pérdida de energía con el aislamiento nuevo.

$$q' = \pi D_1 U_1 (T_{sat} - T_{\infty}) \quad (Ec. 3.23)$$

$$q' = \pi * 0,053 * 1,8413 (201,95 - 25)$$

$$q' = 54,25 \frac{W}{m}$$

Finalmente se utiliza la Ecuación 3.24 para calcular la temperatura de superficie de la tubería con el aislamiento nuevo y comprobar que sea la misma que se asumió al inicio del cálculo.

$$q' = \pi D_3 h_{rc} (T_s - T_{\infty}) \quad (Ec. 3.24)$$

$$T_s(\text{Calculada}) = \frac{q'}{\pi D_3 h_{rc}} + T_{amb}$$

$$T_s(\text{Calculada}) = \frac{54,25}{\pi * 0,111 * 5,6366} + 25$$

$$T_s(\text{Calculada}) = 52,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Al no coincidir la temperatura de superficie asumida con la calculada se debe iniciar un proceso iterativo hasta que se logre que las temperaturas asumida y calculada sean iguales.

Se repite el mismo procedimiento, para la segunda iteración se debe considerar que la temperatura asumida debe ser (52,6 °C) y así hasta lograr que el valor asumido sea igual que el calculado. En la Tabla 21 se muestra los resultados del proceso iterativo.

TABLA 21
PROCESO ITERATIVO DE LA TUBERÍA DE
DISTRIBUCIÓN #5

ITERACIÓN No.	T_s (Asumida) °C	q' (W/m)	T_s (Calculada) °C
1	57	54,25	52,60
2	52,6	53,45	53,08
3	53,08	53,50	52,98
4	52,98	53,48	53,01
5	53,01	53,48	53,01

Para el caso de la tubería# 5, con 5 iteraciones se determinó que la temperatura en la superficie es de 53,01 °C y que la pérdida de calor con aislamiento nuevo es de 53,48 W/m.

3.2.3.4 Ahorro

En la Tabla 22 se muestran los resultados de las pérdidas de energía actuales y las pérdidas si se cambia el aislamiento. Para el caso de la tubería de distribución #5 la cantidad de energía ahorrada si se cambia el aislamiento sería 9,48 W/m.

Entonces:

$$q' = 9,48 \frac{W}{m} * 30m * \frac{3,412 \frac{Btu}{h}}{1W} * \frac{1MMBtu}{10^6 Btu} * 8400 h$$

$$q = 8,15 \frac{MMBtu}{año}$$

Este valor de energía ahorrada se la convierte en dinero utilizando el costo de la energía calculado en la sección 3.1.3.

$$Ahorro = 8,15 \frac{MMBtu}{año} * 7,10 \frac{\$}{Btu}$$

$$Ahorro = \frac{\$ 57,87}{año}$$

TABLA 22
AHORRO DE ENERGÍA Y DINERO CON AISLAMIENTO NUEVO
EN LAS TUBERÍAS DE DISTRIBUCIÓN

Código	L (m)	PÉRDIDA ACTUAL q' (W/m)	PÉRDIDA CON AISLAMIENTO NUEVO q' (W/m)	q' (W/m)	AHORRO MMBtu/año	\$/año
#2	25	73,21	47,85	25,36	18,17	129,01
#3	10	72,74	53,5	19,24	5,51	39,15
#3A	25	58,21	38,73	19,48	13,96	99,10
#3B	28	35,44	28,78	6,66	5,34	37,95
#4	30	67,83	52,96	14,87	12,79	90,78
#5	30	62,96	53,48	9,48	8,15	57,87
#1	20	55,83	53,48	2,35	1,35	9,56
#1B	7	82,78	49,56	33,22	6,66	47,32
#6	32	48,84	36,86	11,98	10,99	78,01
#7	32	44,28	36,86	7,42	6,81	48,32
#8	32	53,48	36,86	16,62	15,24	108,23
TOTAL						745,30

3.2.4 Fugas en Tuberías de Distribución

Durante los recorridos realizados por el circuito de vapor se pudo detectar la presencia de 2 fugas por orificios en tuberías de distribución. En esta sección se va a cuantificar las pérdidas económicas por no corregir estas fugas.

3.2.4.1 Cálculo de las Pérdidas

La Tabla 1 es utilizada para estimar la cantidad de vapor que se pierde por las fugas que se describen a continuación.

Fuga 1:

- Ubicación: Tubería #3A que alimenta con vapor a los condensadores.
- Presión de vapor en la línea: 15 Psig.
- Diámetro de la fuga: 0,28"

Flujo de vapor perdido por el orificio:

$$Fuga\ 1 = 56,9 \frac{Lb}{h}$$

Basado en 8400 horas de operación al año:

$$Fuga\ 1 = 56,9 \frac{Lb}{h} * 8.400\ h = 477.960\ Lbm$$

Para saber cuánto esta fuga representa en dinero se multiplica por el costo de generación de vapor.

$$Pérdida\ 1 = 477.960\ Lbm * \frac{\$0,0067}{Lbm}$$

$$P\acute{e}rdida\ 1 = \frac{\$3.202}{a\tilde{n}o}$$

Fuga 2:

- Ubicación: Tubería # 6 que alimenta con vapor a las bandejas de secado.
- Presión de vapor en la línea: 52 Psig.
- Diámetro de la fuga: 0,16"

Flujo de vapor perdido por el orificio:

$$Fuga\ 2 = 39,48 \frac{Lb}{h}$$

Basado en 8.400 horas de operación al año:

$$Fuga\ 2 = 39,48 \frac{Lb}{h} * 8.400\ h = 331.632\ Lbm$$

Para saber cuánto esto representa en dinero se multiplica por el costo de generación de vapor.

$$P\acute{e}rdida\ 2 = 331.632\ Lbm * \frac{\$0,0067}{Lbm}$$

$$Fuga\ 2 = \frac{\$2.222}{año}$$

TOTAL DE PÉRDIDAS POR FUGAS: \$ 5.424/año

3.2.5 Inventario y Reporte del Estado de Trampas

Como parte de la auditoría del circuito de vapor y condensado en una planta industrial se debe incluir un inventario de todas las trampas existentes con la finalidad de tener un registro que será de gran ayuda para poder implementar un programa de revisión periódica por parte del departamento de mantenimiento.

3.2.5.1 Metodología e Instrumentos a Utilizar

La inspección de trampas se la realizó por secciones. Cada trampa de vapor fue inspeccionada con la cámara termográfica y el equipo de ultrasonido que se mostró en el capítulo 1.

Se comenzó la inspección de trampas en el siguiente orden:

- Distribuidor #2
- Condensadores

- Sistema Jet
- Sistema Hogger
- Distribuidor #3
- Bandejas de secado

La identificación del tipo de trampa se hizo de la siguiente manera:

- Trampa de balde invertido: BI
- Trampa termodinámica: TD
- Trampa de flotador & termostato: FT

Luego de la inspección los resultados se expresaron en los siguientes términos:

- Trampa en buen funcionamiento: Ok
- Trampa fugando vapor: FV
- Trampa fuera de servicio: FS
- Trampa mal seleccionada: MS

3.2.5.2 Listado de Trampas

Trampa No.	Área	Descripción de Localización	Pres. (Psig)	Tipo	Modelo	Tamaño conexión	Resultado
1	Distribuidor de planta	Distribuidor #2	220	TD	CD33S	1"	OK
2	Condensadores	SH línea principal de defrost	220	BI	B-3	1"	OK
3	Condensadores	Bolsillo línea principal de defrost	15	FT	IFT-14	1/2"	FV
4	Condensadores	Bolsillo final de línea principal defrost	15	BI	B1-H	1/2"	OK
5	Sistema jet	SH Eaton Línea 1	220	BI	1032	1/2"	OK
6	Sistema jet	Línea 1 después del separador Eaton	220	BI	1032	3/4"	OK
7	Sistema jet	SH antes de ingresar a Jet 4 & 5	165	BI	IFT-14	1/2"	OK
8	Sistema jet	Chaqueta de Jet #1	25	FT	IFT-14	1/2"	OK
9	Sistema jet	Chaqueta de Jet #2	25	FT	IFT-14	1/2"	OK
10	Sistema jet	Chaqueta de Jet #3	25	FT	IFT-14	1/2"	OK
11	Sistema Hogger	SH antes de ingresar a Hogger 1 & 2	220	BI	1032	3/4"	OK
12	Sistema Hogger	Entrada a Hogger #2	220	BI	1032	3/4"	OK
13	Bandejas de secado	Distribuidor #3	52	BI	1032	1/2"	OK
14	Bandejas de secado	Distribuidor #3	52	BI	1032	1/2"	FS

15	Bandejas de secado	Separador de humedad de la mesa A	52	FT	F2 MOP9k	1/2"	OK
16	Bandejas de secado	Entrada de vapor mesa A	52	FT	IFT-14	1/2"	OK
17	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al RTD	52	FT	IFT-14	1/2"	OK
18	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al Termómetro	52	FT	IFT-14	1/2"	OK
19	Bandejas de secado	Separador de humedad de la mesa B	52	FT	F2 MOP9k	1/2"	OK
20	Bandejas de secado	Entrada de vapor mesa B	52	FT	IFT-14	1/2"	OK
21	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al RTD	52	FT	FTT-65	1/2"	MS
22	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al Termómetro	52	FT	IFT-14	1/2"	MS
23	Bandejas de secado	Separador de humedad de la mesa C	52	FT	F2 MOP9k	1/2"	OK
24	Bandejas de secado	Entrada de vapor mesa C	52	FT	IFT-14	1/2"	OK
25	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al RTD	52	FT	FTT-65	1/2"	MS
26	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al Termómetro	52	FT	FTT-65	1/2"	MS
27	Bandejas de secado	Separador de humedad de la mesa D	52	FT	F2 MOP9k	1/2"	OK

28	Bandejas de secado	Entrada de vapor mesa D	52	FT	IFT-14	1/2"	OK
29	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al RTD	52	FT	FTT-65	1/2"	MS
30	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al Termómetro	52	FT	FTT-65	1/2"	MS
31	Bandejas de secado	Separador de humedad de la mesa E	52	FT	F2 MOP9k	1/2"	OK
32	Bandejas de secado	Entrada de vapor mesa E	52	FT	IFT-14	1/2"	FV
33	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al RTD	52	FT	FTT-65	1/2"	MS
34	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al Termómetro	52	FT	FTT-65	1/2"	MS
35	Bandejas de secado	Separador de humedad de la mesa F	52	FT	FTT-65	1/2"	MS
36	Bandejas de secado	Entrada de vapor mesa F	52	FT	IFT-14	1/2"	OK
37	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al RTD	52	FT	IFT-14	1/2"	MS
38	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al Termómetro	52	FT	IFT-14	1/2"	MS
39	Bandejas de secado	Separador de humedad de la mesa A	52	FT	FTT-65	1/2"	OK
40	Bandejas de secado	Entrada de vapor mesa A	52	FT	FTT-65	1/2"	MS
41	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al	52	FT	IFT-14	1/2"	MS

		RTD					
42	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al Termómetro	52	FT	IFT-14	1/2"	MS
43	Bandejas de secado	Separador de humedad de la mesa B	52	FT	F2 MOP9k	1/2"	OK
44	Bandejas de secado	Entrada de vapor mesa B	52	FT	IFT-14	1/2"	OK
45	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al RTD	52	FT	FTT-65	1/2"	MS
46	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al Termómetro	52	FT	FTT-65	1/2"	MS
47	Bandejas de secado	Separador de humedad de la mesa C	52	FT	FTT-65	1/2"	OK
48	Bandejas de secado	Entrada de vapor mesa C	52	FT	IFT-14	1/2"	OK
49	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al RTD	52	FT	FTT-65	1/2"	MS
50	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al Termómetro	52	FT	FTT-65	1/2"	MS
51	Bandejas de secado	Separador de humedad de la mesa D	52	FT	F9 MOP9K	1/2"	FV
52	Bandejas de secado	Entrada de vapor mesa D	52	FT	IFT-14	1/2"	OK
53	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al RTD	52	FT	FTT-65	1/2"	MS
54	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al	52	FT	FTT-65	1/2"	MS

		Termómetro					
55	Bandejas de secado	Separador de humedad de la mesa E	52	FT	JY-2	1/2"	OK
56	Bandejas de secado	Entrada de vapor mesa E	52	FT	IFT-14	1/2"	OK
57	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al RTD	52	FT	FTT-65	1/2"	MS
58	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al Termómetro	52	FT	FTT-65	1/2"	MS
59	Bandejas de secado	Separador de humedad de la mesa F	52	FT	JY-2	1/2"	OK
60	Bandejas de secado	Entrada de vapor mesa F	52	FT	IFT-14	1/2"	OK
61	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al RTD	52	FT	IFT-14	1/2"	MS
62	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al Termómetro	52	FT	IFT-14	1/2"	MS
63	Bandejas de secado	Separador de humedad de la mesa A	52	FT	JY-2	1/2"	OK
64	Bandejas de secado	Entrada de vapor mesa A	52	FT	IFT-14	1/2"	OK
65	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al RTD	52	FT	FTT-65	1/2"	MS
66	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al Termómetro	52	FT	FTT-65	1/2"	MS
67	Bandejas de secado	Separador de humedad de la mesa	52	FT	FTT-65	1/2"	MS

		B					
68	Bandejas de secado	Entrada de vapor mesa B	52	FT	JY-2	1/2"	OK
69	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al RTD	52	FT	IFT-14	1/2"	MS
70	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al Termómetro	52	FT	IFT-14	1/2"	MS
71	Bandejas de secado	Separador de humedad de la mesa C	52	FT	FTT-65	1/2"	OK
72	Bandejas de secado	Entrada de vapor mesa C	52	FT	IFT-14	1/2"	OK
73	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al RTD	52	FT	FTT-65	1/2"	MS
74	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al Termómetro	52	FT	FTT-65	1/2"	MS
75	Bandejas de secado	Separador de humedad de la mesa D	52	FT	FTT-65	1/2"	OK
76	Bandejas de secado	Entrada de vapor mesa D	52	FT	IFT-14	1/2"	OK
77	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al RTD	52	FT	FTT-65	1/2"	MS
78	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al Termómetro	52	FT	FTT-65	1/2"	MS
79	Bandejas de secado	Separador de humedad de la mesa E	52	FT	JY-2	1/2"	OK
80	Bandejas de secado	Entrada de vapor mesa E	52	FT	IFT-14	1/2"	OK

81	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al RTD	52	FT	IFT-14	1/2"	MS
82	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al Termómetro	52	FT	IFT-14	1/2"	MS
83	Bandejas de secado	Separador de humedad de la mesa F	52	FT	JY-1	1/2"	OK
84	Bandejas de secado	Entrada de vapor mesa F	52	FT	IFT-14	1/2"	FV
85	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al RTD	52	FT	IFT-14	1/2"	MS
86	Bandejas de secado	Salida de condensado junto al Termómetro	52	FT	IFT-14	1/2"	MS

3.2.5.3 Reporte de Trampas en Mal Estado

En la Figura 3.8 se muestra una gráfica del reporte operacional del total de trampas de vapor revisadas.

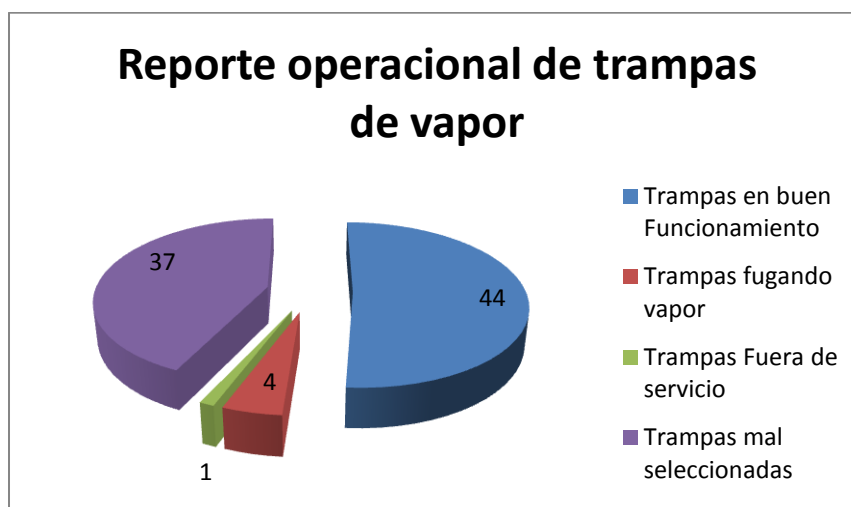


FIGURA 3.8 REPORTE OPERACIONAL DE TRAMPAS DE VAPOR

Total de trampas existentes: 86

Total de trampas revisadas: 86

Trampas en buen funcionamiento: 44

Trampas fugando vapor: 4

Trampas mal seleccionadas: 37

Trampas fuera de servicio: 1

En la sección 3.3.1 se explicará porque existen trampas que fueron mal seleccionadas, es decir que no están de acuerdo a la aplicación.

A continuación se muestran algunas de las imágenes tomadas con la cámara termográfica.

La Figura 3.9 corresponde a la Trampa #1 del inventario.

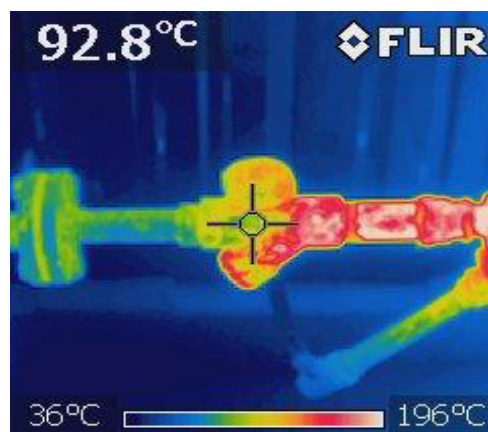


FIGURA 3.9 TRAMPA TERMODINÁMICA CON FILTRO EN BUEN FUNCIONAMIENTO

La figura 3.10 corresponde a la Trampa #3 del inventario.

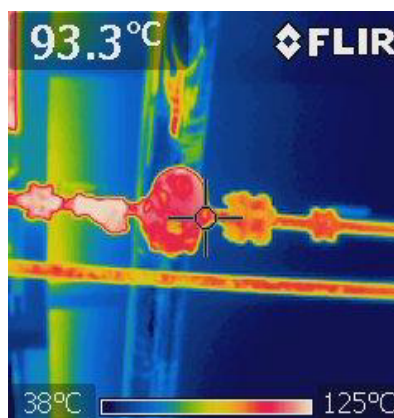


FIGURA 3.10 TRAMPA DE FLOTADOR & TERMOSTATO FUGANDO VAPOR

La Figura 3.11 corresponde a la trampa #2 del inventario.

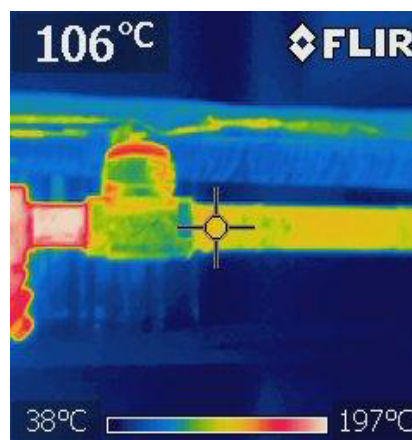
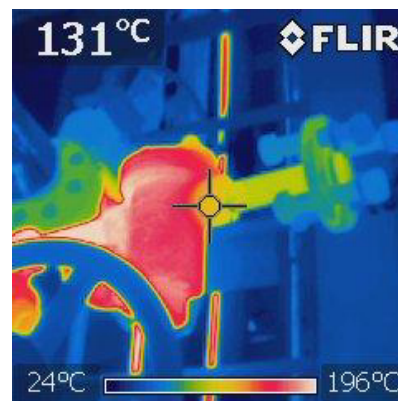


FIGURA 3.11 TRAMPA TERMODINÁMICA SIN FILTRO EN BUEN FUNCIONAMIENTO

La Figura 3.12 corresponde a la trampa #12 del inventario.



**FIGURA 3.12 TRAMPA DE BALDE INVERTIDO
EN BUEN FUNCIONAMIENTO**

3.2.6 Recuperación Del Condensado De Las Bandejas

3.2.6.1 Condición Actual

En la Figura 3.13 se observa una pérdida de vapor al ambiente, ese vapor proviene del tanque recolector de condensados de la planta que está venteado a la atmósfera y se produce debido al fenómeno de formación del vapor flash explicado en el capítulo 1.



FIGURA 3.13 PÉRDIDA DE VAPOR AL AMBIENTE

En la Figura 3.14 se muestra el tanque recolector de condensados de la planta, la tubería de mayor diámetro es el venteo atmosférico por donde se descarga el vapor flash y las tuberías más pequeñas son las de entradas de los condensados proveniente de todos los usuarios de vapor de la planta.



FIGURA 3.14 TANQUE RECOLECTOR DE CONDESADOS DE LA PLANTA

En la condición de operación actual hay que destacar lo siguiente:

- Actualmente se está mezclado en el tanque recolector de la Figura 3.14 un condesado limpio que proviene de las bandejas de secado con el de otros usuarios que por características del proceso tienen contenido orgánico.
- El tanque recolector de la Figura 3.14 recibe todos los condensados de la planta que son descargados a diferentes presiones y diferentes flujos, generando diferentes cantidades de vapor flash.

- Gran parte del condensado que recibe el tanque de la Figura 3.14 proviene de las bandejas de secado, son 2.520 Lb/h cuando la planta está en proceso. Este condensado podría ser fácilmente retornado directamente al tanque de alimentación de la caldera y aprovechar el calor sensible que posee.
- El vapor flash provocan la rápida corrosión de las tuberías de distribución que se encuentran justo por encima del venteo del tanque porque cuando el vapor choca con la superficie de las tuberías se condensa dando lugar a este problema.

3.2.6.2 Pérdidas Actuales de Energía

En esta sección se va a calcular las pérdidas por no aprovechar el calor sensible que contiene el condensado de las bandejas de secado. Este condensado llega al tanque recolector a una temperatura de 194 °F.

Se conocen los siguientes datos

- Flujo de condensado: 2.520 Lb/h
- Temperatura del condensado: 194°F

- Agua a temperatura ambiente: 77°F
- Cp (Agua): 1 Btu/Lb °F

Utilizando la Ecuación 3.25 se calcula el calor sensible que contiene el condensado.

$$\dot{q} = \dot{m}_{condensado} * C_p * (T - T_{\infty}) \quad (Ec\ 3.25)$$

$$\dot{q} = 2.520 \frac{Lb}{h} * 1 \frac{BTU}{Lb\ ^{\circ}F} * (194 - 77)^{\circ}F$$

$$\dot{q} = 294.840 \frac{Btu}{h}$$

El resultado obtenido se lo convierte a energía perdida al año basado en un tiempo de operación de la planta de 8.400 horas.

$$\dot{q} = 294.840 \frac{Btu}{hr} * \frac{1\ MMBtu}{10^6\ Btu} * \frac{8.400\ hr}{1\ año}$$

$$\dot{q} = 2.476,66 \frac{MMBtu}{año}$$

Con el costo de la energía calculado a inicios de este capítulo se convierte estas pérdidas en dinero.

$$Pérdidas = 2476,66 \frac{MMBtu}{año} * \frac{\$ 7,10}{MMBtu}$$

$$P\acute{e}rdid\acute{a}s = \frac{\$ 17.584,29}{a\tilde{n}o}$$

Si se conoce que \$0,84 es el costo de 1 gal3n de bunker, entonces la empresa podr3a dejar de utilizar 20.934 Galones de bunker al a3o si se aprovecha la energ3a del condensado proveniente de las bandejas de secado.

3.2.6.3 Propuesta de Soluci3n

Se propone independizar la descarga de condensado de las bandejas de secado utilizando un tanque flash similar al de la Figura 1.15. Al utilizar un tanque flash siempre una parte del condensado que ingresa al tanque se va a re-vaporiza y esa cantidad se puede calcular con la Ecuaci3n 1.1. La presi3n P_1 a la entrada del tanque flash es de 52 Psig y la presi3n P_2 de descarga del tanque es de 15 Psig.

$$\% Vapor flash = \frac{(h_f @ P_1) - (h_f @ P_2)}{h_{fg} @ P_2} \times 100 \quad (Ec. 1.1)$$

$$\% Vapor flash = \frac{(269 - 218) Btu/Lbm}{945,5 Btu/Lbm} \times 100$$

$$\% Vapor flash producido = 5,4 \%$$

El tanque flash descargará vapor y condensado bajo las siguientes condiciones:

- Flujo de vapor flash: 136,08 Lb/h @ 15 Psig.
- Flujo de condensado: 2.383,92 Lb/h @ 15 Psig.

Con estos datos se utiliza la gráfica de la Figura 3.15 para determinar que el tamaño óptimo del tanque flash es de 8”.

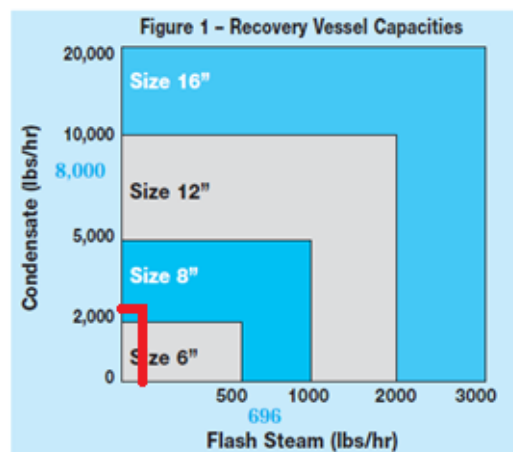


FIGURA 3.15 GRÁFICA PARA SELECCIÓN DE TANQUE FLASH

El flujo de vapor flash se lo puede enviar a la tubería de distribución de vapor #3A que también opera a 15 Psig y el flujo de condensado se lo debe enviar

directamente al tanque de alimentación de la caldera utilizando una bomba mecánica, de esta manera se logra dos efectos muy importantes, el primero es disminuir la pérdida de vapor de la Figura 3.13 y la segunda es que se aprovecha el calor sensible contenido en el condensado.

3.2.7 Recuperación del Condensado del Distribuidor #2

3.2.7.1 Condición Actual

En la Figura 3.16 se muestra la purga del distribuidor #2 que descarga al ambiente, eso una vez más es una pérdida de energía porque como se ha visto en secciones anteriores el condensado tiene calor sensible que debería ser aprovechado.

Las condiciones bajo las cuales se encuentra el distribuidor #2 son las siguientes:

- Consumo promedio de vapor: 8.670 Lb/h.
- Presión de vapor: 220 Psig.



FIGURA 3.16 DESCARGA DE CONDENSADO DEL DISTRIBUIDOR #2

3.2.7.2 Pérdidas de Energía

Una regla de campo básica dice que por la purga de un distribuidor siempre se desaloja en forma de condensado entre el 10 y 15% del valor total de la carga de vapor que recibe. Se conoce que la carga promedio es de 8.670 Lb/h a una presión de 220 Psig, entonces actualmente se está perdiendo 867 Lb/h de condensado.

Una vez más utilizando la Ecuación 3.25 se calcula el calor sensible que contiene el condensado que se purga a través del distribuidor #2.

$$\dot{q} = \dot{m}_{condensado} * C_p * (T - T_{\infty}) \quad (Ec\ 3.25)$$

- Flujo de condensado: 867 Lb/h
- Temperatura del condensado: 194°F
- Agua a temperatura ambiente: 77°F
- Cp (Agua): 1 Btu/Lb °F

$$\dot{q} = 867 * 1 * (194 - 77)$$

$$\dot{q} = 101.439 \frac{Btu}{h}$$

El resultado obtenido se lo convierte a energía perdida al año basado en un tiempo de operación de la planta de 8.400 horas.

$$\dot{q} = 101.439 \frac{Btu}{hr} * \frac{1\ MMBtu}{10^6\ Btu} * \frac{8.400\ hr}{1\ año}$$

$$\dot{q} = 852,09 \frac{MMBtu}{año}$$

Con el costo de la energía calculado a inicios de este capítulo se convierte estas pérdidas a dinero.

$$Pérdidas = 852,09 \frac{MMBtu}{año} * \frac{\$ 7,10}{MMBtu}$$

$$P\acute{e}rdidas = \frac{\$ 6049,84}{a\tilde{n}o}$$

Si se conoce que \$0,84 es el costo de 1 gal3n de bunker, entonces la empresa podr3a dejar de utilizar 7.202 Galones de bunker al a3o si se aprovecha la energ3a del condensado de la purga del distribuidor #2.

3.2.7.3 Propuesta de Soluci3n

Se propone recuperar la purga del distribuidor #2 utilizando un tanque flash. Al utilizar un tanque flash siempre una parte del condensado que ingresa al tanque se va a re-vaporizar y esa cantidad se puede calcular con la Ecuaci3n 1.1. La presi3n P_1 que es la de entrada al tanque es de 220 Psig y la presi3n P_2 de descarga del tanque es de 0 Psig.

$$\% Vapor flash = \frac{(h_f @ P_1) - (h_f @ P_2)}{h_{fg} @ P_2} \times 100 \quad (Ec. 1.1)$$

$$\% Vapor flash = \frac{(370 - 180) Btu/Lbm}{970 Btu/Lbm} \times 100$$

$$\% Vapor flash producido = 19,59 \%$$

El tanque flash descargará bajo las siguientes condiciones:

- Flujo de vapor flash: 169,85 Lb/h @ 15 Psig.
- Flujo de condensado: 897,15 Lb/h @ 15 Psig.

Con estos datos se utiliza la gráfica de la Figura 3.15 para determinar que el tamaño óptimo del tanque flash es de 6”.

El flujo de vapor flash se lo puede enviar a la tubería de distribución de vapor #3A que también opera a 15 Psig y el flujo de condensado al igual que el condensado de las bandejas de secado se lo debe enviar directamente al tanque de alimentación de la caldera utilizando la misma bomba mecánica.

3.3 Problemas en los Usuarios de Vapor

3.3.1 Anegamiento de las Bandejas de Secado

La sublimación de los granos de café que se realiza en las bandejas de secado ubicadas al interior de la cámara de vacío es la etapa más crítica del proceso y como se explicó en el capítulo 2 es la etapa en donde se elimina totalmente

el contenido de agua en el producto. En esta sección se va a realizar un análisis de las bandejas de secado con el objetivo de establecer la causa del anegamiento que se produce en el sistema.

A continuación se plantean las siguientes hipótesis:

- Tuberías de descarga de condensado de las bandejas de secado están sub-dimensionadas.
- Las trampas de vapor están fallando cerradas y no permiten la descarga de condensado del sistema.

3.3.1.1 Verificación del Dimensionamiento de las Líneas de Retorno de Condensado

Como se explicó en el capítulo 2 la cámara de vacío está compuesta por tres líneas de secado y a su vez cada línea de secado posee 6 bandejas por donde se transporta el producto tal como se muestra en la Figura 3.17.



FIGURA 3.17 VISTA DE LAS TRES LÍNEAS DE SECADO DE PRODUCTO AL INTERIOR DE LA CÁMARA DE VACÍO

Las líneas de distribución de vapor y de retorno de condensados se encuentran instaladas por debajo de la cámara de vacío, ya que como es evidente por características del proceso no pueden ir al interior. En la Figura 3.18 se puede apreciar de mejor manera las conexiones que poseen las bandejas de secado, tienen 2 de entrada, una de ellas lógicamente es la alimentación de vapor saturado y la otra es utilizada para colocar un manómetro y medir la presión de entrada del vapor a la línea. Las

dos conexiones de salida son para descarga de condensado.



FIGURA 3.18 CONEXIONES DE ALIMENTACIÓN DE VAPOR Y DESCARGA DE CONDENSADO DE UNA BANDEJA DE SECADO

Producto de las mediciones realizadas en el capítulo 2 se conoce que la demanda promedio de vapor este usuario es de 2.520 Lb/h, al ser 18 bandejas de secado, entonces el consumo individual de vapor de cada bandeja es de 140 Lb/h. En el capítulo 1 se explicó que en los procesos de transferencia de calor todo lo que entra como vapor debe salir como condensado, entonces bajo esta condición cada

bandeja de secado desaloja 280 Lb/h de condensado.

A continuación se muestran las condiciones de operación de las bandejas de secado:

- Presión de vapor del sistema: 52 Psig (3,58 bar g)
- Flujo máximo de condensado por cada bandeja:
140 Lb/h (63,63 Kg/hr)
- Contrapresión en la línea de retorno de condensado: 0 Bar g

Con estos tres datos se utiliza la gráfica para el dimensionamiento de tuberías de retorno de condensado que se muestra en la Figura 3.19.

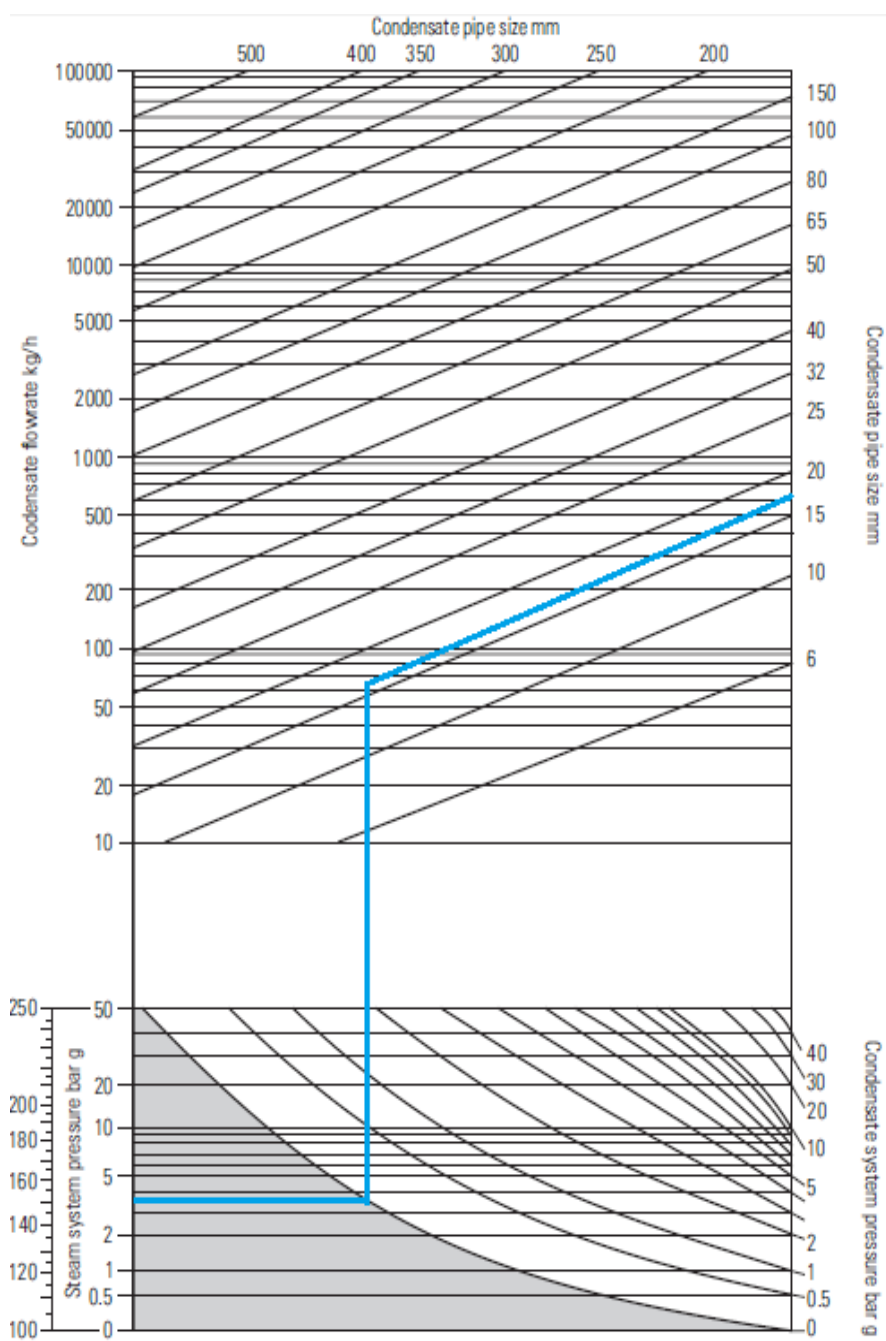
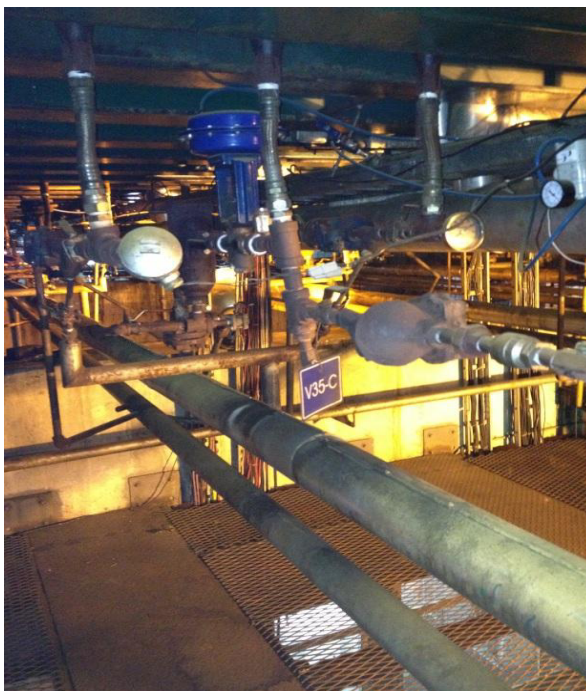


FIGURA 3.19 GRÁFICA PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS DE RETORNO DE CONDENSADO [2]

Según la selección realizada con la gráfica de la Figura 3.19 la tubería de descarga de condensado debería ser de 17 mm lo que equivale aproximadamente a una tubería de $\frac{3}{4}$ ", actualmente cada bandeja cuenta con 2 tuberías de descarga de condensado de $\frac{1}{2}$ " cada una con lo cual queda descartada la primera hipótesis planteada.

3.3.1.2 Propuesta de Solución.

Ahora el análisis se va enfocar en la segunda hipótesis planteada al comienzo de esta sección. Un detalle interesante que se ya se mencionó es que debido a las características del proceso todos los accesorios, trampas, tubería tanto de retorno de condensado como de distribución de vapor están por debajo de la cámara de vacío como se puede observar en la Figura 3.20.



**FIGURA 3.20 INSTALACIONES DE VAPOR Y
RETORNO DE CONDENSADO DE LAS BANDEJAS
DE SECADO**

En el inventario de trampas de la sección 3.2.5 se mencionó que en el área de las bandejas de secado existe un alto porcentaje de trampas cuya selección no fue la más adecuada. Siempre se recomienda que el tipo de trampa a utilizar para el drenaje de equipos de proceso sea de tipo flotador & termostato por su gran capacidad de descargar condensado de forma continua, esto puede sonar como una

contradicción porque precisamente son este tipo de trampas las que instaló, pero hay un detalle que no se tomó en cuenta y es que por la incomodidad en la que se realizó la instalación hay una distancia muy larga, aproximadamente 3 metros de longitud entre la descarga de condensado de las bandejas y las trampas de vapor. Siempre en equipos de proceso las trampas deben instalarse inmediatamente después de su salida de condensado como se observa en la Figura 3.21.

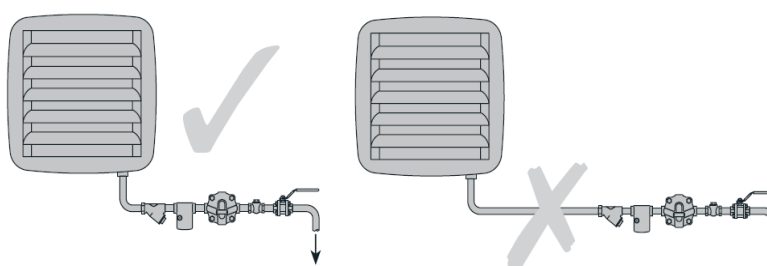


FIGURA 3.21 CORRECTA INSTALACIÓN DE TRAMPAS DE VAPOR EN EQUIPOS DE INTERCAMBIO DE CALOR [2]

Al existir una distancia muy larga entre la descarga de condensado y la trampa ante una pequeña caída

de presión se produce el fenómeno de formación de vapor flash que se explicó a inicios del capítulo 1, por diferencia de densidades este vapor flash puede viajar más rápido en la tubería, llegar primero hasta la trampa, provocar que el termostato se expanda e impida el paso de condensado hacia la línea de drenaje. A esta cantidad de vapor flash que se forma antes de la trampa se la conoce como sello de vapor. Para evitar que este bloqueo o anegamiento siga sucediendo lo recomendable es realizar el cambio total de las trampas que drenan condensado de las bandejas de secado, se debe utilizar estos mismos modelos de trampas pero con un elemento especial llamado relevador de sello de vapor “SLR”. El relevador de sello de vapor es un orificio en el termostato que ayuda a eliminar esas cantidades de vapor que provocan el bloqueo de la trampa y así pueda continuar con normalidad el ciclo de descarga de condensado.

3.3.2 Caída de Presión en la Línea de Alimentación de Vapor de los Condensadores

3.3.2.1 Condición de Operación Actual

En la línea de distribución de vapor #3A se presenta un problema de caída de presión cuando se realiza el proceso descongelamiento de las tuberías de amoníaco de los condensadores. Este problema se da porque los condensadores están supuestos a trabajar con un flujo de vapor de 3.500 Lb/h, lo cual en la realidad no está sucediendo porque como se puede apreciar en la Figura 3.22 de la línea que alimenta con vapor a los condensadores se está tomando una derivación que sirve para proporcionar vapor a las chaquetas de los jets 1, 2 y 3.



FIGURA 3.22 DERIVACIÓN TOMADA DE LA LÍNEA DE VAPOR DE LOS CONDENSADORES

No existe un dato real de cuanto es el consumo de las chaquetas de los jets por lo tanto se realiza una estimación utilizando las Ecuaciones 3.7 y 3.8. La presión de vapor en la tubería es de 25 Psig y el diámetro de tubería existente es de 2", adicionalmente de las tablas de propiedades del vapor del Apéndice 2 se conoce que el volumen es de 10,57 ft³/Lbm.

$$Q = \dot{m} * v_g \quad (Ec. 3.7)$$

$$Q = V * A \quad (Ec. 3.8)$$

$$\dot{m}_{vapor} = V * \frac{\pi D^2}{4v_g}$$

$$\dot{m}_{vapor} = 100 * \frac{\pi \left(\frac{2}{12}\right)^2}{4 (10,57)} = 0,206 \frac{Lb}{s} * \frac{3600 s}{1 h}$$

$$\dot{m}_{vapor} = 743 \frac{Lb}{h}$$

Tal como se explicó en el capítulo 2 la inyección de vapor al serpentín de los condensadores se realiza por pulsos, la caída de presión en la línea es porque se está restando 743 Lb/h de vapor del consumo que requieren los condensadores, esto afecta las condiciones de proceso en las que debe operar el equipo.

3.3.2.2 Propuesta de Solución

En la Figura 3.5 se puede apreciar que en el distribuidor #2 hay un espacio disponible para instalar una nueva tubería, entonces es recomendable independizar la línea de vapor que alimenta a las chaquetas de los jets 1,2 y 3 para que así las 743 Lb/h que consumen este usuario sean

proporcionadas por el caldero y no sean quitadas de la línea que alimenta con vapor a los condensadores.

Al realizar esta modificación hay que tener presente que el vapor que sale del distribuidor # 2 es vapor a 220 Psig por lo tanto también se debe considerar la instalación de una estación reductora de presión para obtener vapor a la presión de 25 Psig que requiere el usuario.

Ahora se necesita saber cuál es la relación de presión para saber si la estación reductora de la nueva línea debe ser de una o dos etapas.

$$\text{Relación de presión} = \frac{\text{Presión de entrada}}{\text{Presión de salida}}$$

$$\text{Relación de presión} = \frac{220 \text{ Psig}}{25 \text{ Psig}} = 8,8$$

Como la relación de presión es menor a 10 con una estación de reducción de presión es suficiente para realizar el trabajo. En el Apéndice 9 se encuentra un esquema completo de cómo realizar la correcta instalación de la estación reductora de presión de

una sola etapa junto con todos los accesorios que debe llevar.

Para saber el tamaño de tubería que se debe instalar desde el distribuidor #2 hasta la entrada de la reguladora de presión se aplica el mismo procedimiento de la sección 3.2.1.1 obteniendo como resultado un diámetro de 1”.

Entonces, el tamaño del tramo de tubería desde el distribuidor #2 hasta la entrada de la reguladora debe ser 1” y después de la reguladora de 2”. Esta diferencia de tamaños es porque cuando se reduce presión el volumen del vapor por unidad de masa aumenta. Los diámetros de tubería siempre deben ser calculados y no instalados en base a supuestos.

3.4 Resumen de la Auditoría

Se determinó que actualmente la planta tiene las pérdidas que se describen en la Tabla 23.

TABLA 23
REPORTE DE PÉRDIDAS ECONÓMICAS Y DE COMBUSTIBLE
UTILIZADO EN EXCESO

No	Usuario	Descripción	Bunker utilizado en exceso (Gal/año)	Pérdidas económicas anuales
1	Caldero #2	La purga del caldero se realiza de forma manual e ineficiente.	39.143	\$ 32.879,75
2	Bandejas de secado	No se aprovecha la energía que contiene el condensado de las bandejas de secado.	20.934	\$ 17.584,29
3	Distribuidor #2	No se recupera la purga de condensado del distribuidor #2.	7.202	\$ 6.049,84
4	Tuberías de distribución	Fugas de vapor.	-	\$5.424
PÉRDIDA TOTAL			67.279	\$ 61.937,88

Actualmente la planta de café liofilizado está utilizando de forma innecesaria 67.279 Galones de bunker los cuales representan el 10,43% del consumo actual. En la Figura 3.23 se muestra una gráfica de “Producción Vs Consumo de bunker” considerando la implementación de todos los cambios propuestos en este capítulo. Con la implementación de las mejoras propuestas se puede

llegar a producir 7,88 Kg de producto terminado por cada galón de bunker consumido.

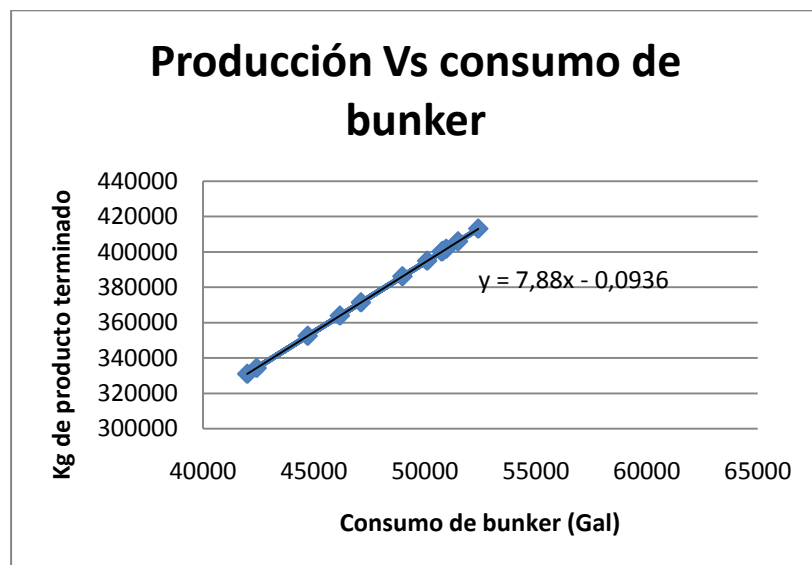


FIGURA 3.23 GRÁFICA DE “PRODUCCIÓN VS CONSUMO DE BUNKER” DESPUÉS DE IMPLEMENTAR LAS MEJORAS

Adicionalmente se reportan las siguientes novedades:

- Las tres líneas que salen del distribuidor #3 y que suministran vapor a las bandejas de secado están sub-dimensionadas para la condición de arranque. Deberían ser de 2 ½” sin embargo el problema no es tan crítico porque cuando ya se alcanzan las condiciones de proceso este usuario

consume la mitad de su demanda máxima de vapor y con una tubería de 2" es suficiente. Las demás tuberías de distribución de vapor de la planta están bien dimensionadas.

- Después de realizar los cálculos teóricos se pudo determinar que el distribuidor de vapor #3 está sub-dimensionado.
- El anegamiento en las bandejas de secado dentro de la cámara de vacío se reduce a un problema de instalación. En procesos de intercambio de calor las trampas siempre deben instalarse lo más cerca posible del equipo que se va a drenar. Si la trampa está alejada del equipo se produce un sello de vapor antes de la trampa que impide la descarga de condensado. Este problema se puede solucionar instalando trampas con relevador de sello de vapor.
- El problema de caída de presión que se registra en el proceso de descongelamiento de los serpentines de los condensadores se produce porque de la tubería de alimentación de vapor a estos usuarios se toma una derivación que sirve

para suministrar vapor a las chaquetas del sistema jet.

CAPÍTULO 4

4. PRESUPUESTO PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE MEJORAS

En este capítulo se elaborará un presupuesto referencial del costo de implementación de todas las mejoras propuestas en la auditoría detallada, para esto se procede a cotizar localmente los equipos y accesorios necesarios para cada uno de los requerimientos planteados.

4.1 Mejoras a Implementar

A continuación se proporciona una breve descripción de las mejoras sugeridas en la auditoría detallada.

Requerimiento #1. Se desea cambiar el sistema de purga de la caldera #2. Actualmente la purga se realiza de forma manual y con un tomador de muestra muy artesanal que no permite tomar una lectura correcta del total de sólidos disueltos en el agua. Se desea

implementar un sistema de purga continua de superficie para automatizar el proceso de purga y reducir la cantidad de agua eliminada en exceso del sistema. En el Apéndice 10 se muestra un diagrama de todos los componentes del nuevo sistema de purga continua de superficie.

Requerimiento #2. Se desea independizar la línea de suministro de vapor de las chaquetas del sistema jet. Actualmente de la línea de vapor que alimenta con vapor a los condensadores se toma una ramificación lo cual ocasiona que exista una caída de presión. Se debe instalar una nueva línea de vapor que salga desde el distribuidor #2.

Requerimiento #3. Se debe recuperar el condensado de la purga del distribuidor #2 mediante la implementación de un tanque flash.

Requerimiento #4. Cambiar totalmente las trampas del sistema de recuperación de condensados de las bandejas de secado para darle solución definitiva al problema de anegamiento de este usuario de vapor. Las nuevas trampas que se deben instalar deben ser las mismas de flotador & termostato pero con relevador de sello de vapor.

Requerimiento #5. Se desea recuperar el condensado de las bandejas de secado, actualmente este condensado se lo mezcla con otros condensados con contenido orgánico lo cual no hace posible retornarlo directamente al tanque de agua de alimentación de la caldera. En la auditoría detallada se propuso la implementación de un taque flash.

Requerimiento #6. Se deben corregir las 2 fugas de vapor encontradas en las tuberías de distribución.

4.2 Presupuesto Referencial

ITEM	CANT	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITARIO USD	PRECIO TOTAL USD
REQUERIMIENTO #1				
1	1	Probeta SPS-32	486	486
2	1	Controlador BSC-210	1.638	1.638
3	1	Válvula de purga 1 ½" & Actuador VPC-25	2.025	2.025
4	1	Enfriador de muestra SC32FSS	1.463	1.463
5	1	Válvula de aguja NV-400	450	450
6	1	Válvula de globo ½"	150	150
7	1	Válvula de globo 1 ½"	600	600
8	1	Instalación y puesta en marcha	1.250	1.250
REQUERIMIENTO #2				
9	1	Separador de humedad 1 ¼ " WDS-15NPT-CL	409	409
10	1	Válvula reguladora ½ " HD-12-NPT	403	403
11	1	Piloto de presión P-R	281	281
12	1	Filtro 1" WCIY-14-020S250	20	20
13	1	Trampa de flotador 1" FTT-225-14	320	320
14	1	Válvula check 1" WSSCV-14-5	96	96
15	2	Válvula de corte 1"	39	78
16	1	Válvula de seguridad WSVB-15M-16S-G	290	290
17	4	Tubería cédula 40 de 1"- Tramo de 5,80 m	20	80
18	5	Tubería cédula 40 de 2"- Tramo de 5,80 m	40	200
19	1	Instalación y puesta en marcha	1.654	1.650
REQUERIMIENTO #3				
20	1	Tanque flash 6"	1.389	1.389
21	1	Válvula de seguridad WSVB-12M-13S-D	180	180
22	1	Manómetro	60	60
23	1	Válvula de corte 2 ½"	95	95
24	2	Válvula de corte ½"	33	66
25	1	Filtro ½" WCIY-12-020S250	13	13
26	1	Trampa de flotador ½" FTT-065-12	198	198
27	1	Válvula check ½" WSSCV-12	56	56

28	1	Instalación y puesta en marcha	1.400	1.400
REQUERIMIENTO #4				
29	36	Trampa de flotador & Termostato FTT-65-12 con SLR	250	9.000
REQUERIMIENTO #5				
30	1	Tanque flash 8"	2.140	2.140
31	1	Válvula de seguridad WSVB-12M-13S-D	180	180
32	1	Manómetro	60	60
33	1	Válvula de corte 4"	130	130
34	2	Válvula de corte 1"	39	78
35	1	Filtro 1" WCIY-14-020S250	20	20
36	1	Trampa de flotador 1" FTT-225-14	320	320
37	1	Bomba de condensado PMPC 2"x1"	9.371	9.371
38	1	Instalación y puesta en marcha	4.700	4.700
REQUERIMIENTO #6				
39	1	Tubería cédula 40 de 2"- Tramo de 5,80 m	40	40
40	1	Tubería cédula 40 de 6"- Tramo de 5,80 m	117	117
41	1	Mano de obra	600	600

Costo total de materiales USD: 32.502

Mano de obra USD: 9.600

INVERSIÓN TOTAL: USD 42.102 + Iva.

4.3 Tiempo de Retorno de la Inversión

En este capítulo después de haber cotizado los equipos, accesorios e instalación con un proveedor local se conoce que la inversión necesaria para aplicar los cambios sugeridos en esta tesis de grado

es de \$ 42.102 +Iva. Se necesita establecer un nivel de prioridad para lo cual se analiza el tiempo de retorno de inversión de la implementación de cada uno de los proyectos descritos al inicio de este capítulo.

Requerimiento #1. Cambio del sistema de purga de la caldera

$$TRI = \frac{\text{Costo de implementación}}{\text{Ahorro por año}}$$

$$TRI = \frac{\$8.062}{\frac{\$32.879,75}{\text{año}} * \frac{1 \text{ año}}{12 \text{ meses}}} = 2,94 \text{ meses}$$

Requerimiento #2. Nueva línea de suministro de vapor para las chaquetas del sistema jet. Realizar esta mejora no representa un ahorro económico, pero ayudará a disminuir el tiempo que tarda el proceso de descongelamiento de los serpentines de los condensadores.

Requerimiento #3. Recuperación del condensado de la purga del distribuidor #2.

$$TRI = \frac{\text{Costo de implementación}}{\text{Ahorro por año}}$$

$$TRI = \frac{\$3.457}{\frac{\$ 6.049,84}{\text{año}} * \frac{1 \text{ año}}{12 \text{ meses}}} = 6,86 \text{ meses}$$

Requerimiento #4. Cambio de trampas de vapor en el sistema de recuperación de condensados de las bandejas de secado. Durante el año 2011 los costos de reparación de las bandejas de secado llegaron a \$83.750.

$$TRI = \frac{\text{Costo de implementación}}{\text{Ahorro por año}}$$

$$TRI = \frac{\$9.000}{\frac{\$ 83.750}{\text{año}} * \frac{1 \text{ año}}{12 \text{ meses}}} = 1,3 \text{ meses}$$

Requerimiento #5. Recuperación del condensado de las bandejas de secado.

$$TRI = \frac{\text{Costo de implementación}}{\text{Ahorro por año}}$$

$$TRI = \frac{\$16.999}{\frac{\$ 17.584,29}{\text{año}} * \frac{1 \text{ año}}{12 \text{ meses}}} = 11,6 \text{ meses}$$

Requerimiento #6. Corrección de fugas de vapor en tuberías de distribución.

$$TRI = \frac{\text{Costo de implementación}}{\text{Ahorro por año}}$$

$$TRI = \frac{\$ 757}{\frac{\$ 5.424}{\text{año}} * \frac{1 \text{ año}}{12 \text{ meses}}} = 1,7 \text{ meses}$$

Basado los tiempos de retorno de inversión, el orden de implementación de las mejoras debe ser el siguiente:

1. Cambio de trampas de vapor en el sistema de recuperación de condensados de las bandejas de secado.
2. Corrección de fugas de vapor en tuberías de distribución.
3. Cambio del sistema de purga de la caldera.
4. Recuperación del condensado de la purga del distribuidor #2.
5. Recuperación del condensado de las bandejas de secado.
6. Nueva línea de suministro de vapor para las chaquetas del sistema jet.

CAPÍTULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

En esta tesis de grado se hizo una auditoría energética al circuito de vapor y condensado de una planta de café liofilizado, este estudio incluyó las purgas de la caldera, tuberías, distribuidores, condensados que no son aprovechados adecuadamente, aislamiento de las tuberías de distribución, fugas de vapor, trampas de vapor, problemas en usuarios de vapor.

Se calculó el costo de generación de vapor y de la energía. Generar 1.000 Lb de vapor tiene un costo de \$6,70 y 1 MMBtu tiene un costo de \$7,10.

El cambio del sistema de purga de la caldera #2, la adecuada recuperación de los condensados de las bandejas de secado y del distribuidor #2, permitirán ahorrar 67.279 galones de bunker los cuales representan el 10,43% del consumo anual de combustible de la planta.

1. Se calculó teóricamente el tamaño de las tuberías de distribución de vapor, se realizó dos verificaciones, la primera con el método gráfico de velocidad y la segunda con un software de cálculo, para todos los casos se pudo determinar que las tuberías están bien dimensionadas.
2. El distribuidor de vapor #3 está sub-dimensionado, el tamaño óptimo para este distribuidor debe ser de 6". Un distribuidor sub-dimensionado provoca que el condesado que arrastra el vapor por la tubería no pueda ser desalojado por la purga del bolsillo del distribuidor.
3. El ahorro de \$745,30/año calculado por concepto del cambio del aislamiento de las tuberías de distribución de vapor no justifica por el momento la inversión a realizar, por lo tanto esta mejora debe someterse a una posterior evaluación.
4. La corrección inmediata de las 2 fugas de vapor encontradas en las líneas de distribución permiten ahorrar \$5.424/año.
5. En la inspección de trampas realizada con ultrasonido y termografía se determinó que 4 trampas están fugando vapor, 37 están mal seleccionadas, 1 está fuera de servicio y 44 están en buen funcionamiento.
6. Para el caso del anegamiento las bandejas de secado de producto en donde por inconvenientes de espacio no se puede realizar una correcta instalación de las trampas, el problema se puede solucionar

instalando trampas con relevador de sello de vapor. El anegamiento de los equipos de intercambio de calor se produce cuando las trampas de vapor no se instalan inmediatamente después de la descarga de condensado del equipo de intercambio de calor, esto provoca el bloqueo de la trampa debido a la formación de un sello de vapor antes de la trampa.

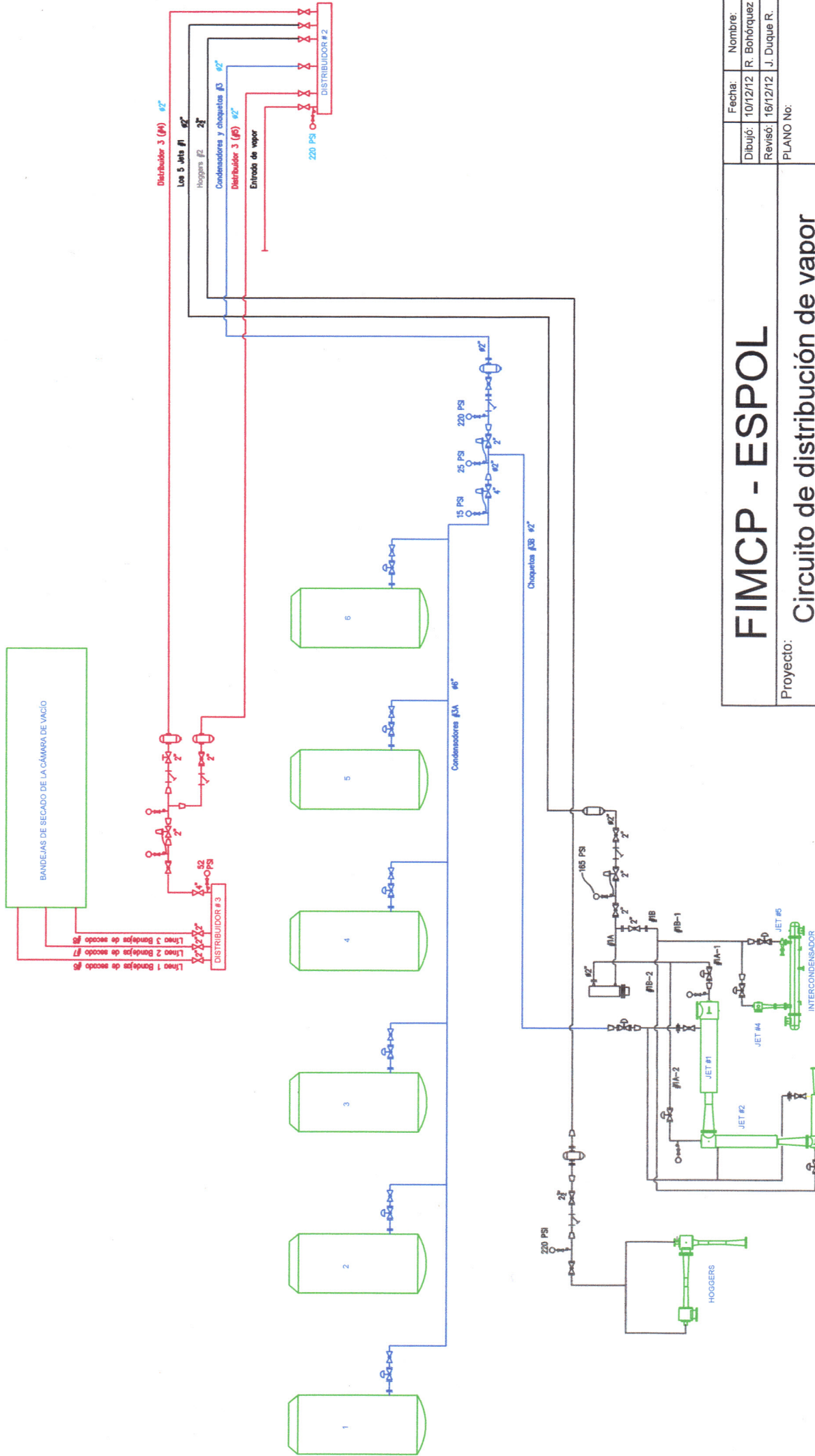
RECOMENDACIONES

1. En el capítulo 2 se mencionó que por cada galón de bunker consumido la planta produce 7,06 Kg de producto terminado, luego de implementar las mejoras propuestas en esta tesis se debe evaluar en un periodo no mayor a un año en cuanto aumenta este indicador.
2. Contratar después de 2 años un nuevo estudio de eficiencia de combustión de la caldera y repetir los cálculos de costo de generación de vapor y pérdidas de energía por aislamiento en tuberías de distribución para evaluar si el ahorro en ese tiempo justifica el cambio del aislamiento.
3. Inspeccionar de manera periódica que las trampas de vapor estén en buen funcionamiento, se debe nombrar un responsable del departamento de mantenimiento para que ejecute esta revisión cada 4 meses.

4. Para futuros trabajos de auditorías energéticas se recomienda no analizar pérdidas de energía por el aislamiento de las tuberías de distribución de vapor, a menos que no exista aislamiento o que visiblemente se pueda notar el deterioro. Es un procedimiento de cálculo muy extenso y se obtienen ahorros de dinero muy bajos. La mayor cantidad de pérdidas de energía en un circuito de vapor se dan cuando no se recupera adecuadamente los condensados.
5. Antes de comenzar una auditoría energética se recomienda instalar medidores de flujo a la salida de la caldera y en las diferentes secciones de consumo de vapor de la planta para comparar la cantidad de vapor producido con el vapor consumido, esto facilitará el procedimiento de toma de datos.

PLANO 1

CIRCUITO DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR



FIMCP - ESPOL		Fecha:	Nombre:
Proyecto: Circuito de distribución de vapor		Dibujó: 10/12/12 R. Bonórquez	
Escala: 		Revisó: 16/12/12 J. Duque R.	
Contiene: Usuarios de vapor		PLANO No: 1	
Materiales:		Masa (Kg):	

APÉNDICE 1
FICHA TÉCNICA DEL BUNKER



COLCRUDOS

**FICHA TECNICA DEL FUEL OIL
COMBUSTOLEO N° 6**

CARACTERISTICAS	FUEL OIL O COMBUSTOLEO N°6
Gravedad API a 60°F(15.6°C)	4.8
Gravedad Especifica 60/60°F(15.6/15.6°C)	1,03 1
Punto de inflamación °C/°F	85/185
Viscosidad SSF a 122°F (50°C)	230
Viscosidad SSU a 100°F	6100
Viscosidad CST a 100°F	1315
Azufre.% masa	1,7
Vanadio, PPM	290
Cenizas, % masa	0,085
Residuos de Carbón,% masa	14,9
Poder calorífico,BTU/LB	18250

APÉNDICE 2

TABLA DE PROPIEDADES DEL VAPOR SATURADO

Propiedades del vapor saturado

Presión	Temp. (°F)	Calor (BTU/lb)			Volumen (ft³/lb)	
		Sensible	Latente	Total	Condensado	Vapor
(Hg vac)						
25	133	101	1018	1119	0.01626	143.3
20	161	129	1002	1131	0.01640	75.41
15	179	147	991	1138	0.01650	51.41
10	192	160	983	1143	0.01659	39.22
5	203	171	976	1147	0.01666	31.82
(PSIG)						
0	212	180	970	1151	0.01672	26.80
1	215	184	968	1152	0.01674	25.21
2	219	187	966	1153	0.01676	23.79
3	222	190	964	1154	0.01679	22.53
4	224	193	962	1155	0.01681	21.40
5	227	195	961	1156	0.01683	20.38
6	230	198	959	1157	0.01685	19.46
7	232	201	957	1158	0.01687	18.62
8	235	203	956	1159	0.01689	17.85
9	237	206	954	1160	0.01690	17.14
10	239	208	953	1160	0.01692	16.49
12	244	212	950	1162	0.01696	15.33
14	248	216	947	1163	0.01699	14.33
16	252	220	944	1165	0.01702	13.45
18	255	224	942	1166	0.01705	12.68
20	259	228	940	1167	0.01708	11.99
22	262	231	937	1168	0.01711	11.38
24	265	234	935	1169	0.01713	10.83
25	267	236	934	1170	0.01715	10.57
26	268	237	933	1170	0.01716	10.33
28	271	240	931	1171	0.01719	9.874
30	274	243	929	1172	0.01721	9.459
32	277	246	927	1173	0.01723	9.078
34	279	249	925	1174	0.01726	8.728
35	281	250	924	1174	0.01727	8.563
36	282	251	923	1174	0.01728	8.404
38	284	254	922	1175	0.01730	8.104
40	287	256	920	1176	0.01733	7.826
42	289	258	918	1177	0.01735	7.566
44	291	261	916	1177	0.01737	7.323
45	292	262	916	1178	0.01738	7.208
46	294	263	915	1178	0.01739	7.096
48	296	265	913	1178	0.01741	6.883
50	298	267	912	1179	0.01743	6.683
55	303	272	908	1180	0.01748	6.230
60	307	277	905	1182	0.01753	5.837
65	312	282	901	1183	0.01757	5.491
70	316	286	898	1184	0.01761	5.184
75	320	291	895	1185	0.01766	4.911
80	324	295	892	1186	0.01770	4.665
85	328	298	889	1187	0.01774	4.444
90	331	302	886	1188	0.01778	4.242
95	335	306	883	1189	0.01782	4.059
100	338	309	881	1190	0.01785	3.891
105	341	312	878	1190	0.01789	3.736
110	344	316	876	1191	0.01792	3.594
115	347	319	873	1192	0.01796	3.462
120	350	322	871	1192	0.01799	3.340
125	353	325	868	1193	0.01803	3.226
130	356	328	866	1194	0.01806	3.119
135	358	331	864	1194	0.01809	3.020
140	361	333	861	1195	0.01812	2.927
145	363	336	859	1195	0.01815	2.839
Presión (PSIG)	Temp. (°F)	Calor (BTU/lb)			Volumen (ft³/lb)	
		Sensible	Latente	Total	Condensado	Vapor
150	366	339	857	1196	0.01818	2.756
155	368	341	855	1196	0.01821	2.678
160	371	344	853	1196	0.01824	2.605
165	373	346	851	1197	0.01827	2.535
170	375	349	849	1197	0.01830	2.469
175	377	351	847	1198	0.01833	2.407
180	380	353	845	1198	0.01835	2.347
185	382	355	843	1198	0.01839	2.291
190	384	358	841	1199	0.01841	2.237
195	386	360	839	1199	0.01844	2.185
200	388	362	837	1199	0.01847	2.136
205	390	364	836	1200	0.01850	2.089
210	392	366	834	1200	0.01852	2.044
215	394	368	832	1200	0.01855	2.001
220	395	370	830	1200	0.01857	1.960
225	397	372	829	1201	0.01860	1.920
230	399	374	827	1201	0.01863	1.882
235	401	376	825	1201	0.01865	1.845
240	403	378	823	1201	0.01868	1.810
245	404	380	822	1202	0.01870	1.776
250	406	382	820	1202	0.01873	1.744
255	408	384	818	1202	0.01875	1.712
260	409	385	817	1202	0.01878	1.682
265	411	387	815	1202	0.01880	1.652
270	413	389	814	1203	0.01882	1.624
275	414	391	812	1203	0.01885	1.596
280	416	392	811	1203	0.01887	1.570
285	417	394	809	1203	0.01889	1.544
290	419	396	808	1203	0.01891	1.520
295	420	397	806	1203	0.01894	1.497
300	422	399	805	1203	0.01896	1.473
310	425	402	802	1204	0.01901	1.428
320	428	405	799	1204	0.01906	1.386
330	430	408	796	1204	0.01910	1.346
340	433	411	793	1204	0.01915	1.309
350	436	414	790	1204	0.01919	1.273
360	438	417	787	1204	0.01923	1.240
370	441	420	785	1204	0.01927	1.207
380	443	423	782	1205	0.01932	1.177
390	446	426	779	1205	0.01936	1.148
400	448	428	777	1205	0.01940	1.120
450	460	441	764	1205	0.01961	0.9992
500	470	453	752	1205	0.01980	0.9010
550	480	464	740	1204	0.02000	0.8195
600	489	475	729	1203	0.02019	0.7509
650	497	485	718	1203	0.02038	0.6922
700	505	494	707	1202	0.02056	0.6415
750	513	504	697	1200	0.02074	0.5971
800	520	512	687	1199	0.02092	0.5580
900	534	529	667	1196	0.02128	0.4922
1000	546	545	648	1192	0.02164	0.4390
1250	574	581	601	1182	0.02256	0.3410
1500	598	614	556	1169	0.02352	0.2740
1750	618	644	510	1155	0.02456	0.2248
2000	637	674	463	1137	0.02572	0.1864
2250	654	703	413	1116	0.02707	0.1554
2500	669	734	358	1092	0.02871	0.1293
2750	683	766	295	1061	0.03097	0.1062
3000	696	805	211	1016	0.03465	0.0835
3194	706	906	0	906	0.05078	0.0508

APÉNDICE 3

**PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DEL AIRE A PRESIÓN
ATMOSFÉRICA**

TABLA A.4 Propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica^a

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Aire							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536

APÉNDICE 4

TABLA DE EMISIVIDAD DE ALGUNOS MATERIALES



Tabla de emisividad

Las siguientes tablas pueden servir como orientación para ajustar la emisividad en cualquier medición por infrarrojos. En ellas se indica la emisividad ϵ de algunos de los materiales más comunes. Dado que la emisividad varía con la temperatura y las propiedades de la superficie, estos valores solo deben ser considerados como guías para la medición de condiciones de temperatura o diferencias. Para medir el valor de temperatura absoluto, se debe determinar la emisividad exacta del material.

Material (temperatura del material)	Emisividad
Aluminio, bobinado (170 °C)	0.04
Aluminio, no oxidado (25 °C)	0.02
Aluminio, no oxidado (100 °C)	0.03
Aluminio, muy oxidado (93 °C)	0.20
Aluminio, muy pulido (100 °C)	0.09
Algodón (20 °C)	0.77
Hormigón (25 °C)	0.93
Plomo, rugoso (40 °C)	0.43
Plomo, oxidado (40 °C)	0.43
Plomo, gris, oxidado (40 °C)	0.28
Cromo (40 °C)	0.08
Cromo, pulido (150 °C)	0.06
Hielo, liso (0 °C)	0.97
Hierro, esmerilado (20 °C)	0.24
Hierro, decapado (100 °C)	0.80
Hierro, laminado (20 °C)	0.77
Yeso (20 °C)	0.90
Cristal (90 °C)	0.94
Granito (20 °C)	0.45

Material (temperatura del material)	Emisividad
Caucho, duro (23 °C)	0.94
Caucho, blando, gris (23 °C)	0.89
Hierro fundido, oxidado (200 °C)	0.64
Madera (70 °C)	0.94
Corcho (20 °C)	0.70
Radiador, negro, anodizado (50 °C)	0.98
Cobre, deslustrado (20 °C)	0.04
Cobre, oxidado (130 °C)	0.76
Cobre, pulido (40 °C)	0.03
Cobre, enrollado (40 °C)	0.64
Plásticos: PE, PP, PVC (20 °C)	0.94
Pintura, azul en lámina de aluminio (40 °C)	0.78
Pintura, negra, mate (80 °C)	0.97
Pintura, amarilla, 2 capas en lámina de aluminio (40 °C)	0.79
Pintura, blanca (90 °C)	0.95
Mármol, blanco (40 °C)	0.95
Ladrillo (40 °C)	0.93
Latón, oxidado (200 °C)	0.61
Pinturas al óleo (cualquier color) (90 °C)	0.92 a 0.96
Papel (20 °C)	0.97
Porcelana (20 °C)	0.92
Arenisca (40 °C)	0.67
Acero, galvanizado (200 °C)	0.52
Acero, oxidado (200 °C)	0.79
Acero, estirado en frío (93 °C)	0.75 a 0.85
Arcilla, cocida (70 °C)	0.91
Pintura de transformador (70 °C)	0.94
Ladrillo, mortero, cal (20 °C)	0.93
Zinc, oxidado	0.1

APÉNDICE 5

**DIMENSIONES DE LAS TUBERÍAS DE ACERO AL
CARBONO ASTM A53**

TUBERIA DE ACERO AL CARBONO
API 5L / ASTM A53 / A106

Diámetro Nominal NPS DN		Diámetro Exterior Real		Espesor de Pared		Identificación		Peso del Tubo		ASTM A53 PRESION DE PRUEBA			
Pulgadas in.	Milímetros mm.	(in.)	mm.	Pulgadas (in.)	Milímetros (mm.)	Weight Class	Schedule	lb/pie	kg/m	Grado A		Grado B	
										psi	Kg/cm2	psi	Kg/cm2
1/2	15	0.840	21.3	0.109	2.77	STD	40	0.85	1.27	700	49	700	49
				0.147	3.73	XS	80	1.09	1.62	850	60	850	60
3/4	20	1.050	26.7	0.113	2.87	STD	40	1.13	1.69	700	49	700	49
				0.154	3.91	XS	80	1.47	2.20	850	60	850	60
1	25	1.315	33.4	0.133	3.38	STD	40	1.68	2.50	700	49	700	49
				0.179	4.55	XS	80	2.17	3.24	850	60	850	60
1-1/4	32	1.660	42.2	0.140	3.56	STD	40	2.27	3.39	1200	84	1300	91
				0.191	4.85	XS	80	3.00	4.47	1800	127	1900	134
1-1/2	40	1.900	48.3	0.145	3.68	STD	40	2.72	4.05	1200	84	1300	91
				0.200	5.08	XS	80	3.63	5.41	1800	127	1900	134
2	50	2.375	60.3	0.154	3.91	STD	40	3.65	5.44	2300	162	2500	176
				0.218	5.54	XS	80	5.02	7.48	2500	176	2500	176
2-1/2	65	2.875	73	0.203	5.16	STD	40	5.79	8.63	2500	176	2500	176
				0.276	7.01	XS	80	7.66	11.41	2500	176	2500	176
				0.375	9.52	---	160			2500	176	2500	176
				0.552	14.02	XXS	-			2500	176	2500	176
3	80	3.500	88,9	0.125	3.18	---	-	4.51	6.72	1290	91	1500	105
				0.156	3.96	---	-	5.57	8.29	1600	112	1870	131
				0.188	4.78	---	-	6.65	9.92	1930	136	2260	159
				0.216	5.49	STD	40	7.58	11.29	2220	156	2500	176
				0.250	6.35	---	-	8.68	12.93	2500	176	2500	176
				0.281	7.14	---	-	9.66	14.40	2500	176	2500	176
				0.300	7.62	XS	80	10.25	15.27	2500	176	2500	176
4	100	4.500	114,3	0.125	3.18	-	-	5.84	8.71	1000	70	1170	82
				0.156	3.96	-	-	7.24	10.78	1250	88	1460	103
				0.188	4.78	-	-	8.66	12.91	1500	105	1750	123
				0.219	5.56	-	-	10.01	14.91	1750	123	2040	143
				0.237	6.02	STD	40	10.79	16.07	1900	134	2210	155
				0.250	6.35	-	-	11.35	16.90	2000	141	2330	164
				0.281	7.14	-	-	12.66	18.87	2250	158	2620	184
				0.312	7.92	-	-	13.98	20.78	2500	176	2800	197
				0.337	8.56	XS	80	14.98	22.32	2700	190	2800	197
				0.438	11.13	-	120	19.00	28.32	2800	197	2800	197
				0.531	13.49	-	160	22.51	33.54	2800	197	2800	197
				0.674	17.12	XXS	-	27.54	41.03	2800	197	2800	197
5	125	5.563	141,3	0.188	4.78	-	-	10.79	16.09	1220	86	1420	100
				0.219	5.56	-	-	12.50	18.61	1420	100	1650	116
				0.258	6.55	STD	40	14.62	21.77	1670	117	1950	137
				0.281	7.14	-	-	15.85	23.62	1820	128	2120	149
				0.312	7.92	-	-	17.50	26.05	2020	142	2360	166
				0.344	8.74	-	-	19.17	28.57	2230	157	2600	183
				0.375	9.52	XS	80	20.78	30.94	2430	171	2800	197
6	150	6.625	168,3	0.188	4.78	-	-	12.92	19.27	1020	72	1190	84
				0.219	5.56	-	-	14.98	22.31	1190	84	1390	98
				0.250	6.35	-	-	17.02	25.36	1360	96	1580	111
				0.280	7.11	STD	40	18.97	28.26	1520	107	1780	125
				0.312	7.92	-	-	21.04	31.32	1700	120	1980	139
				0.344	8.74	-	-	23.08	34.39	1870	131	2180	153
				0.375	9.52	-	-	25.02	37.28	2040	143	2380	167
				0.432	10.97	XS	80	28.57	42.56	2350	165	2740	193
				0.562	14.27	-	120	36.39	54.20	2800	197	2800	197
				0.719	18.26	-	160	45.35	67.56	2800	197	2800	197
				0.864	21.95	XXS	-	53.16	79.22	2800	197	2800	197

TUBERIA DE ACERO AL CARBONO
API 5L / ASTM A53 / A106

Diámetro Nominal NPS DN		Diámetro Exterior Real		Espesor de Pared		Identificación		Peso del Tubo		ASTM A53 PRESION DE PRUEBA			
Pulgadas in.	Milímetros mm.	(in.)	mm.	Pulgadas (in.)	Milímetros (mm.)	Weight Class	Schedule	lb/pie	kg/m	Grado A		Grado B	
										psi	Kg/cm2	psi	Kg/cm2
8	200	8.625	219,1	0.188	4.78	-	-	16.94	25.26	780	55	920	65
				0.203	5.16	-	-	18.26	27.22	850	60	1000	70
				0.219	5.56	-	-	19.66	29.28	910	64	1070	75
				0.250	6.35	-	20	22.36	33.31	1040	73	1220	86
				0.277	7.04	-	30	24.70	36.81	1160	82	1350	95
				0.312	7.92	-	-	27.70	41.24	1300	91	1520	107
				0.322	8.18	STD	40	28.55	42.55	1340	94	1570	110
				0.344	8.74	-	-	30.42	45.34	1440	101	1680	118
				0.375	9.52	-	-	33.04	49.20	1570	110	1830	129
				0.406	10.31	-	60	35.64	53.08	1700	120	2000	141
				0.438	11.13	-	-	38.30	57.08	1830	129	2130	150
				0.500	12.70	XS	80	43.39	64.64	2090	147	2430	171
				0.594	15.09	-	100	50.95	75.92	2500	176	2800	197
				0.719	18.26	-	120	60.71	90.44	2800	197	2800	197
				0.812	20.62	-	140	67.76	100.92	2800	197	2800	197
				0.875	22.22	XXS	-	72.42	107.88	2800	197	2800	197
				0.906	23.01	-	160	74.69	111.27	2800	197	2800	197
10	250	10.750	273,0	0.188	4.78	-	-	21.21	31.62	630	44	730	51
				0.203	5.16	-	-	22.87	34.08	680	48	800	56
				0.219	5.56	-	-	24.63	36.67	730	51	860	60
				0.250	6.35	-	20	28.04	41.75	840	59	980	69
				0.279	7.09	-	-	31.20	46.49	930	65	1090	77
				0.307	7.80	-	30	34.24	51.01	1030	72	1200	84
				0.344	8.74	-	-	38.23	56.96	1150	81	1340	94
				0.365	9.27	STD	40	40.48	60.29	1220	86	1430	101
				0.438	11.13	-	-	48.19	71.87	1470	103	1710	120
				0.500	12.70	XS	60	54.71	81.52	1670	117	1950	137
				0.594	15.09	-	80	64.43	95.97	1990	140	2320	163
				0.719	18.26	-	100	77.03	114.70	2410	169	2800	197
				0.844	21.44	-	120	89.29	133.00	2800	197	2800	197
				1.000	25.40	XXS	140	104.13	155.09	2800	197	2800	197
				1.125	28.57	-	160	115.65	172.21	2800	197	2800	197
12	300	12.750	323,8	0.203	5.16	-	-	27.20	40.55	570	40	670	47
				0.219	5.56	-	-	29.31	43.63	620	44	720	51
				0.250	6.35	-	20	33.38	49.71	710	50	820	58
				0.281	7.14	-	-	37.42	55.75	790	56	930	65
				0.312	7.92	-	-	41.45	61.69	880	62	1030	72
				0.330	8.38	-	30	43.77	65.18	930	65	1090	77
				0.344	8.74	-	-	45.58	67.90	970	68	1130	79
				0.375	9.52	STD	-	49.52	73.78	1060	75	1240	87
				0.406	10.31	-	40	53.52	79.70	1150	81	1340	94
				0.438	11.13	-	-	57.59	85.82	1240	87	1440	101
				0.500	12.70	XS	-	65.42	97.43	1410	99	1650	116
				0.562	14.27	-	60	73.15	108.92	1590	112	1850	130
				0.688	17.28	-	80	88.63	132.04	1940	136	2270	160
				0.844	21.44	-	100	107.32	159.86	2390	168	2780	195
				1.000	25.40	XXS	120	125.49	186.91	2800	197	2800	197
				1.125	28.57	-	140	139.68	208.00	2800	197	2800	197
				1.312	33.32	-	160	160.27	238.68	2800	197	2800	197

TUBERIA DE ACERO AL CARBONO
API 5L / ASTM A53 / A106

Diámetro Nominal NPS DN		Diámetro Exterior Real		Espesor de Pared		Identificación		Peso del Tubo		ASTM A53 PRESION DE PRUEBA			
Pulgadas in.	Milímetros mm.	(in.)	mm.	Pulgadas (in.)	Milímetros (mm.)	Weight Class	Schedule	lb/pie	kg/m	Grado A		Grado B	
										psi	Kg/cm2	psi	Kg/cm2
14	350	14.000	355,6	0.250	6.35	-	10	36.71	54.69	640	45	750	53
				0.281	7.14	-	-	41.17	61.35	720	51	840	59
				0.312	7.92	-	20	45.61	67.90	800	56	940	66
				0.344	8.74	-	-	50.17	74.76	880	62	1030	72
				0.375	9.52	STD	30	54.57	81.25	960	67	1120	79
				0.438	11.13	-	40	63.44	94.55	1130	79	1310	92
				0.469	11.91	-	-	67.78	100.94	1210	85	1410	99
				0.500	12.70	XS	-	72.09	107.39	1290	91	1500	105
16	400	16.000	406,4	0.250	6.35	-	10	42.05	62.64	560	39	660	46
				0.281	7.14	-	-	47.17	70.30	630	44	740	52
				0.312	7.92	-	20	52.27	77.83	700	49	820	58
				0.344	8.74	-	-	57.52	85.71	770	54	900	63
				0.375	9.52	STD	30	62.58	93.17	840	59	980	69
				0.438	11.13	-	-	72.80	108.49	990	70	1150	81
				0.469	11.91	-	-	77.79	115.86	1060	75	1230	86
				0.500	12.70	XS	40	82.77	123.30	1120	79	1310	92
18	450	18.000	457,2	0.250	6.35	-	10	47.39	70.60	500	35	580	41
				0.281	7.14	-	-	53.18	79.24	560	39	660	46
				0.312	7.92	-	20	58.94	87.75	620	44	730	51
				0.344	8.74	-	-	64.87	96.66	690	49	800	56
				0.375	9.52	STD	-	70.59	105.10	750	53	880	62
				0.406	10.31	-	-	76.29	113.62	810	57	950	67
				0.438	11.13	-	30	82.15	122.43	880	62	1020	72
				0.469	11.91	-	-	87.81	130.78	940	66	1090	77
20	500	20.000	508,0	0.250	6.35	-	10	52.73	78.55	450	32	520	37
				0.281	7.14	-	-	59.18	88.19	510	36	590	41
				0.312	7.92	-	-	65.60	97.67	560	39	660	46
				0.344	8.74	-	-	72.21	107.60	620	44	720	51
				0.375	9.52	STD	20	78.60	117.02	680	48	790	56
				0.406	10.31	-	-	84.96	126.53	730	51	850	60
				0.438	11.13	-	-	91.51	136.37	790	56	920	65
				0.469	11.91	-	-	97.83	145.70	850	60	950	67
24	600	24.000	609,6	0.250	6.35	-	10	63.41	94.46	380	27	440	31
				0.281	7.14	-	-	71.18	106.08	420	30	490	34
				0.312	7.92	-	-	78.93	117.51	470	33	550	39
				0.344	8.74	-	-	86.91	129.50	520	37	600	42
				0.375	9.52	STD	20	94.62	140.88	560	39	660	46
				0.406	10.31	-	-	102.31	152.37	610	43	710	50
				0.438	11.13	-	-	110.22	164.26	660	46	770	54
				0.469	11.91	-	-	117.86	175.54	700	49	820	58
				0.500	12.70	XS	-	125.49	186.94	750	53	880	62
				0.562	14.27	-	30	140.68	209.50	840	59	980	69

Tolerancias dimensionales:

Espesor: ±12,5% de espesor nominal en cualquier punto del tubo.

Peso: ±10% del paquete de tubos con diametro menor o igual a 4" (114,3mm) o tubos individuales con diametro nominal mayor a 4" (114,3mm)

Diametro externo: Para diametro menores o iguales a 1-1/2" (48,3mm) +0,016 pulg (+0,40mm)

Para diametro mayores o iguales a 2" (60,3mm): ± 1%

APÉNDICE 6
PROPIEDADES TÉRMICAS DE ALGUNAS
ALEACIONES

PROPIEDADES TERMICAS DE ALGUNAS ALEACIONES

Propiedades a 20°C		Densidad ρ Kg/m³	Calor especif J/kg°C	Conduct. k W/m°C	Difusividad α × 10 ⁵ m²/seg	Conductividad térmica en (W/ m°C) a la temperatura en °C:								
Aleaciones	Composición					-100	0°C	100	200	300	400	600	800	1000
Duraluminio	94-96% Al; 3-5% Cu	2787	833	164	6,680	126	159	182	194					
Siluminio	87% Al; 1,33% Si	2659	871	164	7,100	119	137	144	152	161				
Alusil	80% Al; 20% Si	2627	854	161	7,172	144	157	168	175	178				
Al-Mg-Si	97% Al; 1% Mg; 1% Si	2707	8922	177	7,311		175	189	204					
Bronce de aluminio	95% Cu; 5% Al	8666	410	83	2,330									
Bronce	75% Cu; 25% Sn	8666	343	26	0,860									
Latón rojo	85% Cu; 9% Sn; 6% Zn	8714	385	61	1,804		59	71						
Latón	70% Cu; 30% Zn	8522	385	111	3,412	88		128	144	147	147			
Plata alemana	62% Cu; 15% Ni; 22% Zn	8618	394	24,9	0,733	19,2		31	40	45	48			
Constantán	60% Cu; 40% Ni	8922	410	22,7	0,612	21		22	26					
Fundición	4% C	7272	420	52	1,702									
Acero al carbono	0,5% C	7833	465	54	1,474		55	52	48	45	42	35	31	29
	1% C	7801	473	43	1,172		43	43	42	40	36	33	29	28
	1,5% C	7753	486	36	0,970		36	36	36	35	33	31	28	28
Acero al cromo	1% Cr	7865	460	61	1,665		62	55	52	47	42	36	33	33
	5% Cr	7833	460	40	1,110		40	38	36	36	33	29	29	29
	20% Cr	7689	460	40	1,11		22	22	22	22	24	24	26	29
Acero al níquel	10% Ni	7945	460	26	0,720									
	20% Ni	7993	460	19	0,526									
	40% Ni	8169	460	10	0,279									
	60% Ni	8378	460	19	0,493									
	80% Ni	8618	0,46	35	0,872									
	Invar 36% Ni	8,137	460	10,7	0,286									
Acero al Cr-Ni	15% Cr; 10% Ni	7865	460	19	0,526									
	15% Cr; 40% Ni	8073	460	11,6	0,305									
	18% Cr; 8% Ni	7817	460	16,3	0,444		16	17	17	19	19	22	27	31
	20% Cr; 15% Ni	7833	460	15,1	0,415									
	25% Cr; 20% Ni	7865	460	12,8	0,361									
	80% Cr; 15% Ni	8522	460	17	0,444									
Acero al manganeso	1% Mn	7865	460	50	1,388									
	5% Mn	7849	460	22	0,637									
Acero al silicio	1% Si	7769	460	42	1,164									
	5% Si	7417	460	19	0,555									
Acero al tungsteno	1% W	7913	448	66	1,858									
	5% W	8073	435	54	1,525									
	10% W	8314	419	48	1,391									
Ni-Cr	90% Ni; 10% Cr	8666	444	17	0,444		17	19	21	23	25			
	80% Ni; 20% Cr	8314	444	12,6	0,343		12	14	16	17	18	23		
Mg-Al; electrol.	Mg; 7 % Al; 1,5% Zn;	1810	1000	66	3,605		52	62	74	83				

6.- PROPIEDADES TERMICAS DE ALGUNOS MATERIALES

APÉNDICE 7
PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DEL VAPOR
SATURADO

TABLA A.6 Propiedades termofísicas de agua saturada^a

Temperatura, T (K)	Presión P (bars) ^b	Volumen específico (m ³ /kg)		Entalpía de vapo- rización h_{fg} (kJ/kg)	Calor específico (kJ/kg · K)		Viscosidad (N · s/m ²)		Conductividad térmica (W/m · K)		Número de Prandtl		Tensión superficial $\alpha_f \cdot 10^3$ (N/m)	Coeficiente de expan- sión $\beta_f \cdot 10^6$ (K ⁻¹)	Tempe- ratura T (K)
		$v_f \cdot 10^3$	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_f \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	Pr_f	Pr_g			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385

TABLA A.6 Propiedades termofísicas de agua saturada^a

Temperatura, T (K)	Presión P (bars) ^b	Volumen específico (m ³ /kg)		Entalpía de vaporización h_{fg} (kJ/kg)	Calor específico (kJ/kg · K)		Viscosidad (N · s/m ²)		Conductividad térmica (W/m · K)		Número de Prandtl		Tensión superficial $\alpha_f \cdot 10^3$ (N/m)	Coeficiente de expansión $\beta_f \cdot 10^6$ (K ⁻¹)	Temperatura T (K)
		$v_f \cdot 10^3$	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_f \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	Pr_f	Pr_g			
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2		430
440	7.333	1.110	0.261	2059	4.36	2.46	162	14.50	682	31.7	1.04	1.12	45.1		440
450	9.319	1.123	0.208	2024	4.40	2.56	152	14.85	678	33.1	0.99	1.14	42.9		450
460	11.71	1.137	0.167	1989	4.44	2.68	143	15.19	673	34.6	0.95	1.17	40.7		460
470	14.55	1.152	0.136	1951	4.48	2.79	136	15.54	667	36.3	0.92	1.20	38.5		470
480	17.90	1.167	0.111	1912	4.53	2.94	129	15.88	660	38.1	0.89	1.23	36.2		480
490	21.83	1.184	0.0922	1870	4.59	3.10	124	16.23	651	40.1	0.87	1.25	33.9	—	490
500	26.40	1.203	0.0766	1825	4.66	3.27	118	16.59	642	42.3	0.86	1.28	31.6	—	500
510	31.66	1.222	0.0631	1779	4.74	3.47	113	16.95	631	44.7	0.85	1.31	29.3	—	510
520	37.70	1.244	0.0525	1730	4.84	3.70	108	17.33	621	47.5	0.84	1.35	26.9	—	520
530	44.58	1.268	0.0445	1679	4.95	3.96	104	17.72	608	50.6	0.85	1.39	24.5	—	530
540	52.38	1.294	0.0375	1622	5.08	4.27	101	18.1	594	54.0	0.86	1.43	22.1	—	540
550	61.19	1.323	0.0317	1564	5.24	4.64	97	18.6	580	58.3	0.87	1.47	19.7	—	550
560	71.08	1.355	0.0269	1499	5.43	5.09	94	19.1	563	63.7	0.90	1.52	17.3	—	560
570	82.16	1.392	0.0228	1429	5.68	5.67	91	19.7	548	76.7	0.94	1.59	15.0	—	570
580	94.51	1.433	0.0193	1353	6.00	6.40	88	20.4	528	76.7	0.99	1.68	12.8	—	580
590	108.3	1.482	0.0163	1274	6.41	7.35	84	21.5	513	84.1	1.05	1.84	10.5	—	590
600	123.5	1.541	0.0137	1176	7.00	8.75	81	22.7	497	92.9	1.14	2.15	8.4	—	600
610	137.3	1.612	0.0115	1068	7.85	11.1	77	24.1	467	103	1.30	2.60	6.3	—	610
620	159.1	1.705	0.0094	941	9.35	15.4	72	25.9	444	114	1.52	3.46	4.5	—	620
625	169.1	1.778	0.0085	858	10.6	18.3	70	27.0	430	121	1.65	4.20	3.5	—	625
630	179.7	1.856	0.0075	781	12.6	22.1	67	28.0	412	130	2.0	4.8	2.6	—	630
635	190.9	1.935	0.0066	683	16.4	27.6	64	30.0	392	141	2.7	6.0	1.5	—	635
640	202.7	2.075	0.0057	560	26	42	59	32.0	367	155	4.2	9.6	0.8	—	640
645	215.2	2.351	0.0045	361	90	—	54	37.0	331	178	12	26	0.1	—	645
647.3 ^c	221.2	3.170	0.0032	0	∞	∞	45	45.0	238	238	∞	∞	0.0	—	647.3 ^c

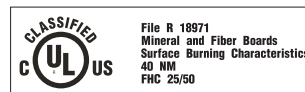
APÉNDICE 8

FICHA TÉCNICA DEL AISLAMIENTO PARA TUBERÍAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR



aislamientos industriales

INSUL QUICK



DESCRIPCION

INSUL QUICK es un aislamiento de bajo peso, compuesto por fibras de vidrio aglutinadas en forma de láminas semirígidas, con un binder especial para alta temperatura que le proporciona excepcional estabilidad dimensional.

USO

Se especifica para usos en plantas de potencia, calderas, ductos, precipitadores, chimeneas y todo tipo de equipos con superficies planas que operen a temperaturas de hasta 454°C (850 F°). Se emplea en aplicaciones en las que es necesario contar con un recubrimiento exterior de metal o tejido metálico con una terminación de cemento. También puede ser usado como aislante en sistemas de paneles metálicos, asegurando el panel con pines ó clips.

ESPECIFICACIONES TECNICAS

Conductividad térmica

Temperatura máxima de aplicación

$K=0,034 \text{ W/m}^2\text{C} = 0.24 \text{ BTU.in/h.}^{\circ}\text{F.ft}$

454 °C (850 °F).

DIMENSIONES

117" x 48" x 1.5" (3.62 m²)
117" x 48" x 2" (3.62 m²)
117" x 48" x 3" (3.62 m²)
117" x 48" x 4" (3.62 m²)

EMPAQUE

Tapas de cartón con termoencogible

CAÑUELA AMPLIO RANGO

DESCRIPCION

Lámina de vidrio rígida, preformada en forma de medias cañas para aislar tuberías calientes y frías, con temperaturas hasta 454°C (850°F) y con diámetro nominal desde 1/2" hasta 12".

Disponible con y sin laminado de foil de aluminio FRK.

USO

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

DIMENSIONES

Diámetro: Desde 1/2" "hasta 12" en espesores de aislamiento desde 1" a 3".

Para especificar mayores espesores, diferentes a los nominales: Hasta 4" , se puede usar 1 ó varias capas anidadas.

ESPECIFICACIONES TECNICAS

Conductividad térmica

Temperatura máxima de aplicación

Características de quemado superficial

0,035 W/°C.m². Valor típico (0.24 BTU.in/h.°f.ft²) a 75°F ASTM C518.

hasta 454 °C(850 °F) ASTM C411.

Sin recubrimiento: FS/SD = 25/50
Con foil expuesto: FS/SD = 5/0

ABSORCIÓN DE LA HUMEDAD

Máximo 0,2% en volumen en 96 horas a 49°C (120°F) y 95% de humedad relativa.

EMPAQUE

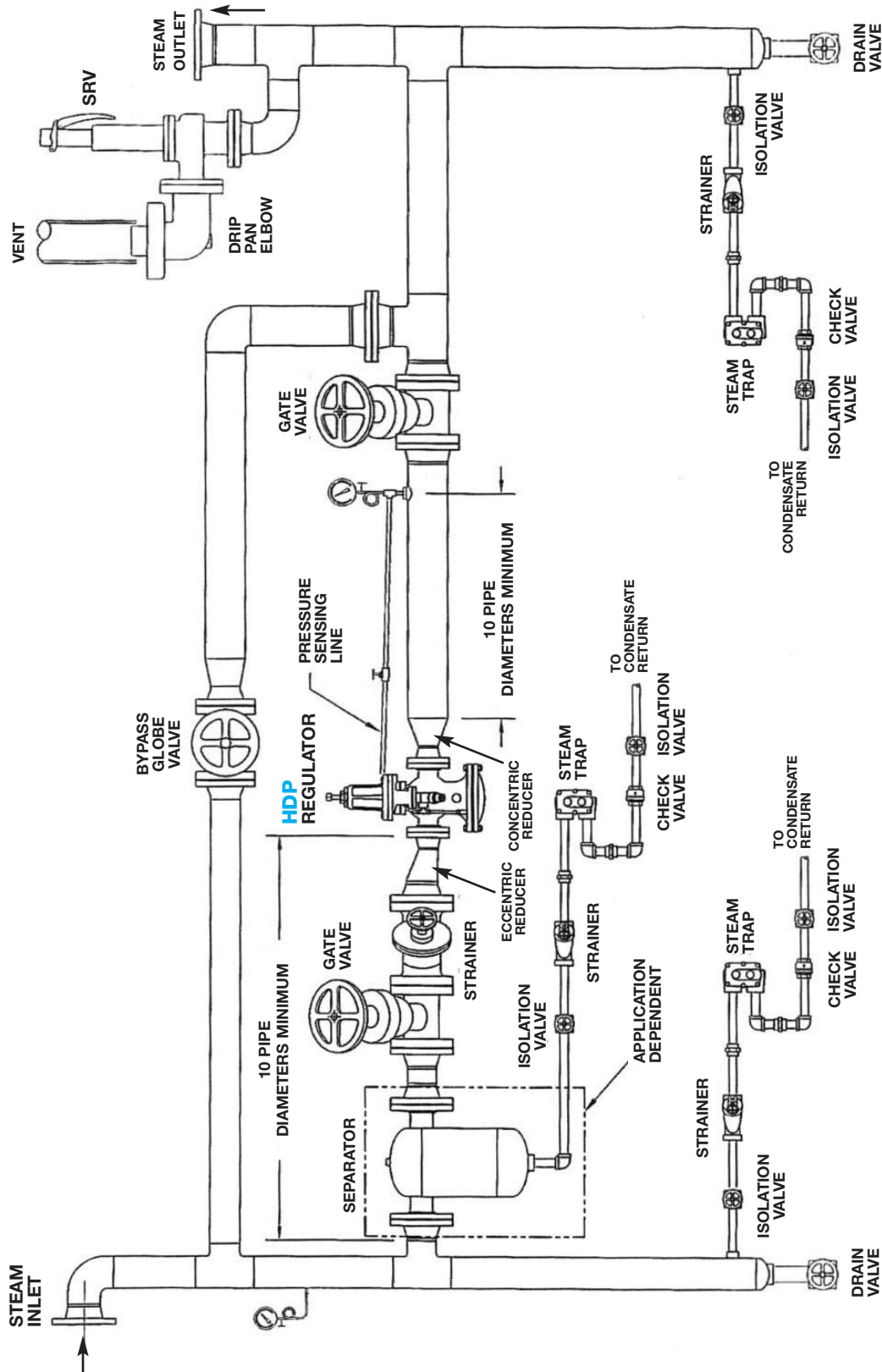
Tapas de cartón con termoencogible



APÉNDICE 9

DIAGRAMA DE INSTALACIÓN DE UNA VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN CON PILOTO

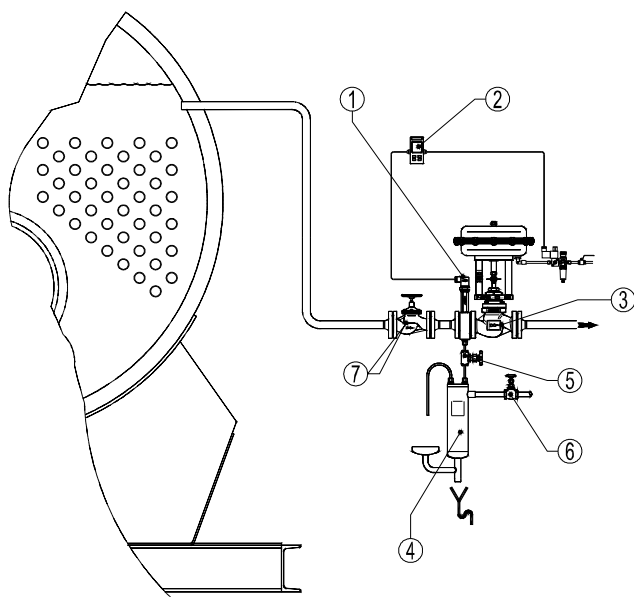
SINGLE STAGE PRESSURE REDUCING STATION USING SPRING-LOADED PILOT



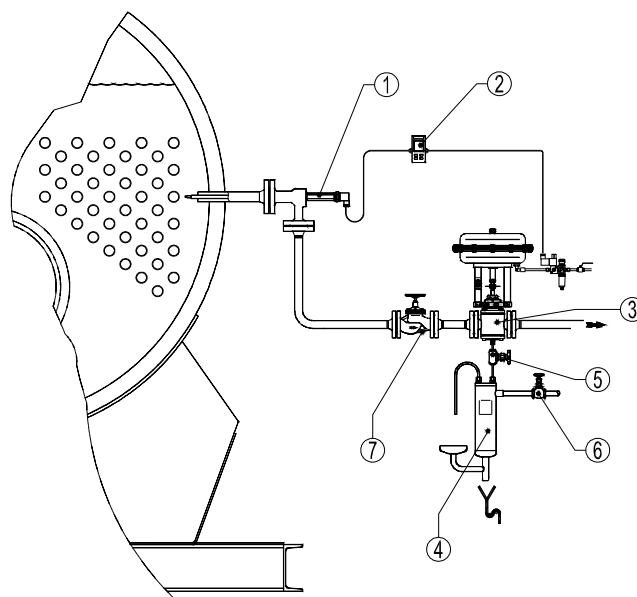
**SINGLE STAGE PRESSURE REDUCING STATION USING SPRING-LOADED PILOT
(HD REGULATOR APPLICATIONS)**

APÉNDICE 10

DIAGRAMA DE INSTALACIÓN DE UN SISTEMA AUTOMÁTICO DE PURGAS DE UNA CALDERA


Fig. 1

Note: Sensor chamber is rotated 90° for catalogue only.


Fig. 2

Pos.	Designation
1	Adcatrol TDS Probes SPS-20 (Fig.1) and SPS-32 (Fig.2)
2	Adcatrol BCS-210 TDS controller
3	Adcatrol VPC-25(Fig.1) and VPC-32 (Fig.2)blowdown valve
4	Adca SC32FSS Sample cooler
5	Adca NV-400 Needle valve
6	Adca GV32B Bronze globe valve
7	Adca VF Bellow sealed globe valve

SPECIFICATIONS	
TDS CONTROLLER BCS-210	
Input EC	SPS probes
Input ATC	Pt100 (Pt1000 as option)
Operating range	100 μ S/cm-1 to 10000 μ S/cm-1
Temperature compensation	Automatic ATC
Purge time	Configurable from 1 to 60 sec.
Pause time	Configurable from 1 to 100 min.
Blow-down output	Relay DO1 3 A 250 V
High-Low alarm	Relay DO2 1 A 250 V
Analog outputs	4-20mA EC and Temp.(Option)
COMMON FEATURES	
Power supply	85 to 265 Vac (3,5 VA)
Dimensions	48 x 96 x 110 mm
Communication	RS-485 Modbus
Weight	0,38 kg

WIRING DIAGRAM	
EXAMPLE OF CONNECTION CONTROLLER BCS-210	
Connector DIN 43650 Pin 1 Output Pt100 Pin 3 Output Pt100 Pin 2 Output Pole of EC GND Output Pole of EC	
1	Power supply 85...265 V ac/dc
2	optional: 12 or 24 V ac/dc
3	+
4	- RS-485 Modbus RTU communication
5	+
6	- Auxiliary power supply 24 Vdc 40 mA
7	+
8	- Common to 24 Vdc and AO1 - AO2 outputs (option)
9	+
10	- AO1 Analog output 4-20 mA of Conduct. (option)
11	+
12	- AO2 Analog output 4-20 mA of Temp. (option)
13	DO1 Blow-down output of TDS. SPST Relay
14	Common
15	DO2 Hi and Lo Limit output of EC. SPST Relay
16	Without Polarity
17	ATC by Pt100 input (Pt1000 in option)
18	Performing input for sensors of:
19	2-poles Conductivity EC probes

APÉNDICE 11

FICHA TÉCNICA DE UNA TRAMPA PARA VAPOR TIPO FLOTADOR & TERMOSTATO

STEAM TRAPS

FTT Series

Float & Thermostatic Steam Trap

Watson McDaniel reserves the right to change the designs and/or materials of its products without notice.
©2010 Watson McDaniel Company

Model	FTT
Sizes	1/2", 3/4", 1", 1 1/2", 2"
Connections	NPT
Body Material	Ductile Iron
PMO Max. Operating Pressure	300 PSIG
TMO Max. Operating Temperature	Saturated Steam Temperature
PMA Max. Allowable Pressure	300 PSIG up to 450°F
TMA Max. Allowable Temperature	450°F @ 300 PSIG



TYPICAL APPLICATIONS

DRIP, PROCESS: The **FTT Series** float and thermostatic steam traps are used in drip and process applications, industrial and HVAC process equipment. The excellent air handling capabilities of float and thermostatic traps make them a better choice than bucket traps for applications requiring quick system start-up. These traps have in-line pipe connections. Used on unit heaters, textile machines, heat exchangers, and other medium sized process equipment.

HOW IT WORKS

Float and thermostatic steam traps have a float and thermostatic element that work together to remove both condensate and air from the steam system. The float, which is attached to a valve, rises and opens the valve when condensate enters the trap. Air is discharged through the thermostatic air vent to the outlet side of the trap. The thermostatic air vent closes when steam enters the trap.

SAMPLE SPECIFICATION

The trap shall be of float and thermostatic design with ductile iron body and in-line piping configuration. Thermostatic air vent to be welded stainless steel. All internals must be stainless steel with hardened seat area. Trap must be in-line repairable.

INSTALLATION

The trap must be level and upright for the float mechanism to operate. Trap must be sized and located properly in the steam system.

MAINTENANCE

All internal components can be replaced with the trap body remaining in-line. Repair kits include thermostatic air vent, float, valve seat and disc, and gaskets. For full maintenance details see Installation and Maintenance Manual.

OPTIONS

Live orifice air vent for superheated steam applications.

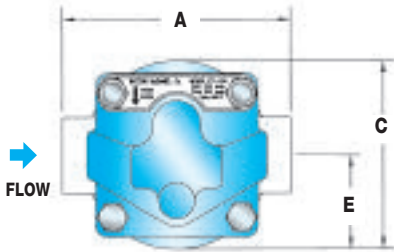
FEATURES

- Ductile Iron has a higher pressure and temperature rating and is more resistant to shock loads than cast iron
- All stainless steel internals with hardened seat and wear parts
- In-line repairability is simplified by having all internals attached to the cover
- Welded stainless steel thermostatic air vent resists shock from water hammer. Live orifice air vent is available for superheated applications
- Excellent air handling capability allowing air to be discharged rapidly and steam to enter the system quickly during start-up.
- F & T traps discharge condensate immediately as it is formed (No condensate will back-up into the system)

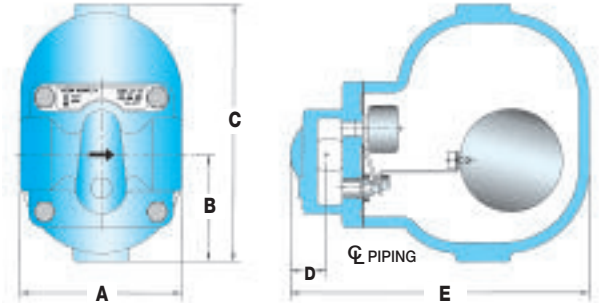
FTT Series

Float & Thermostatic Steam Trap

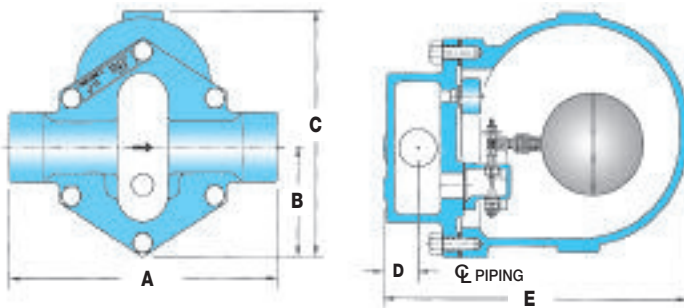
FTT 1/2" & 3/4"



FTT 1"



FTT 1 1/2" & 2"



DIMENSIONS & WEIGHTS – inches/pounds

Size	A	B	C	D	E	Weight
1/2", 3/4"	4.8	1.9	3.9	2.5	5.5	6
1"	4.8	3.1	7.5	1.1	8.8	16
1 1/2"	10.6	4.3	9.6	1.4	12.0	40
2"	11.9	4.3	9.6	1.4	12.0	40

HOW TO SIZE/ORDER

From the capacity chart, select the model that can handle the working pressure of the system (PMO). Select the trap that will meet the capacity requirements at the differential pressure. Example:

Application: 2740 lbs/hr at 100 PSIG working pressure and 5 PSI differential pressure

Size/Model: 1 1/2" **FTT-145** (145 PSIG max), NPT connections

MATERIALS

Body & Cover	Ductile Iron
Gasket	Grafoil
Cover Screws	Steel, GR5
Float	Stainless Steel, AISI 304
Internals	Stainless Steel
Thermostat	Stainless Steel
Valve Seat	Stainless Steel, 17-4 PH
Valve Disc	Stainless Steel, AISI 420F

CAPACITIES – Condensate (lbs/hr)

Model	PMO (PSIG)	Pipe Size	Differential Pressure (PSI)																			
			1/4	1/2	1	2	5	10	15	20	30	40	50	65	75	100	125	145	200	225	250	300
FTT-65	65	1/2", 3/4"	115	155	205	270	390	520	610	685	810	910	995	1110								
FTT-65	65	1"	340	500	775	1100	1700	2400	2800	3250	3925	4200	5000	5825								
FTT-65	65	1 1/2"	1150	1650	2500	3450	5300	7500	8180	10600	13100	15000	16800	18900								
FTT-65	65	2"	3470	4820	8500	11950	18700	25200	26900	36000	43000	49600	55500	61300								
FTT-145	145	1/2", 3/4"	55	75	100	135	200	270	320	365	435	490	540	600	640	725	795	850				
FTT-145	145	1"	190	275	405	550	840	1200	1380	1600	1850	2200	2450	2750	2920	3400	3700	3900				
FTT-145	145	1 1/2"	685	970	1275	1750	2740	3750	4490	5100	6250	7200	8000	8900	9600	11250	12000	13300				
FTT-145	145	2"	1860	2680	3125	4400	6900	9250	13790	14600	16900	19400	21900	25000	26800	31000	34000	37000				
FTT-225	225	1/2", 3/4"	40	50	70	95	135	185	220	245	290	330	360	405	430	485	530	565	645	680		
FTT-225	225	1"	150	200	300	405	600	820	975	1130	1375	1510	1620	1875	2000	2350	2600	2750	3100	3250		
FTT-250	250	1 1/2"	530	710	825	1130	1760	2500	2950	3375	4125	4740	5250	6000	6400	7300	8000	8650	10200	10800	11300	
FTT-250	250	2"	695	985	1560	2185	3490	4800	5800	6750	8250	9500	10650	12400	13300	15000	16600	18120	21200	22300	23200	
FTT-300	300	1"	100	155	220	300	460	630	750	860	1060	1240	1360	1450	1600	1820	2000	2130	2500	2650	2800	3000

BIBLIOGRAFÍA

1. Yanus A. Cengel, Termodinámica, 5ta edición, Mc Graw Hill.
2. Spirax sarco, The Steam and Condensate Loop Book, 2011 edition
3. Watson McDaniel, Catálogo de producto, 127 va Edición.
4. Costera soluciones industriales, Artículo "Ahorro de energía en aislamiento térmico"
5. Spirax sarco, Design of fluid Systems, Eleventh Edition, April 1997
6. Selmec equipos industriales S.A de CV, Manual Selmec de Calderas, 4ta edición, 1992.
7. Spirax Sarco, Articulo "El costo del vapor"
8. US Department of energy, "Steam Tip Sheet #15"
9. Spirax Sarco, Programa de cálculo para dimensionamiento de tuberías, [<http://spiraxsarco.com/resources/calculators/pipes/sizing-new-pipes.asp>]
10. Frank P. Incropera, Fundamentos de transferencia de calor, 4ta edición, Prentice Hall, México 1999
11. Testo, Termografía guía de bolsillo, Septiembre 2008

12. Fiberglass, Aislamientos industriales, ficha técnica de productos

13. Valsteam Adca Engineering SA, Product Handbook, May 2011