



UNIVERSIDAD DE COSTA RICA

FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Diseño de la nueva red de vapor y de retorno de condensados de la embotelladora Coca-Cola FEMSA en Calles Blancos, Guadalupe

Trabajo final de graduación sometido a consideración de la

UNIVERSIDAD DE COSTA RICA

como parte de los requisitos
para aspirar al título y grado de

LICENCIATURA EN INGENIERÍA MECÁNICA

Sara Virginia Hernández Vargas

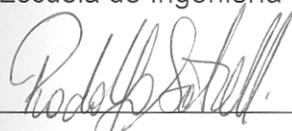
Ciudad Universitaria Rodrigo Facio
Agosto 2016

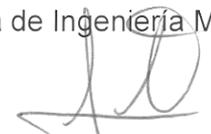
Hoja de tribunal

Este proyecto de graduación fue aceptado por la Comisión de Trabajos Finales de Graduación Examinador de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Costa Rica, como requisito parcial para optar por el grado y título de Licenciatura en Ingeniería Mecánica.

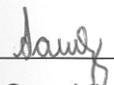

Representante del Director de la Unidad Académica
Ing. Hazel Aragón O'Connor, MSc.
Representante del Director Escuela de la Escuela de Ingeniería Mecánica


Asesor director
Ing. Raziel Farid Sanabria Sandí, MSc.
Escuela de Ingeniería Mecánica


Asesor interno
Ing. Rodolfo Soto Urbina; Máster Ciencias Educación énfasis Docencia.
Escuela de Ingeniería Mecánica


Asesor externo
Ing. Lic. Wilberth Real Durán
Supervisor de Servicios Auxiliares
Coca-Cola FEMSA, Costa Rica


Docente curso Proyecto II
Ing. Marco Vinicio Calvo Vargas, MBA.
Escuela de Ingeniería Mecánica


Ponente
Ing. Sara Virginia Hernández Vargas

Agradecimiento

Primeramente, un agradecimiento especial a ambos profesores asesores, por su apoyo durante esta tesis, así como a mis papás y hermanos que estuvieron apoyándome durante este proceso.

A los señores de Coca Cola FEMSA, Wilberth Real, asesor externo, José Rojas, por permitirme empezar el trabajo final de graduación en la empresa y a todos los que de una u otra forma colaboraron en las visitas.

Un especial agradecimiento a Rodrigo, por su constante apoyo durante este proceso, y por ayudarme a perseverar en la culminación de este trabajo final de graduación.

Dedicatoria

Quiero agradecer a Dios por darme la oportunidad de llegar a este punto de mi vida y permitirme cumplir, el que ha sido uno de mis objetivos desde el momento en que ingresé a la Universidad de Costa Rica.

Agradecerle a mis padres por todo lo que han hecho por mí a lo largo de estos años, por inculcarme los valores de valentía, responsabilidad y honestidad como pilares en mi vida, los cuales me han ayudado a lo largo de todo este proceso.

A Pablo Hernández, mi hermano menor, por su apoyo y ánimos, siempre recordándome la importancia del esfuerzo y de la perseverancia, por su apoyo incondicional, por escucharme y aconsejarme a lo largo de este proyecto.

A mis asesores Raziell, Rodolfo y Wilberth por la dedicación y seriedad mostradas durante este largo proceso para lograr llevar a cabo este proyecto con éxito.

- Sara

*“Nunca consideres el estudio como una obligación, sino como una oportunidad
para penetrar en el bello y maravilloso mundo del saber”*

Albert Einstein

Tabla de contenidos

Hoja de tribunal.....	iii
Agradecimiento.....	iv
Dedicatoria.....	v
Tabla de contenidos.....	vii
Índice de tablas.....	xiii
Índice de figuras	xvi
Resumen	xviii
1. Introducción	1
1.1. Panorama	1
1.1.1 Coca-Cola FEMSA (Costa Rica)	2
1.1.2 Misión y visión de la empresa.....	2
1.1.3 Valores de Coca-Cola FEMSA	2
1.1.4 Planta embotelladora Coca-Cola FEMSA (Costa Rica).....	3
1.1.5 Descripción de los procesos productivos	4
1.2 Problemática	5
1.3 Justificación	6
1.4 Objetivos	7
1.4.1 Objetivo general	7
1.4.2 Objetivos específicos.....	8
1.5 Alcances y limitaciones	8
1.6 Metodología	9
2 Marco teórico	11
2.1 Funcionamiento de una caldera.....	11
2.1.1 Calderas pirotubulares	12
2.1.1.1 Calderas de retorno horizontal	12
2.1.1.2 Caldera caja de fuego (“firebox”).....	13

2.1.1.3	Caldera marina escocesa (“scotch”)	14
2.1.1.4	Caldera vertical	14
2.1.2	Calderas acuatubulares	15
2.2	Pérdidas en tuberías de vapor	16
2.2.1	Métodos de cálculo	17
2.2.2	Reducción de pérdidas	25
2.2.3	Tuberías de retorno de condensado	27
2.3	Equipos y accesorios típicos en tuberías de retorno de condensado	29
2.3.1	Trampas de vapor	29
2.3.1.1	Trampas termostáticas	29
2.3.1.2	Trampas mecánicas	30
2.3.1.3	Trampas termodinámicas	30
2.3.1.4	Bomba trampas	31
2.3.2	Tanque de vaporización instantánea	33
2.3.3	Intercambiadores de calor	35
2.3.4	Bombas de condensado	36
2.3.5	Aislamiento térmico	38
2.3.6	Materiales	39
2.4	Análisis económico	40
3	Análisis de la red de vapor actual de Coca-Cola FEMSA	44
3.1	Equipos instalados	44
3.1.1	Caldera CB 600	44
3.1.2	Lavadora KHS OMEGA LAVANA DL 12/420 27/125 (Lavadora 4)	45
3.1.3	Lavadora Sanmartin (Lavadora 2)	45
3.1.4	Intercambiador Alfa Laval (Sala CIP)	45
3.1.5	Pasteurizador GEA Ecoflex (Línea 6)	46
3.1.6	Intercambiador Alfa Laval (Línea 6)	47
3.2	Condiciones actuales de los equipos	47

3.2.1	Caldera.....	47
3.2.2	Lavadora KHS OMEGA LAVANA DL 12/420 27/125 (Lavadora 4).....	49
3.2.3	Lavadora Sanmartin (Lavadora 2).....	50
3.2.4	Intercambiador Alfa Laval (Sala C.I.P.)	50
3.2.5	Línea 6	52
3.3	Cuantificación de flujo de vapor producido por la caldera y su presión.....	53
3.3.1	Caídas de presión en cada punto de consumo de vapor	54
3.3.1.1	Lavadora 4	58
3.3.1.2	Lavadora 2	64
3.3.1.3	Intercambiador 1 C.I.P. principal.....	66
3.3.1.4	Intercambiador 2 C.I.P. principal.....	67
3.3.1.5	Pasteurizador L6	68
3.3.1.6	C.I.P. L6	69
3.3.1.7	Etiquetadora L6.....	70
3.4	Cuantificación de la cantidad de condensado producido	70
4	Diseño de la nueva red de vapor	74
4.1	Cálculo de diámetros de tuberías y dimensionamiento de accesorios. 74	
4.1.1	Lavadora 4	80
4.1.2	Lavadora 2	83
4.1.3	Intercambiadores 1 y 2, sala C.I.P. principal	85
4.1.4	Pasteurizador L6	87
4.1.5	Etiquetadora L6	88
4.1.6	C.I.P. L6	88
4.2	Rediseño de la red de retorno de condensados	89
4.2.1	Retorno de condensados de Sala C.I.P. principal	94
4.2.2	Retorno de condensados de Línea 6.....	97
4.2.2.1	C.I.P. L6	97

4.2.2.2	Pasteurizador L6	98
4.2.2.3	Tanque de mezclado línea 6	99
4.2.3	Retorno Lavadora línea 2	104
4.2.4	Retorno Lavadora línea 4	106
4.2.5	Tanque de retorno de condensados.....	106
5	Análisis Económico	110
5.1	Definición de parámetros de evaluación.	110
5.1.1	Costo del combustible (Gasóleo) en Costa Rica.	110
5.1.2	Costo del tratamiento del agua.....	112
5.1.3	Tasa mínima atractiva de retorno.	112
5.2	Costos del proyecto	114
5.3	Beneficios del proyecto	117
5.3.1	Beneficios de mejoras en el sistema de distribución del vapor. .	117
5.3.2	Beneficios en la mejora del sistema de retorno de condesados..	118
5.3.2.1	Beneficio por recuperación del calor del condensado retornado.....	118
5.3.2.2	Beneficio por reducción en el costo del tratamiento del agua. .	120
5.4	Balance y factibilidad	121
6	Conclusiones y recomendaciones	123
6.1	Recomendaciones	123
6.2	Conclusiones	126
	Bibliografía	129
	Anexos	133
	Anexo A.1. Datos técnicos del intercambiador de calor de C.I.P. de línea 6.....	133
	Anexo A.2. Vista frontal del intercambiador de calor de C.I.P. de línea 6.....	133
	Anexo A.3. Datos técnicos del pasteurizador de línea 6.....	134

Anexo A.4. Datos técnicos del intercambiador de calor de C.I.P. de línea 1 y línea 2.....	134
Anexo A.5. Vista frontal del intercambiador de calor de C.I.P. de sala principal.	135
Anexo A.6. Datos técnicos del intercambiador de calor de lavadora de línea 2	135
Anexo A.7. Datos técnicos del intercambiador de calor de lavadora de línea 4	136
Anexo A.8. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 4.1.	136
Anexo A.9. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 4.2.	137
Anexo A.10. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 4.3.	137
Anexo A.11. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 4.4.	138
Anexo A.12. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 4.5.	138
Anexo A.13. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 4, punto T1S.....	139
Anexo A.14. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 4, punto T2S.....	139
Anexo A.15. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 4, punto T1I	140
Anexo A.16. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 4, punto T2I	140
Anexo A.17. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 4, punto AA.....	141
Anexo A.18. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 2, punto lavadora 2.1.....	141

Anexo A.19. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 2, punto lavadora 2.2.....	142
Anexo A.20. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta el intercambiador 1 C.I.P. principal.....	142
Anexo A.21. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta el intercambiador 2 C.I.P. principal....	143
Anexo A.22. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta el Pasteurizador L6.....	144
Anexo A.23. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta el Etiquetadora L6.	145
Anexo A.24. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta el C.I.P L6.....	146
Anexo A.25. Determinación de diámetro y alivio de tanque de revaporación intermedio	147

Índice de tablas

Tabla 3.1. Datos técnicos de intercambiadores de sala C.I.P. principal.....	46
Tabla 3.2. Datos técnicos del pasteurizador.	47
Tabla 3.3. Datos técnicos de intercambiadores línea 6.....	47
Tabla 3.4. Consumos de vapor teóricos.....	54
Tabla 3.5. Volúmenes específicos a las presiones indicadas	56
Tabla 3.6. Consumos de vapor reales	57
Tabla 3.7. Tramo caldera-lavadora 4.1.	58
Tabla 3.8. Tramo caldera-lavadora 4.2.	59
Tabla 3.9. Tramo caldera-lavadora 4.3.	59
Tabla 3.10. Tramo caldera-lavadora 4.4.	60
Tabla 3.11. Tramo caldera-lavadora 4.5.	61
Tabla 3.12. Tramo caldera-lavadora T1S.....	61
Tabla 3.13. Tramo caldera-lavadora T2S.....	62
Tabla 3.14. Tramo caldera-lavadora T1I.	62
Tabla 3.15. Tramo caldera-lavadora T2I.	63
Tabla 3.16. Tramo caldera-lavadora AA.	64
Tabla 3.17. Tramo caldera - lavadora 2.1.	64
Tabla 3.18. Tramo caldera - lavadora 2.2.	65
Tabla 3.19. Tramo caldera - Intercambiador 1, Sala C.I.P.	66
Tabla 3.20. Tramo caldera – Intercambiador 2, Sala C.I.P.	67
Tabla 3.21. Tramo caldera – pasteurizador línea 6.....	68
Tabla 3.22. Tramo caldera – intercambiador línea 6.....	69
Tabla 3.23. Tramo caldera – etiquetadora L6.	70
Tabla 3.24. Carga de condensado en lb/h por cada 100 pies de longitud de tubería	72
Tabla 3.25. Condensado teórico generado en cada punto de consumo.	73

Tabla 4.1. Presiones por tramo en la red de vapor.	76
Tabla 4.2. Cálculo de diámetros nominales para el rediseño de la red de vapor.	77
Tabla 4.3. Cálculo de diámetros nominales para el rediseño de la red de vapor.	79
Tabla 4.4. Caída de presión hasta el punto de consumo lavadora 4.1.	80
Tabla 4.5. Caída de presión hasta el punto de consumo lavadora 4.2.	81
Tabla 4.6. Caída de presión hasta el punto de consumo lavadora 4.3.	81
Tabla 4.7. Caída de presión hasta el punto de consumo lavadora 4.4.	82
Tabla 4.8. Caída de presión hasta el punto de consumo lavadora 4.5.	82
Tabla 4.9. Caída de presión hasta el punto de consumo lavadora T1S.	83
Tabla 4.10. Caída de presión hasta el punto de consumo lavadora T2S.	83
Tabla 4.14. Caída de presión hasta el punto de consumo lavadora 2.1.	84
Tabla 4.15. Caída de presión hasta el punto de consumo lavadora 2.2.	84
Tabla 4.16. Caída de presión hasta el punto de consumo intercambiador 1 C.I.P.	87
Tabla 4.17. Caída de presión hasta el punto de consumo intercambiador 2 C.I.P	87
Tabla 4.18. Caída de presión hasta el punto de consumo pasteurizador L6. ...	88
Tabla 4.19. Caída de presión hasta el punto de consumo etiquetadora L6.	88
Tabla 4.20. Caída de presión hasta el punto de consumo C.I.P. L6.	89
Tabla 4.21. Caída de presión hasta Tee de interconexión, para el intercambiador 1.	96
Tabla 4.22. Caída de presión hasta Te de interconexión, para el intercambiador 2.	97
Tabla 4.23. Caída de presión hasta Te de interconexión, para el C.I.P. L6.	98
Tabla 4.24. Caída de presión hasta Te de interconexión, para el pasteurizador L6.	99
Tabla 4.25. Generación de vapor flash en tanque de mezclado en retorno de condensado Línea 6.	101

Tabla 4.26. Propiedades de los fluidos a la entrada y salida del tanque de mezclado.....	103
Tabla 4.27. Presión a equilibrar para inyectar fluido de CIP L6 con CIP principal.	104
Tabla 4.28. Presión hasta tanque de retorno de condensados.....	104
Tabla 4.29. Presión hasta Tee que une condensado de lavadora 2 con C.I.P. principal.....	105
Tabla 4.30. Presión hasta Te que une condensado de lavadora 2 con C.I.P. principal.....	106
Tabla 4.31. Condensado trasegado en entrada 1 hasta tanque de retorno de condensado.....	107
Tabla 4.32. Condensado trasegado en entrada 2 hasta tanque de retorno de condensado.....	108
Tabla 4.33. Cantidad de condensado generado en el tanque de retorno de condensado.....	108
Tabla 4.34. Cantidad de condensado generado en el tanque de retorno de condensado.....	109
Tabla 5.1. Tasas de interés promedio según diferentes bancos.....	113
Tabla 5.2. Costo de materiales rediseño de sistema de vapor y sistema de retorno de condensados.....	116
Tabla 5.3. Tabla resumen costos.	117
Tabla 5.4. Ahorro anual de combustible.....	119
Tabla 5.5. Ahorro por reutilización del agua tratada.....	120
Tabla 5. 6. Indicadores para inversión.	121
Tabla 5.7. Indicadores para inversión.	122

Índice de figuras

Figura 1.1. Envoltura de la “TECMI”.....	5
Figura 2.1. Caldera de retorno horizontal.....	13
Figura 2.2. Caldera tipo “Firebox”	13
Figura 2.3. Caldera tipo marina escocesa.....	14
Figura 2.4. Caldera tipo vertical.	15
Figura 2.5. Caldera de tubos de agua.....	16
Figura 2.6. Diagrama de Moody.....	21
Figura 2.7. Red de resistencias térmicas para la tubería.	26
Figura 2.8. Bomba trampa.....	32
Figura 3.1. Caldera Cleaver Brooks CB600.....	44
Figura 3.2. Intercambiador Alfa Laval M6	46
Figura 3.3. Situación actual intercambiadores de calor de la sala C.I.P.	52
Figura 3.4. Carga de condensado en lb/h por cada 100 pies de longitud de tubería	71
Figura 4.1. Capacidad de una caldera CB (lb/h).....	75
Figura 4.2. Alimentación de intercambiadores de calor 1 y 2, Sala C.I.P. principal.	86
Figura 4.3. Correcta instalación de trampas de vapor en los accesorios necesarios.....	90
Figura 4.4. Arreglo de tubería para pierna de drenaje 1.	91
Figura 4.5. Ubicación de pierna de drenaje 2.	92
Figura 4.6. Arreglo de tuberías erías de pierna de drenaje 2.....	93
Figura 4.7. Ubicación de pierna de drenaje 3.	93
Figura 4.8. Tubería de retorno de condensado de intercambiadores de Sala C.I.P. principal.....	94
Figura 4.9. Trampas de vapor modelos FTX y FTC, de Colton industries.	95
Figura 4.10. Retorno de condensado línea 6	100

Figura 4.11. Retorno de condensado Línea 6.....	101
Figura 4.12. Entradas y salidas de lujos de tanque de retorno intermedio.....	102
Figura 4.13. Entradas y salidas de flujos de tanque de retorno de condensado final.	107
Figura 5.1. Costo del gasóleo en Costa Rica en los años 2006 al 2016.....	111
Figura 5. 2. Comportamiento tasa básica pasiva.	113
Figura 6.1. Recomendaciones para aumentar el retorno de condensados en sala C.I.P. principal.....	124
Figura 6.2. Recomendaciones para aumentar el retorno de condensados en línea 6.	125
Figura 6.3. Inspección de trampas de vapor	126

Resumen

El rediseño de la red de vapor y de retorno de condensados de Coca Cola FEMSA, tiene como fin determinar la factibilidad económica del rediseño de todo el sistema de alimentación de vapor de la planta, de manera tal que se logre proveer a todos los equipos con la presión y caudal de diseño para que operen en su punto óptimo, y así se aumente la eficacia del proceso.

Con el rediseño de la red de vapor se identificaron los puntos críticos de consumo de vapor como los de mayor demanda de flujo másico, para cuantificar la pérdida de presión del vapor hasta los puntos de consumo y determinar así las propiedades del condensado retornado.

Los accesorios tanto en la línea de vapor como de retorno de condensados juegan un papel trascendental, debido a su función primordial, ya sea de regulación de flujo, filtrado o bien de separación de vapor y condensado. A pesar de ello, los accesorios también son responsables de la caída de presión, al igual que los equipos de consumo.

Así mismo se busca retornar la mayor cantidad de condensado, de forma que se pueda alimentar la caldera con el condensado retornado a la temperatura recomendada, debido a que esto implica ahorro de dinero.

Como parte de la propuesta, se brindan además recomendaciones que ayudarán a aumentar la eficiencia del proceso y del retorno de condensados, en caso de que no se quiera llevar a cabo el rediseño completo sugerido en este documento.

1. Introducción

Este apartado tiene como fin comprender el contexto de la empresa en la cual se desarrolló el presente trabajo. Para ello, a lo largo en este capítulo se presentan generalidades de la empresa en la que se realizó el proyecto. Luego se efectuó una descripción general de la planta y se explicó la problemática y justificación que conllevan a establecer los objetivos del presente proyecto.

1.1. Panorama

“Coca-Cola FEMSA es una subsidiaria de la empresa Fomento Económico Mexicano S.A. de C.V. (FEMSA) y The Coca-Cola Company” (Bonilla-Mora & Meza-Moraga, 2012, p. 1). Inicialmente se llamó FEMSA Refrescos S.A. de C.V. Su nombre actual surgió en junio de 1993 cuando The Coca-Cola Company suscribió 30% del capital social de la empresa. (Bonilla-Mora & Meza-Moraga, 2012)

Se logra posicionar en Centroamérica en el 2003, cuando compra la embotelladora Panamerican Beverages Inc., Panamco (Bonilla-Mora & Meza-Moraga, 2012). Actualmente Coca-Cola FEMSA cuenta con 44 plantas en América Latina y 21 en Filipinas y se subdivide en cuatro partes según la ubicación geográfica (FEMSA, 2009):

- México y Centroamérica: Guatemala, Nicaragua, Costa Rica, Panamá y México.
- Sudamérica: Argentina, Venezuela y Colombia.
- Brasil
- Sureste Asiático: Filipinas

1.1.1 Coca-Cola FEMSA (Costa Rica)

Coca-Cola FEMSA en Costa Rica cuenta con dos plantas: la planta embotelladora de Calle Blancos y la planta de Coronado.

En Calle Blancos se embotellan todos los productos que se comercializan en vidrio, plástico a base de polietileno tereftalato (PET por sus siglas en inglés), y sus presentaciones retornables de PET. En la planta de Coronado se envasa el producto en presentaciones de *Tetra Brik*, ya sea Hi-C, Sunfruit, o productos Del Valle.

1.1.2 Misión y visión de la empresa

La empresa Coca-Cola FEMSA tiene como misión: “Satisfacer y agradar con excelencia al consumidor de bebidas”; y como visión: “Ser el mejor embotellador del mundo, reconocido por su excelencia operativa y la calidad de su gente.”

1.1.3 Valores de Coca-Cola FEMSA

Los valores para Coca-Cola FEMSA son la base para su éxito actual y futuro. A continuación, se enumeran los cinco principales valores que caracterizan a la empresa:

Pasión por el servicio y el enfoque hacia los clientes y consumidores:
“estamos comprometidos a satisfacer las necesidades de nuestros clientes y consumidores con bebidas de calidad.”

Creatividad e innovación: *“ya sea trabajando en la línea de embotellado, en pre-venta o distribuyendo, nosotros vemos los retos como oportunidades de satisfacer a nuestros clientes, para mejorar nuestras prácticas operativas y hacer que nuestro negocio crezca.”*

Trabajo en equipo: *“promovemos un ambiente de equipo positivo en el cual compartimos ideas, resolvemos problemas y nos comprometemos para lograr el éxito de cada uno de nosotros.”*

Respeto por el individuo, sus derechos y dignidad: *“trabajamos para desarrollar profundamente y construir relaciones de negocios duraderas basadas en la confianza.”*

Alto estándar de calidad y niveles de productividad: *“continuamente se busca realizar mejoras en la cadena de valor así como tener un mayor aprovechamiento de los recursos, lo cual nos permite ser uno de los embotelladores más rentables en el mundo.”*

1.1.4 Planta embotelladora Coca-Cola FEMSA (Costa Rica)

El proyecto se desarrolló en la planta embotelladora de Calle Blancos, Guadalupe. Los principales productos que se envasan en esta planta, en las diferentes presentaciones del mercado son: Coca-Cola, Fanta, Sprite, Fresca, Vallefruit, Powerade, agua Alpina, Gladiador y Fuze Tea.

Para llevar a cabo el embotellado del producto, la planta cuenta con la estación de saneamiento, o sala *C.I.P.* (*clean in place*, por sus siglas en inglés). La sala CIP es donde se preparan todos los fluidos necesarios para llevar a cabo los saneamientos.

La planta posee ocho líneas, siete de ellas de envasado. En la línea 1 se embotellan bebidas carbonatadas en las presentaciones de 600 ml y 355 ml y agua en la de 600 ml; en la línea 4 se embotella PET retornable y las presentaciones de 3 l y 2,5 l; la línea 2 en presentaciones de 1 l, 6,5 oz y 12 oz. La línea 5 se encarga del embotellado de agua en las presentaciones de 3 l y 5 l. En la línea 6 se realiza el embotellado en caliente de Fuze Tea y las bebidas *Del Valle* que se comercializan en PET. En la línea 7 se envasa *Post mix* (bolsas

de venta para dispensadoras, principalmente para venta de restaurantes de comida rápida) y la línea 8 es de empaque de las botellas según lo solicitado por los vendedores de producto, principalmente de supermercados.

Además, la planta cuenta con el área de servicios auxiliares que tiene como pertinencia el abastecimiento de agua a la planta, el trasiego y almacenamiento de amoníaco, que es utilizado como el principal refrigerante, y la producción de vapor.

1.1.5 Descripción de los procesos productivos

En este apartado se describirá el proceso productivo de manera general, haciendo énfasis en las líneas de interés, que son las líneas con lavadoras (2 y 4) y la línea 6 (de embotellado en caliente), que requieren alimentación de vapor.

El proceso consiste en una línea larga, en la que se trasladan las botellas por medio de una banda transportadora. En el proceso de la línea 4, un operador primero coloca las cajas con botellas vacías (las cajas son de 3 filas de 2 botellas) en una banda transportadora a una altura inferior a la banda transportadora principal, hasta llegar a la primera de las máquinas del proceso: la desempacadora. Ésta toma las botellas de la parte superior por medio de ventosas y las coloca en la banda transportadora que las guía a lo largo del proceso de llenado.

Posteriormente, cada botella pasa a la descapsuladora, que es la encargada de quitarle las tapas. Se procede con un enjuague en la parte superior de la botella para pasar a la siguiente máquina, conocida como la “*Alexus*”, que es la encargada de determinar si la botella contiene algún combustible, alcohol u otra sustancia que pueda afectar la esencia del producto que se está embotellando.

Seguidamente las botellas se dirigen a la lavadora, en la que se realizan una serie de enjuagues en soda cáustica y agua (en el calentamiento de la soda

cáustica se utiliza el vapor). Las botellas prosiguen a la llenadora y a la capsuladora (máquina encargada de colocarle las tapas) que se encuentra en la misma llenadora, se le realiza un enjuague e inspección más. Finalmente, se procede a la empacadora, la cual coloca las botellas de regreso a las cajas.

En la línea 6 no se colocan las botellas al final del proceso de vuelta a las cajas, sino que por medio de la máquina envolvedora “TECMI” se le coloca plástico encima para luego ser pasadas por un horno de manera que el plástico sobre las botellas toma la forma de ellas, como se aprecia en la figura 1.1.



Figura 1.1. Envoltura de la “TECMI”
Fuente: Lider.cl

1.2 Problemática

En el área de Servicios Auxiliares de la planta embotelladora Coca-Cola FEMSA, en Calle Blancos, Guadalupe, el vapor es de gran importancia para tres propósitos específicos. El primero es el saneo, debido a que antes del embotellamiento de cada producto, los implementos y la maquinaria utilizados deben ser esterilizados utilizando agua que es calentada por medio de intercambiadores de calor alimentados por el vapor. El segundo uso del vapor se da en la pasteurización de los productos naturales que se embotellan, tal como el té frío en sus diversas presentaciones. El tercer propósito del vapor es en la lavadora de botellas de productos retornables, tanto en vidrio como en plástico.

Por lo tanto, el buen funcionamiento de la línea de distribución de vapor es fundamental para atender sus requerimientos respectivos de manera adecuada.

La problemática actual es que la red de distribución de vapor de la embotelladora opera de manera muy ineficiente. El condensado que se genera no se logra extraer por completo de la línea de vapor, lo que implica dos problemas: primero, va a producir golpe de ariete a lo largo de la tubería, lo que eventualmente puede hacer que esta llegue a fallar; segundo, el condensado posee un alto nivel energético debido a su alta temperatura y se está desperdiciando.

El objetivo de una red de retorno de condensados es captar el fluido remanente del intercambio de calor con el fin de retornarlo a la caldera y así aprovechar la energía que contiene este condensado y ahorrar dinero en la utilización de productos químicos en el tratamiento del agua. Esta captación de condensados se realiza por medio de las trampas de vapor. En Coca-Cola FEMSA se están desechando estos condensados debido a que no existe un sistema que lo retorne a la caldera, lo que está generando un desperdicio importante de energía.

1.3 Justificación

La red de distribución de vapor es de vital importancia dentro del proceso de producción de la compañía en los usos mencionados anteriormente. De igual manera, la red de retorno de condensados tiene el mismo nivel de importancia, ya que se debe garantizar que este condensado se retire de la línea de vapor para evitar posibles daños en ésta y sea devuelto al tanque de alimentación de la caldera.

Según la última auditoría realizada por Gestión de Servicios de Manufactura (GSM), departamento de FEMSA en México, el panorama actual de la compañía es que se está recuperando sólo un 47% del total del condensado

debido a fallas en el diseño del sistema de retorno (tuberías y accesorios). Este sistema fue construido hace aproximadamente 20 años sin un diseño mecánico que lo respaldara. En el caso de los intercambiadores de calor, la red existente de retorno que capta el condensado, luego de entregar su energía, tiene grandes fallas en el arreglo de tuberías, que no permiten retornar el condensado hasta el tanque de alimentación el agua. Las trampas de vapor no trabajan adecuadamente, por lo que una gran cantidad de condensado continúa por la línea de vapor hasta el final del proceso, con los problemas que esto representa y que se discutieron en la problemática.

Para la compañía es de gran importancia contar con un nuevo diseño, para así mejorar el sistema y poder aprovechar la energía que aún posee el condensado y alimentar nuevamente la caldera con agua previamente tratada y a alta temperatura. Asimismo, debe estudiarse el aislamiento en la tubería de vapor, que reduzca la generación de condensado, así como la colocación adecuada de las trampas de vapor para evacuar todo el condensado. Por lo tanto, este nuevo diseño hará que Coca-Cola FEMSA reduzca los costos de combustible, de abastecimiento de agua y su subsiguiente tratamiento químico.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Diseñar la nueva red de vapor y de retorno de condensados de la embotelladora Coca-Cola FEMSA en Calle Blancos, Guadalupe para aumentar la eficiencia energética en el sistema de vapor de vapor de la planta.

1.4.2 Objetivos específicos

Cuantificar los requerimientos de vapor de la planta para determinar las características del sistema de distribución.

Documentar la geometría y accesorios de la red de vapor y de retorno de condensados actual de la planta.

Analizar los equipos y accesorios en la red de distribución de vapor y en la red de condensados para determinar sus características de funcionamiento y cuantificar las pérdidas de condensados.

Realizar un nuevo diseño de la red de vapor y de retorno de condensados de la planta para mostrar los beneficios y ventajas de la nueva propuesta.

Elaborar un análisis económico para determinar la factibilidad del proyecto.

1.5 Alcances y limitaciones

Se realizará el estudio y diseño tanto de la red de vapor como de la red de retorno de condensados. Los condensados incluyen el agua adquirida por intercambio de calor, luego de que el vapor entrega su energía al respectivo equipo en donde se requiera, así como también la obtenida debido a las pérdidas a lo largo de la tubería y que se recuperan por medio de las trampas de vapor. Además, vale aclarar que debido a políticas internas de la empresa, no se pueden tomar fotografías dentro de sus instalaciones, por lo que no será posible mostrar, de forma visible, las deficiencias en la red de vapor actual.

Las redes de vapor se diseñan para que no exista condensado, por lo tanto, el diseño se simplificará considerando que por ella sólo pasará vapor y no dos fases (vapor y agua). Para garantizar esta ausencia de condensado en la tubería, se estudiará la distancia necesaria que debe existir entre cada trampa de vapor para la mayor recuperación de condensados posible y la liberación de la tubería de vapor de éste y así evitar daños. De igual manera, se determinará

la inclinación que debe tener de la tubería de vapor, y los accesorios necesarios en la tubería de retorno de condensados para el trasiego del agua, de manera que se analizará la necesidad de colocar válvulas, bombas, tanque de vaporización instantánea (tanque “flash”), entre otros dispositivos que además ayuden a aprovechar de la mejor manera la energía presente en el condensado y sean de utilidad para trasegar el fluido nuevamente a la caldera.

Por último, se cuantificará el ahorro energético y económico que generará el nuevo diseño de la red de vapor. Se calculará el costo de la implementación del proyecto tomando en cuenta el costo de la instalación, para así establecer el tiempo de retorno de la inversión.

1.6 Metodología

El primer paso, luego de haber definido el tema, fue hacer una revisión bibliográfica acerca de los tópicos involucrados: generación de vapor, distribución de vapor, pérdidas en tuberías de vapor y accesorios presentes en tuberías de vapor. Para esto se utilizaron las bases de datos del *Sistema de Bibliotecas, Documentación e Información* (SIBDI) de la Universidad de Costa Rica, para así obtener artículos científicos y demás fuentes especializadas en la materia. También se consultaron manuales de diseño de fabricantes de equipo utilizado en la generación de vapor. Se tuvo acceso al plano de la red de vapor actual en la embotelladora Coca-Cola FEMSA, de donde se pudo conocer la distribución del sistema, diámetros de tubería, ubicación de trampas de vapor y los distintos sectores con requerimiento de vapor.

Luego se realizó una visita a la embotelladora Coca-Cola FEMSA para conocer de primera mano las condiciones de operación presentes en el sitio, principalmente el cuarto de calderas, como por ejemplo la temperatura del tanque de alimentación, temperatura en la caldera, distribución de la tubería y demás accesorios presentes.

Seguidamente, se midió la presión en diferentes puntos en la tubería, para determinar cuáles eran las trampas de vapor que presentaron más problemas. Se prosiguió a realizar los cálculos de diferencias de presiones, pérdidas por fricción y accesorios, y la cantidad de energía que se recuperaría, con el fin de presentar la nueva propuesta de diseño junto con su respectivo plano, todo fundamentado en la bibliografía.

Finalmente, se calculará el posible ahorro económico de la empresa con la implementación y se expondrán los hallazgos respectivos y las recomendaciones a partir del estudio realizado.

2 Marco teórico

2.1 Funcionamiento de una caldera

Las calderas son los equipos fundamentales utilizados para convertir el agua en vapor mediante la presurización y aumento de calor sensible (temperatura) en la caldera. De esta manera, se logra convertir un caudal importante de agua a vapor, en cantidades industriales, para ser utilizado en plantas de producción.

El principio de funcionamiento de una caldera se basa en la presencia de tres elementos principales que se llevan a cabo en la combustión: el oxígeno, un combustible y calor. El calor es proveído comúnmente por una llama de fuego (The Babcock & Wilcox Company, 2005).

En el horno, el combustible y el aire son mezclados y quemados, transformando la energía química en energía calórica, en donde mediante una superficie de transferencia de calor se aumenta la temperatura y presión del fluido hasta que se evapore y se convierta en vapor saturado para utilizarlo seguidamente en el proceso requerido.

La principal clasificación de calderas es por su tipo. Se dividen en *pirotubulares* (tubos de fuego) o *acuatubulares* (tubos de agua). Las calderas de tubos de fuego son utilizadas principalmente para bajas y medianas presiones, que se refiere a presiones de operación menores a 103 kPa (15 psi), mientras que las calderas acuatubulares son utilizadas a grandes escalas, a partir de 103 kPa (15 psi) en adelante (Rodríguez-Vásquez, 2006).

2.1.1 Calderas pirotubulares

Las calderas de tubos de fuego se caracterizan porque los gases de combustión circulan por tubos, los cuales por medio de transferencia de calor a través del acero calientan el agua hasta convertirla en vapor. Lo hacen a través de la llama de gran tamaño que tiene contacto con la estructura.

Según la NBBI (The National Board of Boiler and Pressure Vessel Inspector, 2014), existen cuatro configuraciones en las que pueden ser construidas las calderas:

2.1.1.1 Calderas de retorno horizontal

Este tipo de calderas son utilizadas principalmente para alimentar pequeñas edificaciones con vapor. Consisten en una superficie metálica cilíndrica de importante espesor en la cual se encuentran soportados dos o más bancos de tubos. El quemador se encuentra debajo de la estructura tubular como se muestra en la figura 2.1.

Los gases transitan entre los tubos calentando el agua mediante transferencia de calor. Una vez que los gases han pasado a través de los tubos son conducidos hasta la chimenea para utilizarlos en procesos de precalentamiento o desechados.

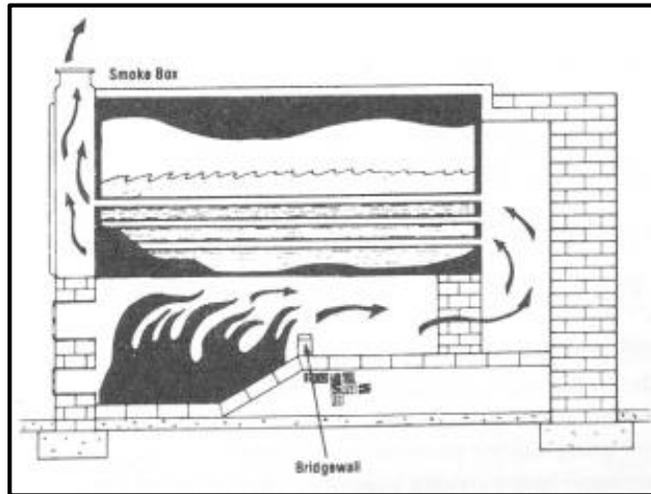


Figura 2.1. Caldera de retorno horizontal
 Fuente: Rodríguez-Vásquez, 2014, pág. 24

2.1.1.2 Caldera caja de fuego (“firebox”)

Estas calderas se caracterizan por tener una estructura semejante a las locomotoras, en donde los gases producto de la combustión pasan a través de los tubos. Una de las características de este tipo de caldera es que contienen pasos (por su nombre en inglés “baffles”).

Los pasos consisten en la cantidad de veces que pasan los gases de la combustión en una dirección, teniendo contacto con el agua. La figura 2.2 ilustra una caldera tipo caja de fuego.

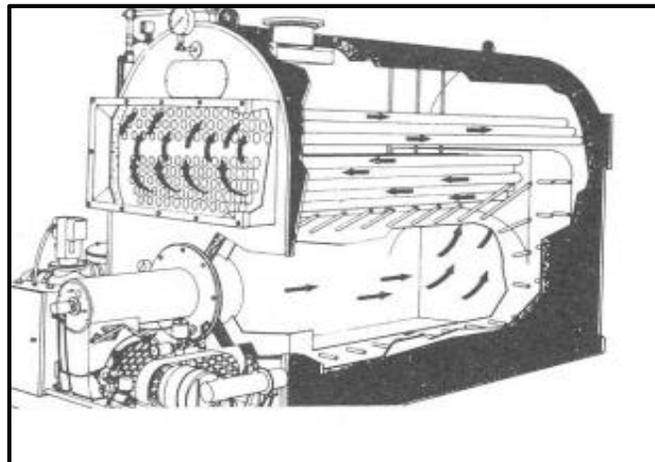


Figura 2.2. Caldera tipo “Firebox”
 Fuente: Rodríguez-Vásquez, 2014, pág. 25

2.1.1.3 Caldera marina escocesa (“*scotch*”)

Es el tipo de caldera predominante, tanto en procesos industriales como en calefacción. Su hogar es un tubo de gran diámetro conectado con tubos de menor diámetro a su alrededor, contenidos en la cámara de combustión. El agua se encuentra alrededor de la cámara, de modo que los gases se encargan de calentar el agua. Calderas más grandes de este tipo poseen varios hornos (de dos a cuatro). (The National Board of Boiler and Pressure Vessel Inspector, 2014)

La presión de trabajo suele ser máximo de 1961 kPa (19,6 bar) y una producción de 22 500 kg/h (22,2 ton/h). (Soto & Valladares, 2008). En la figura 2.3 se observa una imagen que ilustra la configuración de una caldera marina escocesa.

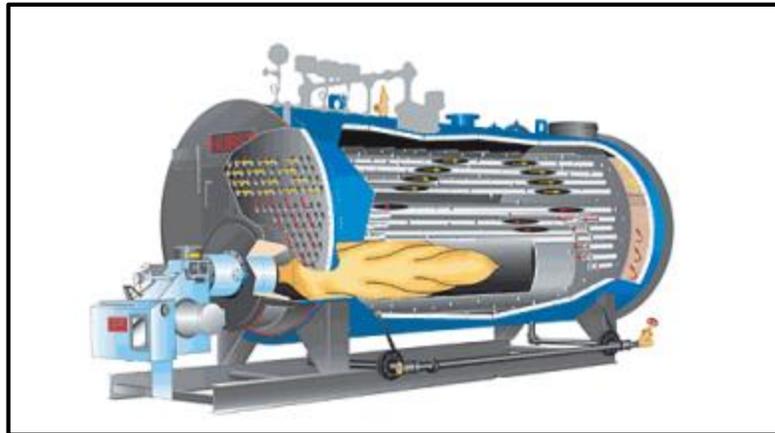


Figura 2.3. Caldera tipo marina escocesa.
Fuente: Soto-T. & Valladares-M., 2008, pág. 39

2.1.1.4 Caldera vertical

Es una caldera compacta, útil para cuando se posee poco espacio y la cantidad de vapor necesaria es poca. Consiste en una variación de las calderas de caja de fuego, en la cual el horno está rodeado por agua y tubos verticales. (Rodríguez-Vásquez, 2006). Para incrementar su eficiencia, en ocasiones se utilizan dos pasos de humo y su capacidad varía entre los 50 kg/h y 600 kg/h de vapor. (Soto & Valladares, 2008). En la figura 2.4 se ilustra una caldera vertical.

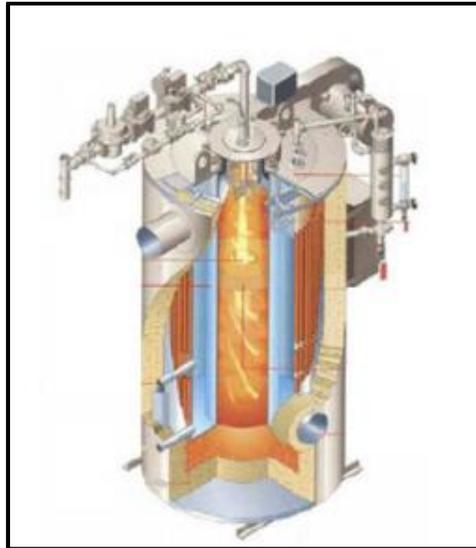


Figura 2.4. Caldera tipo vertical.
Fuente: Soto-T. & Valladares-M., 2008.

2.1.2 Calderas acuatubulares

En las calderas *acuatubulares*, a diferencia de las *pirotubulares*, el agua y el vapor circulan por los tubos, mientras que los gases de la combustión lo hacen por la parte exterior de los tubos, de manera que el calentamiento del agua y aumento de energía se da mediante la transferencia de calor entre los gases de combustión y el agua.

Las calderas *acuatubulares* están conformadas por un horno, que es el responsable de brindar los gases de combustión, cuentan con tubos de gran longitud y domos de vapor (The Babcock & Wilcox Company, 2005).

Como se puede apreciar en la figura 2.5, todos los tubos están conectados a los colectores (domos), y mediante los tubos longitudinales apilados se forma una pared que conforma parte del hogar. La circulación del agua, debido a la diferencia de densidad entre el agua caliente y fría, puede ser natural, de manera que se separa el agua del vapor de agua en el domo superior (domo de vapor) (Valle-Asto & Zavaleta-Cornejo, 2007).

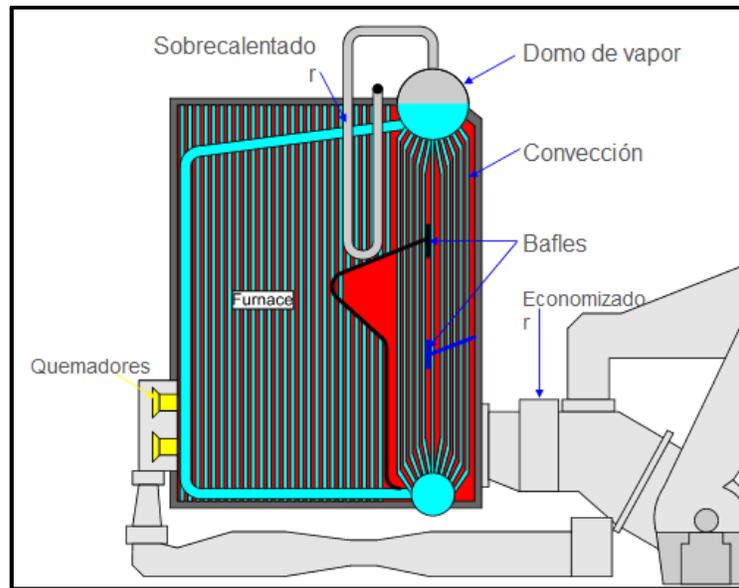


Figura 2.5. Caldera de tubos de agua.
Fuente: Spirax Sarco, 2014.

Éste tipo de caldera puede producir hasta 1000 ton/h de vapor, a una presión máxima de 14 700 kPa (147 bar). La eficiencia térmica de las calderas de tubos de agua es mucho mayor que las de los tubos de fuego, por la cantidad de pasos que contienen (entre dos y seis). Además, la cantidad de tubos aumentan la superficie de contacto entre los gases de combustión y el agua que se desea evaporar, y la inclinación de estos facilita el ingreso natural de agua a temperatura ambiente por la parte inferior. (Soto & Valladares, 2008).

2.2 Pérdidas en tuberías de vapor

La presencia de condensado en una tubería de vapor es un fenómeno que se considera indeseable. Sin embargo, siempre va a estar presente y más bien es necesario ya que, éste vapor al condensarse provoca una caída de presión que mantiene el flujo de vapor dentro de la tubería (Spirax Sarco, 1999). Por lo tanto, al diseñar un sistema de tuberías de vapor no se busca eliminar por completo la presencia de condensado, pero sí de disminuir su cantidad y retirarlo de la línea de vapor cuando sea necesario, para que la pérdida de presión entre

el inicio de la tubería y el final no sea significativa. Lo que se prefiere es que este condensado no se produzca a lo largo de la tubería, sino que el caso ideal es que se presente una vez que alcance el fin del proceso, ya sea calentar otro fluido a través de un intercambiador de calor, o ser utilizado para esterilizar algún producto. Además de lo anterior, es imprescindible contar con el equipo adecuado para extraer el condensado de la tubería de vapor.

Otra consideración muy importante que hay que tener en cuenta al diseñar tuberías de vapor es que este tipo de redes “difiere de otros sistemas porque generalmente transporta tres fluidos: vapor, agua y aire.” (Vega-Peña & Rodríguez-González, 2007, pág. 3). Por lo tanto, el método de análisis para las pérdidas no es sencillo.

Es importante reducir las pérdidas en sistemas de vapor, ya que de por sí los gastos en los que se incurre, en el funcionamiento de los equipos, son muy altos. Aunado a esto, muchas veces se generan costos “asociados al ablandamiento de agua de calderas y mantenimiento en general” (Aristizábal, Schäfer, & Barrera, 2014, párr. 3). Si por ejemplo se tiene una red donde las trampas de vapor o la red de retorno de condensados no trabajan bien, este no regresará al tanque de revaporización para su consecuente reintroducción al sistema, sino que se desperdiciará. Surgen entonces dos fuentes de ineficiencia, tanto económica como energética en tal proceso: primero, se deberá invertir más recursos tratando el agua que se debe agregar al sistema para suplir la que se pierde; segundo, el agua de alimentación ingresa a una temperatura muy baja en comparación con la temperatura de vaporización, contrario a si se recuperara el condensado, que se encuentra todavía a alta temperatura.

2.2.1 Métodos de cálculo

Las pérdidas de presión en una tubería ocurren principalmente debido a dos factores: la longitud misma de los tramos de tubería y los accesorios que esta

contiene. Con respecto a la longitud de la tubería propiamente, debe considerarse “por una parte caudal, velocidad, viscosidad del fluido, y por otra parte diámetro y rugosidad de la pared de tubería” (Junta de Castilla y León, 2010, pág. 35). Es decir, importan tanto las condiciones de operación como la construcción del tubo. Estas variables se pueden relacionar por medio del número de Reynolds, que se muestra en la ecuación (2.1):

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad [2.1]$$

Donde:

v : velocidad del fluido, en m/s

D : diámetro interior del tubo, en m

ν : viscosidad cinemática del fluido, en m²/s

Como se puede constatar, este es un valor adimensional que diferencia el comportamiento de un fluido entre laminar o turbulento. En general, los flujos laminares son aquellos en los que el número de Reynolds es menor que 2 000, mientras que para números mayores de 4 000 el flujo se considera turbulento, existiendo entre estos valores una zona de transición donde no se puede identificar cuál de los dos tipos de flujo se presenta. Un flujo laminar es uniforme y ordenado, mientras que el turbulento, como su nombre lo indica, es muy fluctuante y desordenado.

Como se evidencia en la ecuación (2.1), los fluidos laminares viajan a bajas velocidades, mientras que los turbulentos tienen altas velocidades. También, flujos muy viscosos como los aceites son laminares. Dependiendo de la aplicación se prefiere un tipo de fluido o el otro. Por ejemplo, en el caso de que

se desee una alta transferencia de calor, como en intercambiadores de calor, el flujo ideal es el turbulento, ya que su constante movimiento en forma de remolinos transporta masa, cantidad de movimiento y energía de unas regiones del fluido a otras, acelerando su transmisión (Çengel & Ghajar, 2011).

Con respecto a los accesorios, existen tablas donde se tabula la pérdida de presión en metros de columna de agua que provoca cada uno de ellos, conocidos como longitud equivalente.

A lo largo del tiempo se han utilizado varias ecuaciones empíricas para calcular las pérdidas de presión dentro de las tuberías. Sin embargo, actualmente se prefieren dos: la de Hazen-Williams y la de Darcy-Weisbach. La ventaja de la primera es que su cálculo es sencillo, pero sólo es aplicable para agua a temperaturas menores a 60 °C. La segunda no es tan sencilla en su cálculo, pero se puede utilizar para cualquier condición de fluido, además de que con los métodos de cálculo actuales se simplifica (Junta de Castilla y León, 2010), como se aprecia en la ecuación (2.2), en donde se describe la ecuación para determinar la pérdida en tubería recta:

$$h_{fTR} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad [2.2]$$

Donde:

h_f: pérdida de carga por fricción, en m

f: factor de fricción de Darcy, adimensional

L: longitud de la tubería, en m

D: diámetro de la tubería, en m

v: velocidad promedio del fluido, en m/s

g: aceleración de la gravedad, en m/s²

De estos valores, la longitud y diámetro de la tubería se pueden medir fácilmente. También se puede determinar con facilidad la velocidad del fluido, mientras que la aceleración de la gravedad es una constante conocida. Por lo tanto, el valor que queda por determinar es el factor de fricción de Darcy, f . Existen muchos criterios para encontrarlo, dependiendo del número de Reynolds (ecuación 2.1). Uno de ellos es el método de Colebrook-White, utilizado para valores de Reynolds mayores a 4 000, (turbulentos) y se muestra en la ecuación (2.3):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\epsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad [2.3]$$

Donde:

f : factor de fricción de Darcy

ϵ : rugosidad absoluta de la tubería, en mm

D : diámetro interno de la tubería, en mm

Re : número de Reynolds

La ecuación (2.3) es una ecuación implícita, así que “hay que recurrir a métodos iterativos para proceder a su resolución. De ahí su dificultad y el hecho que desde su formulación haya sido escaso el uso que se ha hecho de ella” (Junta de Castilla y León, 2010, pág. 41). Sin embargo, en la actualidad con las herramientas tecnológicas con las que se cuenta, se puede resolver rápidamente. Además, nuevamente para obtener el diámetro basta con una simple medición, mientras que el número de Reynolds se obtiene utilizando la ecuación (2.1). Por último, la rugosidad absoluta del tubo se encuentra tabulada dependiendo del material.

En caso de que el flujo sea laminar, el cálculo del factor de fricción es todavía más sencillo, como muestra la ecuación (2.4):

$$f = \frac{64}{Re} \quad [2.4]$$

Existe también una alternativa para determinar el factor de fricción independientemente del tipo de flujo, por medio del diagrama de Moody, que se presenta en la figura 2.6:

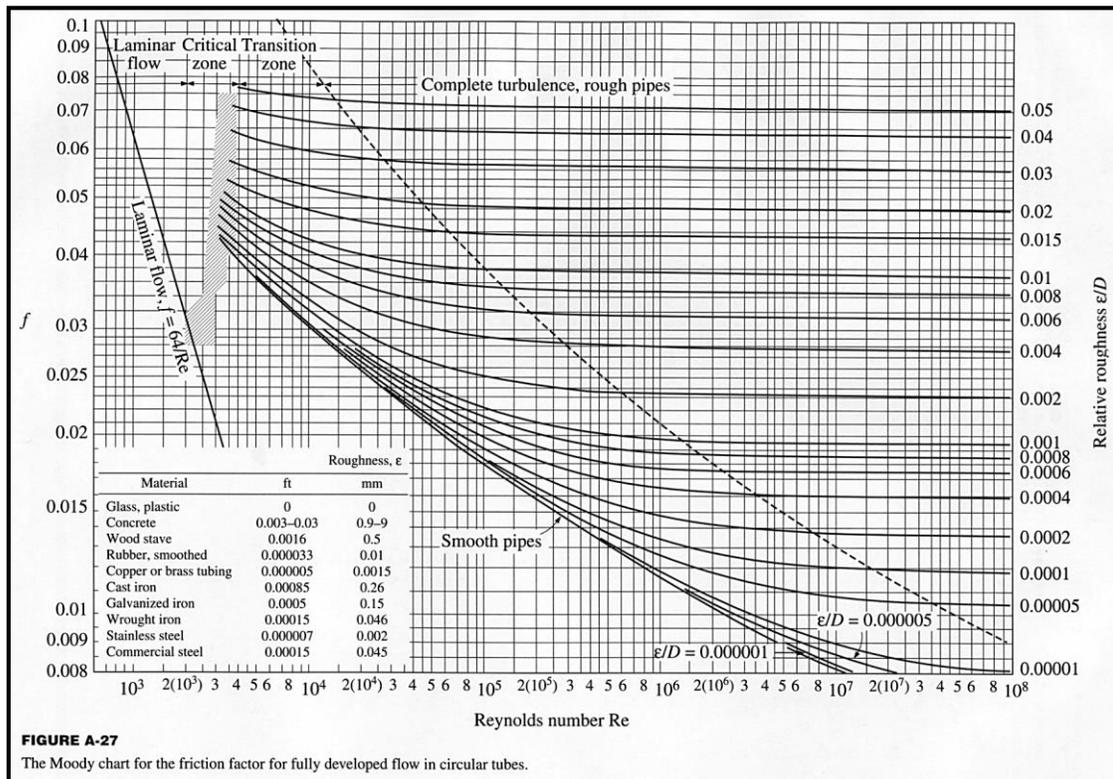


Figura 2.6. Diagrama de Moody.
Fuente: Universidad de Alcalá.

Como se observa en la figura 2.6, en este caso se requiere nada más el número de Reynolds y la relación entre la rugosidad absoluta y el diámetro, conocida como rugosidad relativa. El diámetro se encuentra graficado en el eje horizontal, mientras que las curvas de rugosidad relativa están en el eje derecho. A partir de la intersección de ambos valores se lee en la columna de la izquierda el factor de fricción. Debido al error al que se puede incurrir al ubicar un valor en

el diagrama, se prefiere el uso de ecuaciones antes que éste, pero es una buena fuente para verificar el resultado de las ecuaciones.

A partir de la información anterior se pueden establecer dos escenarios: para una tubería existente: calcular la pérdida que presenta, o determinar el diámetro necesario de tubería para cumplir con cierto requerimiento de operación. Para el primer caso se deben conocer la temperatura y presión del vapor para determinar su densidad y viscosidad. Además, debe medirse el diámetro y saber el caudal del fluido para así determinar la velocidad. Luego se puede calcular el número de Reynolds y con esto buscar el factor de fricción con la ecuación de Colebrook-White. Finalmente, se determina la pérdida de carga con la ecuación de Darcy-Weisbach (Junta de Castilla y León, 2010).

En el caso de que lo que se requiera es dimensionar el diámetro de la tubería, se supone que se conocen todos los demás parámetros de operación, además de la longitud del tramo. La presión de entrada corresponderá a la que entregue el equipo al cual esté conectado, mientras que la de salida es aquella a la que se quiere que llegue, por lo que se conoce la pérdida de carga. Se puede aproximar una temperatura media de operación, y junto con la presión media se puede encontrar densidad y viscosidad. El material de la tubería es conocido, por lo que se puede encontrar la rugosidad absoluta. Luego, tanto en la ecuación de Reynolds como en la de Colebrook-White la velocidad se sustituye por el caudal dividido entre el área, la cual depende del diámetro de la tubería. Por último, se combinan la ecuación de Colebrook-White y la de Darcy-Weisbach para iterar el valor del diámetro (Junta de Castilla y León, 2010). La ecuación (2.5) muestra este resultado:

$$\frac{1}{\sqrt{K \cdot D^5}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\epsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{\frac{4Q}{\pi D v} \sqrt{K \cdot D^5}} \right) \quad [2.5]$$

Donde:

$$K = h_f \cdot \frac{\pi^2 g}{8LQ^2} \quad [2.6]$$

Para la determinación del caudal de un fluido, la velocidad es directamente proporcional al área interna de la tubería, como se muestra en la ecuación 2.7 (Mott, 2006, p.154), como se muestra a continuación.

$$Q_c = V \cdot A \quad [2.7]$$

Sustituyendo en la ecuación 2.7 el área transversal de la tubería circular y reacomodando para el diámetro interno, se obtiene la siguiente relación:

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V}} \quad [2.8]$$

Donde:

$Q_c =$ Caudal de aire comprimido. [m^3/s]

$A =$ Área transversal interna de la tubería. [m^2]

$V =$ Velocidad del aire comprimido. [m/s]

$D_i =$ Diámetro interno de la tubería. [m]

Calculado el valor exacto del diámetro interno de la tubería, se procede a buscar en las tablas de tuberías comerciales un diámetro cercano a este, utilizando además el espesor de pared calculado.

La cédula de la tubería es el nombre que se le asocia a un espesor de pared determinado del tubo. Los números de cédula van desde 10 hasta 160, donde un número mayor indica un mayor espesor de pared. La escogencia del número de cédula requerido para un sistema se encuentra en función de la presión y el esfuerzo permisibles de operación (Mott, 2006, pág. 159)

Elaborando un cálculo con la teoría de cilindros de pared delgada y adicionando un factor de seguridad para cubrir desperfectos en la fabricación,

se obtiene la ecuación 2.9 mostrada a continuación, para la determinación del espesor de pared. (Mott, 2006, p. 344).

$$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot (S \cdot E + P \cdot Y)} \quad [2.9]$$

Donde:

t = Espesor básico de pared. [mm]

P = Presión interna de diseño. [kPa]

D = Diámetro externo de la tubería. [mm]

S = Esfuerzo admisible a la tensión. [kPa]

E = Factor de calidad de la soldadura.

Y = Factor de corrección por temperatura.

Asimismo, debe agregársele un factor debido a la corrosión futura y vida útil del diseño:

$$t_{\min} = t + C \quad [2.10]$$

Donde:

t_{\min} = Espesor mínimo de pared. [mm]

t = Espesor básico de pared. [mm]

C = Suma de tolerancias mecánicas. [mm]

Con el espesor mínimo de pared previamente calculado, se realiza una comparación con los espesores de diámetro comercial y se elige el superior. Además, según la norma ASTM-A53-96 *Standard Specification for Pipe. Steel, Black and Hot-Dipped, Zin-Coated, Welded and Seamless*, el mínimo espesor de pared en cualquier sector de un tubo no debe ser menor al 12,5 % del espesor

nominal del tubo. Por lo cual, al espesor nominal se le debe aplicar este factor de 12,5 % y se compara con el espesor mínimo de pared calculado utilizando la ecuación 2.11.

$$t_{\min} \geq t_{\text{nom}} \cdot (1 - 0,125) \quad [2.11]$$

Si la relación descrita se cumple, el espesor de pared seleccionado, es correcto para la aplicación. Si la relación, no se cumple debe seleccionarse el espesor de pared comercial siguiente.

2.2.2 Reducción de pérdidas

Un aspecto a tomar en cuenta es que previo al arranque del equipo, la tubería se encuentra a temperatura ambiente, o “fría” en comparación con la temperatura del vapor. Por lo tanto, una vez que se abre la válvula de la fuente de vapor a la tubería, el vapor transferirá la mayor parte de su energía en forma de calor a la tubería, hasta que se estabilicen térmicamente. Esto provoca que durante el arranque se produzca la mayor cantidad de condensado. A este fenómeno se le conoce como “carga de puesta en marcha”, mientras que a la condensación que ocurre durante la operación normal del equipo se le llama “carga de funcionamiento” (Spirax Sarco, 1999).

Otra de las medidas que se deben tomar para reducir las pérdidas en tuberías de vapor, además de un buen diseño basado en el tamaño de su diámetro, es forrarlas con aislantes térmicos. Un correcto aislamiento de tuberías, dependiendo del material que se utilice, puede mejorar la eficiencia energética entre un 92 % y 99 %, en comparación con una tubería sin ningún aislante (Aristizábal et al., 2014). Esto porque la tubería usualmente es de acero o alguna otra aleación, con una alta conductividad térmica, lo que significa que conduce muy bien el calor. Como es conocido, este flujo de calor se da del medio que está a alta temperatura al medio a baja temperatura. En este caso el vapor dentro de

la tubería se encuentra a mayor temperatura, por lo que el calor se transfiere del vapor a la tubería, es conducido rápidamente por esta y luego se transfiere al ambiente por convección y radiación, como se aprecia en la figura 2.7.

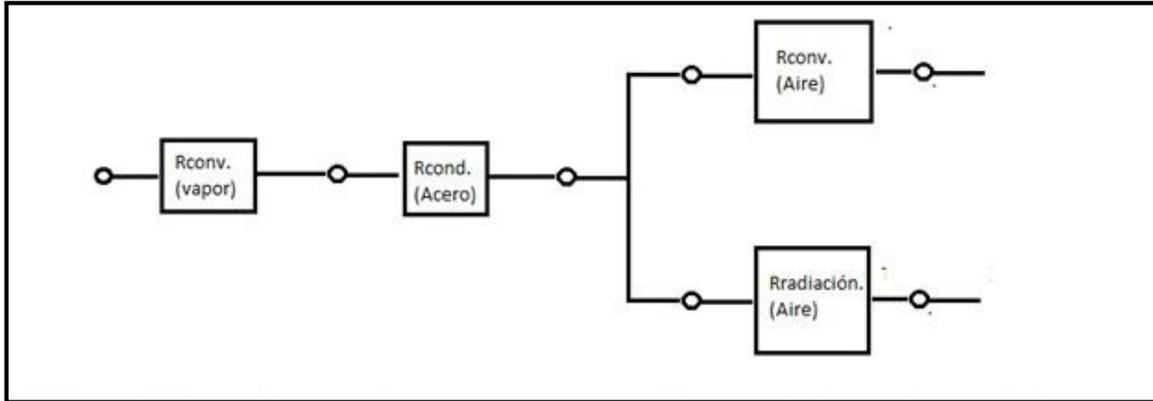


Figura 2.7. Red de resistencias térmicas para la tubería.
Fuente: Aristizábal, Schäfer, & Barrera, 2014

La ecuación [2.7] modela la transferencia de calor por conducción:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} \quad [2.12]$$

Donde:

\dot{Q}_{cond} : razón de conducción de calor, en W

k : conductividad térmica del material, en W/(m·°C),

A : área transversal del material, en m².

T_1 y T_2 : temperaturas en el interior y el exterior del material, en °C.

Δx : espesor de pared del material, en m.

Entonces, en el aislamiento de una tubería se pueden controlar básicamente dos valores: la conductividad térmica, dependiendo del material utilizado, y el espesor de éste. Al cubrir la tubería con un aislante térmico, la razón

de conducción de calor disminuye, ya que su valor de conductividad térmica es muy bajo, además de que se le agrega más espesor Δx , tal y como se evidencia en la ecuación [2.7]. Adicionalmente, el aislamiento térmico evita posibles quemaduras en el personal si llegara a tener contacto accidental con la tubería a alta temperatura.

Y el aislamiento debe ser no sólo en la sección de tubería recta, sino que también deben forrarse los accesorios, como codos, bridas, derivaciones e incluso válvulas. Esto porque si por ejemplo se dejan descubiertos los pernos que unen estos elementos a la tubería para su mantenimiento, ocurrirá una rápida transferencia de calor del vapor a alta temperatura hacia el medio exterior a través de estas secciones descubiertas. Para ello existen aislantes fabricados específicamente para estas uniones y accesorios, fáciles de desmontar para poder darles mantenimiento (Spirax Sarco, 1999). Es por ello que se analiza y aísla toda la tubería y no sólo los tubos. Muchas veces las pérdidas de presión que generan los accesorios igualan o incluso superan las pérdidas que se dan en tramos de tubería recta, dependiendo de la longitud de esta.

2.2.3 Tuberías de retorno de condensado

Si bien es cierto la transferencia de calor al ambiente desde la tubería de retorno de condensados no es tan grande como la que ocurre desde la tubería de vapor, conviene reducir lo máximo posible las pérdidas en la tubería de retorno, para así aprovechar de la mejor manera la alta temperatura del agua. Como se mencionó anteriormente, lo ideal es que la totalidad del condensado sea recuperado y devuelto a la caldera para convertirse en vapor.

Considerando la buena operación de las trampas de vapor (de las cuales se hablará en el siguiente apartado), es “importante que los arreglos de tuberías permitan preferentemente que el condensado fluya siempre por gravedad. En el arreglo ideal, una pequeña pendiente será suficiente para vencer la resistencia

de fricción de la tubería.” (Soto-Cruz, 1996, pág. 1.71). Esto garantiza que la trampa de vapor descargue de manera correcta el agua a la tubería de condensado, sin ser afectada por la contrapresión.

Lo usual es que existan varios puntos de recolección de condensado, generalmente uno para cada área de proceso, y en especial para sistemas muy largos, desde los cuales por medio de bombas se devuelva el condensado a la caldera o al tanque de alimentación (Progressive Energy Services).

Con respecto al dimensionamiento de esta tubería, se conoce que una vez que el condensado pase a través de la trampa, su presión se reducirá y ocurrirá una vaporización instantánea de una parte del condensado, por lo que se tendrá un flujo de dos fases en la tubería. Sin embargo, se ha demostrado que si esta tubería se diseña para transportar agua a las condiciones del inicio de operación, podrá manejar de buena manera la mezcla de vapor y condensado” (Soto-Cruz, 1996). Como se mencionó anteriormente, la carga al inicio de operación, o “carga de puesta en marcha” es cuando se genera la mayor cantidad de condensado, debido a que la tubería se encuentra “fría” y el intercambio de calor con el exterior es mayor.

Para el cálculo de pérdidas se procede de la misma manera que se mencionó en el apartado 2.2.1., considerando que se tiene agua a alta temperatura.

2.3 Equipos y accesorios típicos en tuberías de retorno de condensado

2.3.1. Trampas de vapor

Parte del vapor que se condensa en algún lugar de la tubería, contaminará el vapor de agua con la humedad propia del condensado. Para evitar este fenómeno existen las trampas de vapor, dispositivos que eliminan el agua de la línea de vapor. Hasta una válvula de regulación de presión dará un rendimiento errático si se llena de agua, por lo que es una buena idea instalar una trampa de vapor antes de cada válvula de regulación de presión.

Existen tres tipos principales de trampas de vapor:

2.3.1.1 Trampas termostáticas

Este tipo de trampa identifica el vapor y el condensado mediante la diferencia de temperatura a la que opera un elemento termostático. Es decir, el condensado debe enfriarse por debajo de la temperatura de vapor antes de ser eliminado.

El funcionamiento de este tipo de trampas de vapor está basado en la existencia de una cápsula que contiene una pequeña cantidad de un líquido especial, con una temperatura de ebullición algo inferior a la del agua. En las condiciones frías de arranque, la cápsula está en posición de reposo, por lo que permanece abierta y permite la salida del aire del circuito. Conforme va entrando condensado al purgador de presión equilibrada, se transfiere calor al líquido del interior de la cápsula. El líquido que la llena comienza a hervir antes de que el vapor llegue al purgador. La presión del vapor dentro de la cápsula hace que se expanda y, por tanto, cierra la válvula. Cuando el condensado dentro del purgador se enfría, el vapor dentro de la cápsula se condensa y la cápsula se contrae, abriendo nuevamente la válvula y descargando el condensado, hasta que de

nuevo se aproxima a la temperatura del vapor y comienza de nuevo el ciclo (Martínez, 2009).

2.3.1.2 Trampas mecánicas

Las trampas de este tipo operan mecánicamente por la diferencia de densidad entre el vapor y el condensado. El movimiento de un flotador o de un balde actúa sobre la válvula de salida.

Las trampas mecánicas son las que se emplean cuando se requiere una rápida evacuación del condensado. El purgador de boya o mecánico es un tipo de purgador de descarga continua, eliminando el condensado en el momento en que se forma. Durante la puesta en marcha de la instalación, el eliminador termostático de aire permite el paso del aire evitando un bloqueo por aire del sistema.

El condensado caliente cerrará el eliminador de aire herméticamente, pero en cuanto se encuentra en la cámara principal del purgador, la boya se eleva y el mecanismo que está unido a la palanca abrirá la válvula principal, de manera que se mantiene el sistema libre de condensado en todo momento. Cuando llega el vapor, la boya cae y cierra de nuevo la válvula principal. Las principales ventajas de los purgadores de boya son su gran capacidad de descarga en la puesta en marcha del sistema, su cierre hermético y su resistencia a los golpes de ariete y vibración (Martínez, 2009).

2.3.1.3 Trampas termodinámicas

Estas trampas trabajan por la diferencia de velocidad entre el vapor y el condensado. La válvula consiste en un disco que cierra con la alta velocidad del revaporizado (vapor producido espontáneamente al descargar el condensado de un nivel de presión a otro menor) y abre con la baja velocidad del condensado.

En el caso de que exista riesgo de heladas es recomendable la instalación de purgadores termodinámicos.

El funcionamiento de estos purgadores está basado en la utilización de un disco para controlar la salida del condensado y retener el vapor. El purgador abre y cierra rítmicamente para descargar los condensados a la temperatura próxima al vapor saturado y cierra herméticamente entre descargas. El disco, que es la única parte móvil del sistema, se eleva y cae en respuesta a las fuerzas dinámicas producidas por una revaporización parcial del condensado caliente. Por el orificio central entra condensado frío, aire y otros gases no condensables, los cuales elevan el disco y salen por el orificio de salida. Cuando el condensado alcanza la temperatura del vapor, una parte se revaporiza al entrar al purgador. El revaporizado pasa a alta velocidad por debajo del disco a la cámara de control en la parte superior. El desequilibrio de presiones fuerza el disco a bajar al asiento parando la circulación.

El purgador permanece herméticamente cerrado hasta que la pérdida de calor a través del cuerpo hace bajar la presión en la cámara de control, permitiendo que la presión de entrada eleve el disco y repita el ciclo (Martínez, 2009).

2.3.1.4 Bomba trampas

Una vez que la trampa de vapor ha evacuado el condensado de la línea de vapor, es necesario contar con una buena presión diferencial para que el condensado pueda retornar sin problema alguno al tanque de condensados y volver a vaporizarse en la caldera. Cuando ésta presión diferencial es insuficiente para el retorno, es posible implementar una bomba trampa en la red de retorno de condensados.

Cuando se tiene vapor pasando por un intercambiador de calor, la producción de condensado será muy alta, acarreado los problemas que su

presencia representa, como golpes en la tubería e incluso corrosión en los tubos. En esos casos se recomienda instalar una bomba trampa, la cual extrae condensado y de una vez lo bombea hacia el tanque de retorno de condensados o el tanque de alimentación de la caldera, dependiendo de las características del sistema (Armstrong International, s.f.).

Estos dispositivos “son capaces de purgar o impulsar automáticamente, dependiendo de las condiciones de la línea. La unidad es accionada por vapor y sirve para desalojar el condensado de la planta de proceso bajo cualquier condición de trabajo, incluso en vacío” (Spirax Sarco, 2014, p. 1). En la figura 2.8 se muestra un ejemplo de una bomba trampa:



Figura 2.8. **Bomba trampa.**
Fuente: Armstrong International, 2014.

En caso de requerirse su instalación luego de un intercambiador de calor, se recomienda considerar lo siguiente:

- La altura de instalación disponible, desde la base de la bomba trampa hasta el centro de la línea de salida de condensado. Si la salida es vertical,

entonces se tomará desde la base de la bomba a la cara inferior de la salida.

- La presión de vapor disponible para accionar la bomba trampa.
- Contrapresión total en el sistema de retorno.
- Presión de trabajo del intercambiador a plena carga.
- Carga de vapor máxima del intercambiador.
- Temperatura mínima del fluido del secundario.
- Temperatura controlada máxima del fluido del secundario.

2.3.2 Tanque de vaporización instantánea

El vapor “flash” se libera cuando el condensado caliente reduce su presión, ya que el agua a 170 °C hierve a cualquier presión por debajo de 6,9 bar manométricos. Este vapor liberado en el proceso de “flasheo” es tan útil como el vapor liberado de una caldera de vapor. Así entonces, se acostumbra utilizar el condensado de una caldera para formar de nuevo vapor y utilizarlo en el proceso para complementar el vapor que genera la caldera, por lo que es común ver cualquier sistema de vapor, buscando maximizar la eficiencia, separar el vapor “flash” y utilizarlo en aplicaciones del proceso que requieran vapor a baja presión (Spirax Sarco, 2014).

Las razones de la recuperación de vapor flash son tan convincentes, tanto económica como ambientalmente, como las razones de la recuperación de condensado.

Por lo tanto, el tanque de vaporización instantánea (conocido también como tanque “flash”), se utiliza para separar vapor “flash” del condensado. Cuando el condensado y el vapor “flash” entran en el recipiente de vaporización instantánea, el condensado cae por gravedad a la base del recipiente, desde donde se drena, a través de una trampa de flotador, por lo general a un receptor ventilado desde donde se puede bombear. El vapor “flash” se canaliza desde la

parte superior del tanque a cualquier equipo apropiado de vapor de baja presión (Spirax Sarco, 2000).

Estos tanques son particularmente adecuados para los sistemas de recuperación de calor de las purgas de caldera, donde la eficiente separación del revaporizado de la purga es esencial para prevenir la contaminación del tanque de alimentación de caldera y/o las superficies de transferencia de calor. (Spirax Sarco, 2009).

Para dimensionar un recipiente de evaporación, se requiere la siguiente información:

- La presión de vapor antes de la trampa de suministro de vapor del tanque.
- El caudal total de condensado en el recipiente de “flash”.
- La presión de vapor flash en el recipiente de vaporización instantánea.

Para asegurar el éxito de la extracción de vapor flash, es indispensable contar con un suministro continuo de suficiente condensado de las aplicaciones que operan a presiones más altas, para asegurar que suficiente vapor “flash” pueda ser liberado. Las trampas de vapor y los equipos deben de ser capaces de funcionar de manera satisfactoria contra la contrapresión aplicada por el sistema de “flasheo”. Si la presión de vapor en el equipo se acerca o cae por debajo de la presión de vapor “flash” especificado, la cantidad total de vapor de expansión formada será marginal, en ese momento es importante analizar si la recuperación de vapor vale la pena.

Es importante que haya una demanda de baja presión de vapor “flash” que sea igual o superior a la de vapor “flash” que se está produciendo. Cualquier déficit de vapor “flash” puede ser compensado por vapor por medio de una válvula reductora de presión. Ahora, si el suministro de vapor “flash” es superior a la demanda, la presión excedente se creará en el sistema de distribución de vapor “flash”, que luego tiene que ser ventilado a perder a través de una válvula.

Es preferible utilizar realmente el vapor “flash” cerca de la fuente de condensado de alta presión. Los tubos de gran diámetro se utilizan para vapor a baja presión, esto para reducir la pérdida de presión y velocidad, que puede significar que la instalación sea costosa si el vapor “flash” tiene que ser canalizado cualquier distancia (Spirax Sarco, 2000).

2.3.3 Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son accesorios que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. Existen varios tipos de intercambiadores de calor, el más simple de ellos es el de doble tubos, el cual consiste básicamente en dos tubos concéntricos, por donde se hace pasar un fluido por un tubo y el otro fluido por el otro tubo, permitiendo el intercambio de calor entre ambos. Para este tipo de intercambiador de calor existen dos variantes: el primero es de flujo paralelo, en el cual los dos fluidos se mueven en la misma dirección y el segundo es el intercambiador de contraflujo donde los fluidos se mueven en dirección contraria.

También existe el intercambiador compacto, el cual por su construcción permite tener un área mayor de transferencia de calor entre los dos fluidos; en este tipo de intercambiador el flujo es cruzado. Este intercambiador es utilizado en aplicaciones donde se requieren altas tasas de transferencia de calor y con restricción de espacio. El gran área superficial en los intercambiadores compactos se obtiene sujetando placas delgadas o aletas corrugadas con poco espacio entre sí a las paredes que separan los dos fluidos.

El tipo más utilizado en la industria es el intercambiador de tubos y coraza, que es un tipo de serpentín sumergido. En estos intercambiadores se instalan varios tubos dentro de una cámara o coraza con un área libre reducida. Esto básicamente asegura que siempre haya contacto entre los tubos y el fluido

viajando en la coraza. Aun cuando el término sumergido implica que el vapor fluye en los tubos y que los tubos están sumergidos en el fluido siendo calentado, lo opuesto puede también ser implementado, con el vapor en la coraza y el líquido en los tubos (Amstrong, 1999).

Otro tipo de intercambiador es el de placas, el cual es también muy común en la industria. Este consta de una serie de placas con pasos corrugados y aplastados para el flujo. Los fluidos caliente y frío fluyen en pasos alternados, de este modo cada corriente de fluido a baja temperatura queda rodeada por dos corrientes de fluido a alta temperatura, lo que da por resultado una transferencia muy eficaz de calor. Asimismo, este tipo de intercambiadores pueden crecer al aumentar la demanda de transferencia de calor sencillamente montando más placas. Resultan muy apropiados para aplicaciones de intercambio de calor de líquido hacia líquido, siempre que las corrientes de los fluidos caliente y frío se encuentren más o menos a la misma presión (Çengel, 2007).

2.3.4 Bombas de condensado

Cuando el condensado es recuperado por medio de las trampas de vapor, debe de ser dirigido idealmente de nuevo a la sala de calderas por gravedad; en casos en que esto no sea posible, el condensado debe bombeado a un tanque de alimentación de la caldera o desaireador. Incluso donde los desaireadores son a bajo nivel, que suelen operar a una presión baja, encima de la atmosférica, se necesita para levantar desde la presión atmosférica a la presión del tanque desgasificador (Spirax Sarco, 2000).

Las bombas mecánicas de condensado funcionan por medio de un mecanismo de boya asistido por un muelle, lo que explica que los propios muelles sean un punto débil principal, por lo que estos son fabricados de materiales con especial resistencia para alargar la vida útil de las mismas.

Durante el llenado, la entrada de vapor, de aire o de gas inerte y la válvula de retención de la salida de los condensados de la bomba están cerradas. El venteo y la válvula de retención de la entrada está abierta. Luego la boya se eleva al aumentar el nivel de condensado, hasta superar un punto máximo, luego se invierte mecánicamente la posición de las válvulas internas en la fase inicial. La boya desciende a medida que se bombea el condensado, hasta un punto mínimo y se vuelve a invertir la posición de las válvulas internas. Por último, se realiza la repetición del llenado, la entrada de vapor, aire o gas inerte y la salida de la bomba se vuelven a cerrar mientras la entrada de condensado y el purgador se abren (Spirax Sarco, 2000).

Las bombas autoaccionadas están diseñadas para extraer y recuperar el condensado. Estas unidades independientes que usan el vapor u otro gas presurizado como fuerza motriz, son adecuadas para usar en áreas peligrosas donde las bombas eléctricas no pueden usarse. Tienen la característica de bombear fluidos a altas temperaturas sin que se produzca cavitación, reduciendo los problemas de mantenimiento de la planta y además pueden bombear otros fluidos industriales (Spirax Sarco, 2014).

También se utilizan bombas eléctricas, por ejemplo para levantar el condensado en unidades de envasados que comprende un depósito receptor (generalmente expuesto a la atmósfera). Es importante para estas unidades asegurarse de que el condensado no sobrepase la máxima temperatura especificada por el fabricante y que la bomba tenga suficiente capacidad de manejar la carga. En los sistemas de alta presión, las líneas de retorno de la gravedad a menudo contienen condensado en poco más de 100 °C, junto con algo de vapor “flash”, por lo que es importante prestar atención a esta característica (Amstrong, 2014).

2.3.5 Aislamiento térmico

El aislamiento en tuberías resulta en un beneficio para el costo de operación del sistema de tuberías. La pérdida de calor que tiene una tubería desnuda resulta un gasto de energía que se traduce en ineficiencias en las líneas de vapor. En la red de condensados también existen pérdidas de calor, ya que para elevar la eficiencia en un sistema de vapor se requiere que el retorno de condensados que se utiliza en la caldera no tenga necesidad de ser recalentado para así bajar el consumo de energía. Además, se requiere que la temperatura del condensado sea alta para elevar la eficiencia de la caldera.

Los tipos de aislamiento térmicos se enumeran a continuación.

- Coquillas de espuma elastómera: este aislamiento es de caucho sintético, se utiliza principalmente en tuberías y en ductos de climatización. Se utiliza como aislamiento térmico ya que posee una baja conductividad térmica, es un material flexible y de fácil instalación.
- Coquillas de lana mineral: material muy popular, utilizado en la mayoría de tuberías y también como material de acústico, se presenta en forma de material desnudo o bien con recubrimiento de aluminio como barrera de vapor.
- Coquillas de polietileno: presenta muy buena flexibilidad, es de bajo costo respecto a los demás al igual que su coeficiente de conducción térmico.
- Termoaislantes granulares: compuestos por nódulos que contienen espacios vacíos por los cuales transita aire, se refuerzan de fibra para obtener rigidez.

Se recomienda (Secretaría de Energía, 1995) tener presente siempre los siguientes criterios en cuanto a selección de aislamientos.

- Control de la temperatura de proceso: el espesor y el tipo de termoaislante debe de mantener las temperaturas de proceso.

- Conservación de la energía: la implementación del aislante deberá de representar el balance adecuado entre la inversión requerida y la reducción de costos operativos y este balance debe de ser el suficiente para minimizar las pérdidas de energía al ambiente.
- Protección al personal: para acabado metálico se permite que la superficie expuesta del aislante este a 60 °C y para los que tienen acabado no metálico 65 °C.
- Anticondensación: para procesos a baja temperatura, el aislante debe de mantenerse a una temperatura mayor a la del punto de rocío.
- Aislamiento innecesario: en aplicaciones donde se requiera la disipación del calor, en lugar de aislante se colocan barreras físicas para aislar la fuente de calor.

2.3.6 Materiales

Para aplicaciones de vapor o de agua caliente, los materiales deben de ser resistentes a los diversos fenómenos que se pueden presentar en las tuberías, como la erosión dentro de los tubos, la corrosión, golpe de ariete, cavitación, entre otros, los cuales pueden causar daños en el sistema de distribución de vapor, sistema de agua de alimentación y de retorno de condensados.

En tuberías de vapor y de agua caliente se recomienda utilizar tuberías de acero comercial, material que posee buena resistencia mecánica, dureza adecuada, resistencia a altas temperaturas y demás propiedades adecuadas para la aplicación en estudio.

Según el reglamento español de aparatos a presión, la temperatura de diseño será la máxima que presente el fluido en su recorrido por el sistema. La presión de diseño será también la máxima dependiendo del fluido trasegado. En el caso del vapor, esta presión será igual a la presión de tarado de las válvulas

de seguridad (presión a la que se abre) instaladas en la caldera. Para el agua sobrecalentada, será la suma de la presión de tarado de las válvulas de seguridad de la caldera y la presión dinámica producida por la bomba de circulación. Por último, si es sólo agua caliente, será la suma de la presión estática más la presión dinámica producida por la bomba de circulación (Ministerio de Industria y Energía, 1980).

En los lugares donde la tubería se vea expuesta a vibraciones, esfuerzos mecánicos o se necesite algún grado de flexibilidad, es común ver tuberías flexibles con protección metálica. Las válvulas y accesorios de la instalación deben ser de materiales adecuados a la temperatura y presión de diseño, características que deben ser garantizadas por el fabricante o proveedor. Las juntas utilizadas deberán ser de materiales resistentes a la acción del agua y vapor, así como resistir la temperatura de servicio sin modificación alguna.

2.4 Análisis económico

El análisis económico es necesario para determinar la alternativa más viable concerniente al diseño que se vaya a plantear, de manera que se pueda tomar una decisión objetiva y racional. Es necesario de esta forma someter al análisis económico el nuevo diseño de la red de vapor, para así determinar la factibilidad del proyecto, en contraste con no llevarlo a cabo, o simplemente hacer mejoras a lo largo de la línea existente.

Para ello es necesario primero determinar el flujo de efectivo de cada alternativa, que consiste en la cantidad de dinero que se perciben como ingresos (entradas) o costos (salidas). Para determinar el tiempo en que se recupera el dinero invertido, se debe llevar a cabo el cálculo del valor de la cantidad de dinero de cada año (invertida o ganada), y su valor equivalente en tiempo presente, como se puede ver en la ecuación 2.13. (Blank & Tarquin, Ingeniería económica, 2002)

$$P = F \left[\frac{1}{(1 + i)^n} \right] \quad [2.13]$$

Donde:

P: valor de una cantidad de dinero en tiempo presente

F: valor de una cantidad de dinero en tiempo denotado como futuro

i: tasa de interés o tasa de retorno

n: número de años de interés

Tomando, de esta manera, en cuenta el flujo efectivo neto de cada año, de manera que se tomen en cuenta las entradas y salidas de dinero. Para el año cero es necesario considerar la inversión inicial, y para el resto de los años los costos por mantenimiento y nuevas inversiones que sean necesarias realizar. El flujo de efectivo se calcula como sigue en la ecuación 2.14. (Blank & Tarquin, Ingeniería económica, 2002)

$$\text{flujo de efectivo} = \text{ingresos} - \text{desembolsos} \quad [2.14]$$

Para determinar la viabilidad de un proyecto, la tasa interna de retorno debe ser mayor a la tasa mínima aceptable de rendimiento, como se muestra en la ecuación 2.15.

$$TIR \geq TMAR > \text{costo del capital} \quad [2.7]$$

Donde:

TIR: tasa interna de retorno

TMAR: tasa mínima aceptable de rendimiento

La tasa interna de retorno y la tasa mínima aceptable de rendimiento dependen de la tasa de retorno (i). La tasa de retorno equivale al valor de i que hace que el valor presente de los costos (P_D) y el valor presente de las ganancias (P_R) sean iguales. De manera que como el valor presente depende de i , este se debe iterar hasta determinar la correlación en la ecuación 2.16. (Blank & Tarquin, Ingeniería económica, 2002)

$$P_D = P_R \quad [2.16]$$

Una vez que se ha obtenido el valor de tasa de retorno se prosigue a determinar la TMAR mediante la ecuación (2.17).\

$$TMAR = i + f + if \quad [2.87]$$

Donde:

TMAR: tasa mínima aceptable de rendimiento.

f: Inflación

i: tasa de retorno

La inflación es el incremento de los precios en un período de tiempo determinado. Para análisis anuales, se debe tomar el promedio de los incrementos de los precios anuales publicados por el Instituto Nacional de Estadísticas y Censos en años anteriores, para pronosticar el comportamiento de la inflación en el tiempo en que el análisis esté vigente.

La tasa interna de retorno se determina como sigue en la ecuación 2.18. (Enciclopedia financiera, S.F.)

$$T.I.R. = \frac{\sum R_t}{(1+i)^t} = 0 \quad [2.18]$$

Donde

t: tiempo de flujo de caja

R_t: flujo neto efectivo en el tiempo *t*

i: tasa de rendimiento

Es importante tomar en cuenta en el análisis económico la depreciación, de manera que se aliviane el costo de los impuestos. La depreciación lo que toma en cuenta es la disminución del valor de los activos conforme el tiempo, y tiene gran impacto en los proyectos de pocos años. (Coss-Bu, 2005)

3 Análisis de la red de vapor actual de Coca-Cola FEMSA

3.1 Equipos instalados.

3.1.1 Caldera CB 600.

La compañía cuenta con una caldera Cleaver Brooks modelo CB600-600, No. Serie: 0L102559, utilizada para proveer de vapor a todos los procesos de la fábrica.

La caldera es de tubos de fuego, tipo paquete, con disposición horizontal y consta de 4 pasos. Tiene una capacidad de evaporación de 9 390 kg/h, la presión de diseño es de 10,5 kg/cm² y consta con una superficie de transferencia de 275,44 m². El combustible utilizado para alimentarla y llevar a cabo la combustión, es el gasóleo y tiene un consumo de 10,57 l/min.



Figura 3.1. Caldera Cleaver Brooks CB600.
Fuente: Cleaver Brooks, 2015

3.1.2 Lavadora KHS OMEGA LAVANA DL 12/420 27/125 (Lavadora 4).

La lavadora correspondiente a la línea 4 es de marca KHS LAVANA modelo DL 12/420 27/125 y es utilizada en la empresa para lavar las botellas plásticas retornables de 2,5 l.

Esta lavadora al arranque tiene un proceso de calentamiento, por un período de 4 horas en donde el consumo de vapor en ese lapso es de 1 380 kg/h, luego de eso tiene un consumo de vapor promedio de 400 kg/h, para una producción de 62 460 l/h.

3.1.3 Lavadora Sanmartin (Lavadora 2)

Con respecto a la lavadora de la línea 2, es de marca Sanmartin modelo MS.32.313.B3 1+650 – 100, en la planta es utilizada para lavar los envases de vidrio retornable.

Este equipo tiene un calentamiento inicial de 4 horas con un consumo de 3 276 kg/h de vapor, luego tiene un consumo nominal de 1 075 kg/h y un consumo de agua de 23 040 l/h.

3.1.4 Intercambiador Alfa Laval (Sala CIP)

En planta se tienen dos intercambiadores marca Alfa Laval en sala C.I.P., estos son intercambiadores de placa modelo M6-MFG.

El intercambiador de calor de placas consta de un conjunto de placas metálicas acanaladas con orificios de puerto para la entrada y salida de dos fluidos independientes. La transferencia de calor entre los dos fluidos se realiza a través de las placas. El conjunto de placas está montado entre una placa de bastidor y otra de presión, y se comprime mediante pernos tensores. Las placas están provistas de una junta que sella el canal y dirige los fluidos hacia canales

alternos. El acanalado de las placas provoca un régimen turbulento del fluido y contribuye a que las placas resistan a la presión diferencial (Alfa Laval, 2015).

Algunos datos técnicos de estos intercambiadores se pueden apreciar en la tabla 3.1.

Equipo	Marca	Modelo	Lado	Presión de diseño (kPa)	Caída de presión (kPa)	Caudal (m ³ /h)	Flujo másico (kg/h)
Intercambiador CIP L1 y L2	Alfa Laval	M6-MFG	Vapor	1039,5	6,129	391,9	565,51
			Agua	1039,5	41,92	24,5	35,35

Tabla 3.1. Datos técnicos de intercambiadores de sala C.I.P. principal.
Fuente: Alfa Laval, 2010



Figura 3.2. Intercambiador Alfa Laval M6
Fuente: Direct Industry, 2015.

3.1.5 Pasteurizador GEA Ecoflex (Línea 6)

Equipo utilizado para realizar el proceso de pasteurización de bebidas como el té frío en línea 6. Es de marca GEA Ecoflex, modelo VT40, el cual consiste básicamente en un intercambiador de calor de placas similar a los ubicados en la sala C.I.P.

La información de la presión de trabajo, capacidad y temperatura de este equipo se resume en la tabla 3.2

Equipo	Marca	Modelo	Presión de trabajo (kPa)	Capacidad (m ³)	Temperatura (°C)
Pasteurizador L6	GEA Ecoflex	VT40	1 000	0,0624	120

Tabla 3.2. Datos técnicos del pasteurizador.
Fuente: Coca Cola FEMSA.

3.1.6 Intercambiador Alfa Laval (Línea 6).

El intercambiador de línea 6, marca Ecoflex, modelo M10, es utilizado para saneamiento de la línea en la cual se envasa el producto té frío. Este intercambiador es similar a los intercambiadores instalados en sala C.I.P. con la diferencia de que este intercambiador es de mayor capacidad. Datos de importancia se resumen en la siguiente tabla:

Equipo	Marca	Modelo	Lado	Presión de diseño (kPa)	Caída de presión (kPa)	Caudal (m ³ /h)	Flujo másico (kg/h)
Intercambiador CIP L6	Alfa Laval	M10-MFG	Vapor	1034,20	32,54	2,4	2 418,55
			Agua	1034,20	15,72	23,9	23 936,07

Tabla 3.3. Datos técnicos de intercambiadores línea 6.
Fuente: Alfa Laval, 2013

3.2 Condiciones actuales de los equipos.

3.2.1 Caldera

La caldera Cleaver Brooks que opera actualmente, tiene aspectos importantes desde el punto de vista de operación que pueden mejorarse y con ello optimizar el proceso. Entre las principales razones cabe mencionar el

deterioro del equipo, además de la red de vapor y de retorno de condensado actual.

Un punto importante es que la presión de operación de la caldera es mucho menor que la presión para la cual fue diseñada, por lo que su eficiencia se ve castigada. Como se mostró anteriormente la presión de diseño de la caldera es de $10,5 \text{ kg/cm}^2$ mientras que la presión actual es de $5,62 \text{ kg/cm}^2$, lo cual indica una mala selección de la caldera, y apunta a un equipo sobredimensionado que consume más combustible y energía eléctrica, que por lo tanto provocan pérdidas económicas.

Un parámetro a considerar es la temperatura del agua de alimentación de la caldera, la cual es baja y por ende la eficiencia de la caldera se ve disminuida al tener que aportar más energía para poder producir el vapor. La temperatura actual del agua es de $35 \text{ }^\circ\text{C}$ y la temperatura recomendada para el agua de alimentación de la caldera es no menor a $65 \text{ }^\circ\text{C}$ (THERMAL ENGINEERING LTDA., s.f.) y no mayor a $100 \text{ }^\circ\text{C}$ para que no haya problemas con las bombas de alimentación (Spirax Sarco, 2004), lo cual indica que las pérdidas de calor del retorno de condensado son considerables.

La caldera presenta arranques consecutivos por hora, lo cual provoca una caída de eficiencia en el equipo y en la red de distribución de vapor en general. Las calderas, al tener un nivel alto y bajo de presión, cuando alcanza su límite superior se apaga, y conforme se vaya perdiendo la presión y llegue al nivel bajo de nuevo se enciende hasta alcanzar nuevamente su nivel alto. El nivel alto de presión o de cierre es de $6,33 \text{ kg/cm}^2$ y el nivel bajo de presión o arranque es de $5,27 \text{ kg/cm}^2$. Al ser el intervalo de tiempo tan corto entre el arranque y el cierre indica que existen pérdidas de presión considerables en la línea por lo que es un aspecto importante de corregir en el proceso.

Un aspecto a considerar para una posterior comparación es el diámetro de las tuberías. La salida de vapor de la caldera hacia el cabezal de distribución es de $203,2 \text{ mm}$ (diámetro nominal de 8 pulg) y del cabezal de distribución hacia los

equipos, línea principal, es de 101,6 mm (diámetro nominal 4 pulg), ambas en cédula 80. Mientras que la tubería de retorno de condensado es de 101,6 mm (diámetro nominal de 4 pulg).

3.2.2 Lavadora KHS OMEGA LAVANA DL 12/420 27/125 (Lavadora 4).

La lavadora de línea 4 requiere un flujo máximo de vapor de 1 380 kg/h, convirtiéndolo en uno de los equipos de más consumo de vapor de la planta.

Es importante destacar que en este equipo se encontró que las trampas de vapor no se encuentran en buen estado, algunas ya están obsoletas y no cumplen su función, mientras que otras están dañadas o están mal seleccionadas.

Es por ello que el condensado no se está drenando de buena manera, ocasionando así que el vapor esté llegando con agua (condensado) hasta la lavadora, condición indeseada que se presenta por los siguientes motivos: mal funcionamiento de válvulas, deterioro de la tubería, mal funcionamiento de la lavadora y aumento de requerimiento de producción de vapor en la caldera.

Otro factor importante es que en algunas secciones de la tubería de vapor y de retorno de condensado no existe el aislante térmico, o bien se encuentra en mal estado, ocasionando pérdidas indeseables de calor. Estas pérdidas en la tubería de vapor ocasionan que el vapor condense aumentando la tasa de producción de condensado en la línea de vapor.

Esta lavadora no cuenta con moto trampas o bombas de retorno de condensados que ayuden al fluido a llegar al tanque de retorno de condensados. La diferencia de alturas es de 7,8 m (nivel del agua condensada en la lavadora 4) respecto al nivel del tanque de condensado, por lo que el condensado se podría desplazar por gravedad. Sin embargo, no siempre las diferencias de presión entre los dos puntos son positivas, por lo que es importante llegar a

determinar si se requiere de un dispositivo de desplazamiento para vencer la columna de agua desde el equipo hasta la línea principal de retorno.

3.2.3 Lavadora Sanmartin (Lavadora 2)

En este equipo, al igual que en la lavadora de línea 4 se encuentran las siguientes condiciones:

- El estado de las trampas de vapor no es el óptimo (obsolescencia, selección inadecuada, daño).
- Ausencia de moto trampas o bombas de retorno de condensado.
- Ausencia en algunas secciones de las tuberías de aislante térmico.

Sumado a estas condiciones es importante destacar que en este punto las tuberías de vapor presentan fugas en especial en los codos, por lo que es un aspecto que aumenta las pérdidas de presión, lo que provoca que los arranques de la caldera sean más seguidos. También, en algunos puntos del equipo el condensado no se retorna a la caldera, sino que se deposita en la cañería de agua de desechos, lo que es una mala práctica ya que el agua que se bota es agua tratada químicamente por lo que tiene un alto costo económico y además el agua que se bota tiene un poder calórico importante que se puede aprovechar a elevar la temperatura del agua de alimentación de la caldera.

3.2.4 Intercambiador Alfa Laval (Sala C.I.P.)

En sala C.I.P. se encuentran los dos intercambiadores Alfa Laval M6, esta sala se encuentra a una temperatura muy alta y es debido a las pérdidas de calor de los equipos y las tuberías.

Como primer aspecto en este punto de consumo se tiene el mal funcionamiento de las trampas de vapor, de manera que las dos trampas que se

encuentran en esta sala, no separan el vapor del condensado, de manera que dejan escapar vapor.

Para el intercambiador uno no existe un sistema de retorno de condensado, por lo que todo el condensado producido por el intercambiador es desechado y no aprovechado en el sistema de retorno. Este desecho de condensado es considerable, es condensado a alta temperatura lo que ocasiona la alta temperatura de la zona.

Las caídas de presión del vapor hasta los puntos de consumo hacen que el agua condensada tenga muy baja presión, que aunado a la mala selección o mal funcionamiento de las trampas de vapor ocasiona que el condensado tenga muy baja presión para retornar al tanque. El condensado no puede, por lo tanto, retornar por sí mismo, sino que necesita el incremento de presión por parte de un dispositivo externo. Parte de la gran cantidad de desecho del condensado es porque no existe una bomba de retorno o moto trampa en el sitio que ayude a trasegar el condensado hasta el tanque de alimentación de la caldera.

La tubería de retorno de condensado del intercambiador de calor 1 de la sala C.I.P. principal está mal conectado, debido que la salida del condensado de dicho intercambiador debería ser la salida S3 (ver anexo A.5), pero actualmente se encuentra conectada a la salida S2. En la figura 3.3 se encuentra la manera en que está conectado actualmente el intercambiador 1.

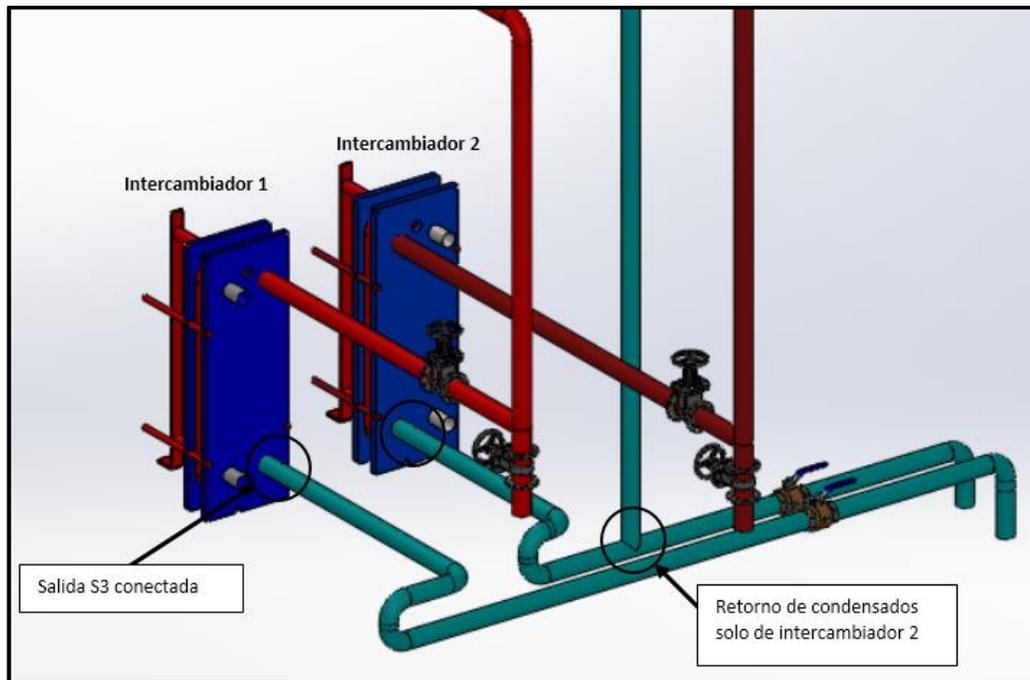


Figura 3.3. Situación actual intercambiadores de calor de la sala C.I.P.
Fuente: La autora.

3.2.5 Línea 6

En la línea 6 se tienen dos intercambiadores, el del pasteurizador y el Alfa Laval M10. En este sitio es importante recalcar los siguientes aspectos:

- Ausencia de trampas de vapor en el cielo raso que, al ser el punto más lejano desde la zona de producción de vapor, la posibilidad de encontrar condensado en la tubería de vapor es muy alta.
- La distribución de las líneas de vapor y de condensado es buena.
- Las tuberías se encuentran aisladas correctamente.
- No se presenta fugas de vapor ni de condensado.

3.3 Cuantificación de flujo de vapor producido por la caldera y su presión.

La caldera en cuestión, según las visitas realizadas en planta, se alimenta con agua a una temperatura aproximada de 35 °C. Además, como se menciona en las especificaciones de la caldera CB600-600, la presión máxima que ésta es capaz de levantar es de 1 378,95 kPa (200 lb/pulg²). Considerando que un caballo de vapor de la caldera corresponde a la evaporación de 15,65 kg/h de agua a 100 °C hasta vapor a la misma temperatura, se puede determinar la cantidad de vapor nominal que produce la caldera.

$$600 \text{ CV} \cdot \frac{15,65 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{1 \text{ CV}} = 9\,390 \text{ kg/h} \quad [3.1]$$

Sin embargo, como se mencionó, esto corresponde a condiciones a 100 °C, tanto la entrada del agua de alimentación como la salida del vapor, las cuales no se cumplen en este caso, por lo que se debe determinar la cantidad de vapor que realmente se está produciendo. Utilizando el “Manual de calderas” (SELMEC, pág. 32), con la temperatura de alimentación del agua y la presión nominal, se obtiene un factor de evaporación aproximado de 1,166. Por lo tanto, la evaporación real de la caldera será de:

$$\frac{9\,390 \text{ kg/h}}{1,166} = 8\,053,2 \text{ kg/h} \quad [3.2]$$

Entonces, la caldera realmente lo que puede producir de vapor dadas las condiciones en que opera son alrededor de 8 000 kg/h (17 754,3 lb/h) de vapor. El siguiente cuadro muestra los consumos de vapor de los diferentes equipos que conforman la red en la planta.

Puntos de consumo	Flujo másico teórico (lb/h)	Flujo másico teórico (kg/h)	Flujo másico real (lb/h)	Flujo másico real (kg/h)	Presión requerida equipos (lb/pulg ²)	Presión requerida equipos (kPa)
Lavadora L4	3 042,38	1 382,90	1 855,85	843,57	80	551,58
Lavadora L2	7 222,34	3 282,88	4 405,63	2 002,56	80	551,58
Intercamb. 1 CIP	1 318,20	599,18	804,10	365,50	75,3	519,18
Intercamb. 2 CIP	1 318,20	599,18	804,10	365,50	75,3	519,18
Pasteurizador L6	1 500,00	681,82	915,00	415,91	75	517,11
Intercamb. L6	5 332,00	2 423,64	3 252,52	1 478,42	25	172,37
Etiquetadora	665,00	302,27	405,65	184,39	80	551,58
Total	20 398,12	9 271,87	12 442,86	5 655,84		

Tabla 3.4. Consumos de vapor teóricos.
Fuente: La autora

De la tabla 3.4 se tiene que el consumo de flujo másico teórico que la planta precisa en total es de 9 271,87 kg/h (20 398,12 lb/h). El dato anterior se obtuvo tomando los consumos de diseño de cada uno de los equipos enumerados.

Según los levantamientos realizados, el consumo de vapor en flujo másico real es de 5 655,84 kg/h (12 444,86 lb/h), con las presiones manométricas indicadas para cada equipo en la tabla 3.4.

3.3.1 Caídas de presión en cada punto de consumo de vapor

Para el cálculo de las pérdidas de carga en la tubería de vapor se utilizó el método de Unwin, el cual se muestra en la siguiente ecuación (Clever Brooks, 2002):

$$\Delta P = \frac{k \cdot \bar{v} \cdot L \cdot w^2}{d^5} \quad [3.3]$$

Donde:

$$k = 3625 \cdot \left(1 + \frac{3.6}{d}\right) \times 10^{-11}$$

ΔP : *lb/pulg²*

\bar{v} = *volumen específico, pies³/lb.*

L = *longitud equivalente, pies.*

w = *flujo másico, lb/h.*

d = *diámetro interno, pulg.*

Los criterios de validación de la ecuación dictan los siguientes tres parámetros (Cleaver Brooks, 2002):

- Si la caída de presiones es menor al 10 % de la presión inicial de ese tramo, se puede utilizar el volumen específico correspondiente a la presión inicial de dicho tramo.
- Si el porcentaje de caída de presión respecto a la presión inicial del tramo se encuentra entre el 10 % y el 40 %, se debe iterar el promedio del volumen específico a la presión inicial y el volumen específico a la presión final hasta que la caída de presión converja.
- Si el porcentaje entre la caída de presión respecto a la presión inicial del tramo es mayor al 40 %, el método de Unwin no es lo suficientemente preciso y se debe buscar otro método de cálculo.

En el caso del diámetro y la longitud equivalente de tubería, estos datos fueron establecidos con el levantamiento del plano de las tuberías, registrando los accesorios, sus diámetros y midiendo las longitudes de tubería (Ver Plano P1).

En el caso del volumen específico, este se obtuvo por medio de las condiciones del vapor que produce la caldera, y sucesivamente con los cálculos

iterativos o bien con las caídas de presión en cada tramo determinando así la presión inicial y el volumen específico correspondiente a cada punto como se muestra en la tabla 3.5. Los puntos que tiene “(iter)”, significa que el inicial tuvo que ser iterado debido a que la caída de presión que se obtuvo para el tramo fue mayor que el 10% de la presión inicial del tramo en estudio.

	Presiones (lb/pulg ² a)	Presiones (kPa)	v esp (pie ³ /lb)	v esp (m ³ /kg)
P_A	112,97	778,91	39,472	632,284
P_{B1}	91,16	628,54	43,917	703,482
P_{B2}	91,16	628,55	43,912	703,401
P_{B1(iter)}	89,03	613,81	49,459	792,258
P_{B.R1}	88,47	610	49,751	796,935
P_{lavadora 4.1}	87,92	606,19	50,046	801,669
P_{B.R2}	88,46	609,93	49,756	797,024
P_{lavadora 4.2}	88,46	609,88	4,976	79,708
P_{B.R3}	88,4	609,47	49,792	797,592
P_{lavadora 4.3}	88,33	609,01	49,828	798,162
P_{B.R4}	88,27	608,59	4,986	798,686
P_X	90,52	624,09	48,689	779,921
P_{X.R1}	89,76	618,85	49,079	786,166
P_{X.R2}	89,63	618,02	49,141	787,167
P_{x.R3}	89,73	618,68	49,091	786,362
P_{x.R4}	89,66	618,17	4,913	786,986
P_{x.R5}	89,62	617,93	49,147	787,266
P_{C1}	82,72	570,35	53,011	849,156
P_{C.R1}	82,03	565,58	53,433	855,917
P_{C.R1(iter)}	58,82	405,55	73,072	1,170,499
P_{C.R2}	58,73	404,95	73,172	1,172,101
P_{C2}	84,29	581,16	5,208	834,236
P_{D1}	78,34	540,14	55,804	893,892
P_{D2}	77,73	535,93	56,217	900,519
P_{F1}	77,57	534,8	56,329	902,302
P_{F2}	77,66	535,45	56,265	90,128
P_{G1}	77,23	532,5	56,558	90,598
P_{G2}	77,4	533,68	5,644	904,088
P_H	74,94	516,67	58,191	932,137
P_{I1}	71,93	495,92	60,483	968,849
P_{I2}	73,44	506,37	59,306	94,999

Tabla 3.5. Volúmenes específicos a las presiones indicadas
Fuente: La autora.

La presión atmosférica en la región de Calle Blancos es de 14,37 lb/pulg², lo que da una presión absoluta máxima real de 767,94 kPa (111,38 lb/pulg²) en la caldera. Interpolando en la tabla A-5E del libro “Termodinámica” de Çengel, se tiene un volumen específico a esa condición de 64,0862 m³/kg (4,0008 pie³/lb). Por último, el flujo másico se obtiene mediante la determinación del consumo total de la planta y el consumo de cada equipo, de manera que se puede determinar cuál es el flujo másico de cada tramo como se muestra en la tabla 3.6.

Tramo	Flujo másico(lb/h)	Flujo másico (kg/h)
A-B	12 442,86	5 655,84
B-B.R1	927,93	421,78
B.R1-B.R2	742,34	337,43
B.R2-B.R3	556,76	253,07
B.R3-B.R4	371,17	168,71
B.R4-lavadora 4.5	185,59	84,36
B-X	11 514,93	5 234,06
X-X.R1	1325,61	602,55
X.R1-X.R2	530,24	241,02
X.R2-T1S	265,12	120,51
X.R2-T2S	265,12	120,51
X.R1-X.R3	795,37	361,53
X.R3-T1I	265,12	120,51
X.R3-X.R4	530,24	241,02
X.R4-T2I	265,12	120,51
X.R4-AA	265,12	120,51
X-C	11 514,93	5 234,06
C-C.R1	1 258,75	572,16
C.R1-lavadora2.1	629,38	286,08
C.R1-lavadora2.2	629,38	286,08
C-D	10 256,18	4 661,90
D-Int. 1 CIP	804,10	365,50
D-F	9 452,08	4 296,40
F-Int 2 CIP	804,10	365,50
F-G	8 647,97	3 930,90
G-C.I.P. L6	3 252,52	1 478,42
G-H	5 395,45	2 452,48
H-I	5 395,45	2 452,48
G1-pastL6	915,00	415,91
I-Etiq	405,65	184,39

Tabla 3.6. Consumos de vapor reales
Fuente: La autora.

Se identificaron seis principales puntos de consumo: la lavadora de línea 4 que presenta un consumo real de 843,57 kg/h (1855,85 lb/h), la lavadora de línea 2 con un consumo real de 2 002,56 kg/h (4 405,63 lb/h); los dos intercambiadores de calor en la sala C.I.P. principal, ambos con un consumo de 365,50 kg/h (804,10 lb/h). El pasteurizador de línea que consume 915,00 kg/h (415,91 lb/h), la etiquetadora consume 184 kg/h (405,65 lb/h) y finalmente el C.I.P. de línea 6 que consume 1478,42 kg/h (3252,52 lb/h).

A continuación, en los cuadros del 3.7 al 3.23, se detallan los cálculos de caída de presión por longitud de tubería, por accesorios y por ende la sumatoria que sería la caída de presión total hasta equipo. Los datos proporcionados están a presiones absolutas a menos que se especifique lo contrario.

3.3.1.1 Lavadora 4

Tramo Caldera - Lavadora 4.1				
Tramo	ΔP (lb/pulg ²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B1	23,95	165,14	21,20	sí
B-B.R1	0,55	3,81	0.61	no
B.R1-lavadora 4.1	0,02	0,13	0.02	no
Sumatoria	24,52	169,08		

Tabla 3.7. Tramo caldera-lavadora 4.1.
Fuente: La autora.

En el tramo caldera-lavadora 4.1 se tiene un diámetro interior de 97,2 mm (diámetro nominal 4 pulg), hasta el punto B, y de diámetro interior de 49,2 mm (diámetro nominal 2 pulg) hasta el punto de consumo lavadora 4.1. La longitud de tubería es de (283,9 pies). Ver anexo A.8. Este tramo contiene 11 codos de 90° y 2 de 45°, 3 Te ramal y una Te lineal, además 3 de compuerta.

La mayor caída se presenta en el tramo A-B1 con 165,14 kPa (23,95 lb/pulg²). En los tramos B-B.R1 y B.R1-lavadora 4.1 la caída de presión es de 3,85 kPa (0,56 lb/pulg²), dando así un total de 169,08 kPa (24,52 lb/pulg²). La caída de presión del tramo A-B1 es un 98 % del total de la caída de presión que se

presenta hasta la lavadora de línea 4, lo cual hace que la caída de presión de B1-lavadora 4 sea insignificante. Por lo tanto la presión manométrica de consumo en B.R2-Lavadora 4.2 es de 510,74 kPa (74,08 lb/pulg²)

Tramo Caldera - Lavadora 4.2				
	ΔP (lb/pulg²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B1	23,95	165,14	21,20	sí
B-B.R1	0,55	3,81	0,61	no
B.R1-B.R2	0,01	0,07	0,01	no
B.R2-Lavadora 4.2	0,01	0,05	0,01	no
Sumatoria	24,52	169,07		

Tabla 3.8. Tramo caldera-lavadora 4.2.
Fuente: La autora.

En el tramo de la caldera hasta el punto de consumo lavadora 4.2, su caída total es de 169,07 kPa (16,30 lb/pulg²), como se puede ver en la tabla 3.8, siendo en este caso también la parte con la mayor caída, con un 97 % del total de la caída de presión. La presión manométrica de consumo del punto lavadora 4.2 es de 563,58 kPa (71,74 lb/pulg²).

La longitud total de tubería es de 87,38 m (286,69 pies). Para mayor detalle ver anexo A.9. La tubería es de 97,2 mm en el tramo A-B, y de 49,2 mm (49,2 pulg de diámetro nominal) hasta el punto de consumo lavadora 4.2.

Tramo Caldera - Lavadora 4.3				
	ΔP (lb/pulg²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B1	23,95	165,14	21,2	sí
B-B.R1	0,55	3,81	0,61	no
B.R1-B.R2	0,01	0,07	0,01	no
B.R2-B.R3	0,07	0,46	0,08	no
B.R3-Lavadora 4.3	0,04	0,3	0,05	no
Sumatoria	24,62	169,78		

Tabla 3.9. Tramo caldera-lavadora 4.3.
Fuente: La autora.

En la tabla 3.9 se encuentra el cuadro resumen que especifica las pérdidas en cada tramo de tubería. El tramo con mayor pérdida sigue siendo A-B, con una

caída de presión de 165,14 kPa (23,95 lb/pulg²), y una pérdida de presión total de 169,78 kPa (24,62 lb/pulg²), lo cual significa un 97 % del total de la caída de presión. La presión manométrica en el punto de consumo es de 510,04 kPa (73,98 lb/pulg²).

La longitud total de la tubería es de 100,08 m (328,36 pies). Este tramo de tubería cuenta con 2 codos 90°, 3 codos de 45°, 3 Te ramales, 4 válvulas antiretorno y 2 de compuerta. Para mayor detalle ver anexo A.10.

Tramo Caldera - Lavadora 4.4				
	ΔP (lb/pulg²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B1	23,95	165,14	21,2	sí
B-B.R1	0,55	3,81	0,61	no
B.R1-B.R2	0,01	0,07	0,01	no
B.R2-B.R3	0,07	0,46	0,08	no
B.R3-B.R4	0,13	0,88	0,14	no
B.R4-Lavadora 4.4	0,03	0,19	0,03	no
Sumatoria	24,74	170,55		

Tabla 3.10. Tramo caldera-lavadora 4.4.
Fuente: La autora.

Como se puede apreciar en la tabla 3.10 la caída de presión total del tramo caldera-lavadora 4.4 es de 170,55 kPa (24,74 lb/pulg²), lo cual significa que el tramo A-B es el 96,81 % del total de la caída de presión. La presión de alimentación manométrica del punto es de 510,04 kPa (73,98 lb/pulg²).

La longitud total de tubería es de 101,72 m (333,74 pies). Contiene 12 codos de 90°, 2 codos de 45°, una Te ramal, 6 Te ramales, una válvula antiretorno y 3 de compuerta. Para mayor detalle ver anexo A.11.

Tramo Caldera - Lavadora 4.5				
	ΔP (lb/pulg²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B1	23,95	165,14	21,2	sí
B-B.R1	0,55	3,81	0,61	no
B.R1-B.R2	0,01	0,07	0,01	no
B.R2-B.R3	0,07	0,46	0,08	no
B.R3-B.R4	0,15	1,02	0,17	no
B.R4-Lavadora 4.5	0,02	0,12	0,02	no
Sumatoria	24,75	170,61		

Tabla 3.11. Tramo caldera-lavadora 4.5.
Fuente: La autora.

En la tabla 3.11 se tiene que la caída de presión total es de 170,61 kPa (24,75 lb/pulg²), en donde el tramo A-B aporta el 97 % del total de la caída de presión. La presión manométrica de este punto de consumo es 562,18 kPa (73,85 lb/pulg²).

El tramo caldera - lavadora 4.5 cuenta con 15 codos de 90°, 2 codos de 45°, 2 Te ramales, 9 Te lineales, una válvula antiretorno y 10 válvulas de compuerta. La longitud total de tubería es de 101,35 m (332,52 pies). Para mayor detalle ver anexo A.12.

Tramo Caldera - Lavadora T1S				
	ΔP (lb/pulg²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
Tramo A-B1	23,95	165,14	21,2	sí
B1-X	0,65	4,46	0,71	no
X-X.R1	0,76	5,24	0,84	no
X.R1-X.R2	0,12	0,83	0,13	no
X.R2-T1S	0,13	0,9	0,14	no
Sumatoria	25,61	176,57		

Tabla 3.12. Tramo caldera-lavadora T1S.
Fuente: La autora.

En el tramo caldera - Lavadora T1S la caída de presión total de 176,57 kPa (25,61 lb/pulg²), ver tabla 3.12, en donde el tramo A-B significa un 93,5 % del total de la caída de presión hasta el punto de consumo en lavadora T1S.

Este tramo contiene 13 codos de 90°, 2 codos de 45°, 3 Te ramales, una Te lineal y 3 válvulas de compuerta. La longitud total de la tubería es de 86,40 m (283,49 pies). Para mayor detalle ver anexo A.13.

Tramo Caldera - Lavadora T2S				
	ΔP (lb/pulg²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
Tramo A-B1	23,95	165,14	21,2	sí
B1-X	0,65	4,46	0,71	no
X-X.R1	0,38	2,61	0,42	no
X.R1-X.R2	0,07	0,45	0,07	no
X.R2-X.R5	0,01	0,08	0,01	no
X.R5-T2S	0,19	1,3	0,21	no
Sumatoria	25,24	174,05		

Tabla 3.13. Tramo caldera-lavadora T2S.
Fuente: La autora.

En la tabla 3.13 se puede apreciar la caída de presión desde la caldera hasta la lavadora T2S, en donde la mayor caída de presión se presenta en el Tramo A-B, volviendo prácticamente insignificantes las demás caídas de presión, la cual representa el 95 % del total de la caída de presión. El total de la caída de presión hasta el punto de consumo lavadora T2S es de 174,05 kPa (25,24 lb/pulg²).

La longitud total de la tubería es de 88,07 m (288,97 pies). Este tramo de tubería contiene 16 codos de 90°, 2 codos de 45°, 3 Te ramales, una Te lineal y 2 válvulas de compuerta. Ver anexo A.14.

Tramo Caldera - Lavadora T1I				
	ΔP (lb/pulg²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
Tramo A-B1	23,95	165,14	21,2	sí
B1-X	0,65	4,46	0,71	no
X-X.R1	0,38	2,61	0,42	no
X.R1-X.R3	0,02	0,16	0,03	no
X.R3-T1I	0,02	0,17	0,03	no
Sumatoria	25,02	172,54		

Tabla 3.14. Tramo caldera-lavadora T1I.
Fuente: La autora.

Para el tramo caldera-lavadora T1I la caída de presión total es de 172,54 kPa (25,02 lb/pulg²), siendo la caída en el tramo A-B la más significativa, de manera que aporta el 96 % del total de la caída de presión. Ver tabla 3.14. La presión manométrica de alimentación al punto de consumo es de 507,29 kPa (73,58 lb/pulg²).

Los accesorios contenidos en este tramo de tubería son 27 codos 90°, 4 codos de 45°, 6 Te ramales, 2 Te lineales y 3 válvulas de compuertas. La longitud de tubería total es de 89,42 m (293,37 pies) hasta el punto de consumo T1I. Ver anexo A.15.

Tramo Caldera - Lavadora T2I				
	ΔP (lb/pulg²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
Tramo A-B1	23,95	165,14	21,2	sí
B1-X	0,65	4,46	0,71	no
X-X.R1	0,38	2,61	0,42	no
X.R1-X.R3	0,02	0,16	0,03	no
X.R3-X.R4	0,08	0,52	0,08	no
X.R4-T2I	0,03	0,22	0,04	no
Sumatoria	25,11	173,12		

Tabla 3.15. Tramo caldera-lavadora T2I.
Fuente: La autora.

En la tabla 3.15 se resume la pérdida de presión que se da hasta el punto de consumo T2I, cuyo total es de 173,12 kPa (25,11 lb/pulg²). La presión de alimentación al punto de consumo es de 506,71 kPa (73,49 lb/pulg²).

Los accesorios a lo largo de esta tubería son 14 codos de 90°, 2 codos de 45°, 4 Te ramales, una Te lineal y una válvula de compuerta, que se describe en el anexo A.16.

Tramo Caldera - Lavadora AA				
	ΔP (lb/pulg²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B1	23,95	165,14	21,2	sí
B1-X	0,65	4,46	0,71	no
X-X.R1	0,38	2,61	0,42	no
X.R1-X.R3	0,02	0,16	0,03	no
X.R3-X.R4	0,08	0,52	0,08	no
X.R4-AA	0,15	1,05	0,17	no
Sumatoria	25,23	173,94		

Tabla 3.16. Tramo caldera-lavadora AA.
Fuente: La autora.

Para la caída desde la caldera hasta el punto de consumo denominado lavadora AA, se tiene una caída total de presión de 173,94 kPa (25,23 lb/pulg²); ver tabla 3.16; en donde la caída del tramo A-B de 165,14 kPa (23,95 lb/pulg²), cuyo valor representa el 94,93 % del total de la caída de presión, lo cual demuestra que las demás caídas de presión son insignificantes comparadas con el tramo A-B.

La longitud de tubería total para este tramo es de 91,53 m (300,31 pies). Los accesorios a lo largo de la tubería son 15 codos 90°, 2 codos de 45°, 4 Te ramales, una Te lineal y una válvula de compuerta. Para mayor detalle ver anexo A.17.

3.3.1.2 Lavadora 2

Tramo Caldera - Lavadora 2.1				
Tramo	ΔP (lb/pulg²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B2	23,95	165,14	23,91	sí
B1-X	0,65	4,46	0,65	no
X-C1	7,74	53,36	7,72	no
C1-C.R1	0,69	4,77	0,69	no
C.R1-Lavadora 2.1	1,3	8,95	1,3	no
Sumatoria	34,33	236,68		

Tabla 3.17. Tramo caldera - lavadora 2.1.
Fuente: La autora.

En la tabla 3.17 se resumen las pérdidas de presión hasta el punto de consumo lavadora 2.1, en donde la caída total es de 236,68 kPa (34,33 lb/pulg²). Dado que la caída de presión en el tramo A-B es la más significativa, aportando así un 69,76 % del total de las caídas de presión. El total de la caída de presión es de 236,37 kPa (34,33 lb/pulg²).

La presión manométrica del punto de consumo es de 443,15 kPa (64,27 lb/pulg²). Este tramo de tubería cuenta con 14 codos de 90°, 2 codos de 45°, 2 Te ramales, 2 Te lineales, una válvula de bola y 4 de compuerta. Para mayor detalle ver anexo A.18.

Tramo Caldera - Lavadora 2.2				
Tramo	ΔP (lb/pulg²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B2	23,95	165,14	23,91	sí
B1-X	0,2	1,36	0,2	no
X-C1	6,63	45,72	6,62	no
C1-C.R1	0,44	3,01	0,44	no
C.R1-C.R2	0,09	0,59	0,09	no
C.R2-Lavadora 2.2	0,74	5,09	0,74	no
Sumatoria	32,04	220,92		

Tabla 3.18. Tramo caldera - lavadora 2.2.
Fuente: La autora.

En la Tabla 3.18, se muestran los datos de tramo caldera-lavadora 2.2. La tubería, a lo largo de todo del tramo, es de cédula 80 con un diámetro interior de 97,2 mm (diámetro nominal 4 pulg), y una longitud de tubería total de 133,41 m (437,73 pies). Este recorrido tiene 21 codos de 90° y 2 de 45°, 4 Te ramal y 6 Te lineal, además de 3 válvulas antiretorno y 5 de compuerta. Ver anexo A.19.

Como se observa en la tabla 3.18, la pérdida en el tramo A-B2 es de 165,14 kPa (23,95 lb/pulg²), en donde fue necesario iterar los promedios el volumen específico entre A y B2, de la tabla 3.5 debido a que el porcentaje de caída de presión respecto a la presión inicial es mayor a un 10 % (23,91 %). La caída de

presión total hasta el punto lavadora 2.2 es de 220,92 kPa (32,04 lb/pulg²), y la presión manométrica del punto de consumo es de 458,91 kPa (66.56 lb/pulg²).

La caída de presión del tramo A-B2 significa 74,75 % del total de la caída de presión desde la caldera hasta la lavadora 2.2.

3.3.1.3 Intercambiador 1 C.I.P. principal

Tramo Caldera - Intercambiador 1 C.I.P principal				
	ΔP (lb/pulg ²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B2	23,95	165,14	23,91	sí
B1-X	0,65	4,46	0,65	no
X-C2	7,8	53,75	7,78	no
C2-D1	6,94	47,82	6,92	no
D1-int. 1	1,77	12,21	1,77	no
Sumatoria	41,1	283,38		

Tabla 3.19. Tramo caldera - Intercambiador 1, Sala C.I.P.
Fuente: La autora.

Con respecto a la caída de presión de la caldera al intercambiador 1 C.I.P. principal, ubicado en Sala C.I.P. principal, se tiene que la tubería inicialmente es de diámetro interno 97,2 mm (diámetro nominal 4 pulg) por 156,08 m (482,56 pies) (Anexo A.20). El resto de la tubería es igualmente de cédula 80 pero los restantes 12,32 m (40,42 pies) son de diámetro interior 49,2 mm (diámetro nominal 2 pulg).

Con respecto al total accesorios hasta al intercambiador 1, contiene 19 codos 90°, 2 codos 45°, 3 Te lineales, una Te ramal, 2 válvulas antiretorno y 4 válvulas de compuerta.

La caída de presión total hasta el intercambiador de sala C.I.P. principal es de 283,38 kPa (41,10 lb/pulg²), ver tabla 3.19. La presión de consumo del equipo intercambiador 1 de sala C.I.P. principal es de 396,45 kPa (57,15 lb/pulg²).

La caída de presión que se da en el tramo A-B2 representa el 58,27 % del total de la caída de presión hasta el intercambiador 1 de sala C.I.P. principal. Para el intercambiador de calor 1 de sala C.I.P. principal, las caídas de presión restantes de los tramos B1-C, X-C2, C2-D1 y D1-int.1, a pesar de ser más significativas en este caso, porque la longitud de tubería hasta los puntos de consumo aumentó, su suma sigue siendo menor que el aporte en pérdidas del tramo A-B2.

3.3.1.4 Intercambiador 2 C.I.P. principal

Tramo Caldera - Intercambiador 2 C.I.P principal				
	ΔP (lb/pulg ²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B2	23,95	165,14	23,91	sí
B1-X	0,65	4,46	0,65	no
X-C2	7,8	53,75	7,78	no
C2-D2	7,55	52,04	7,53	no
D2-F1	1,07	7,41	1,07	no
F1-int. 2	1,94	13,4	1,94	no
Sumatoria	42,96	296,18		

Tabla 3.20. Tramo caldera – Intercambiador 2, Sala C.I.P.
Fuente: La autora.

El diámetro interno de tubería desde la caldera hasta el intercambiador 2 en sala C.I.P. principal es de 97,2 mm (diámetro nominal 4 pulg) los primeros 157,58 m (533,93 pies), y de 49,2 mm de diámetro interno (diámetro nominal 2 pulg) los siguientes 14,16 m (46,44 pies).

La caída de presión total hasta el intercambiador 2 de sala C.I.P. es de 296,18 kPa (42,96 lb/pulg²), ver tabla resumen 3.20. La presión manométrica de alimentación del intercambiador 2 es de 383,64 kPa (55,64 lb/pulg²).

Este tramo de tubería presenta 20 codos de 90°, 2 codos de 45°, 3 Te ramales, 2 Te ramales, 2 válvulas de bola y 4 válvulas de compuerta. Para mayor detalle ver anexo A.21.

3.3.1.5 Pasteurizador L6

Tramo Caldera - Pasteurizador L6				
	ΔP (lb/pulg ²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B2	23,95	165,14	23,91	sí
B1-X	0,65	4,46	0,65	no
X-C2	7,8	53,75	7,78	no
C2-D2	7,55	52,04	7,53	no
D2-F2	0,51	3,54	0,51	no
F2-G1	0,29	2,03	12,56	no
G1-PastL6	0,55	3,78	1,74	no
Sumatoria	41,3	284,75		

Tabla 3.21. Tramo caldera – Pasteurizador línea 6.
Fuente: La autora.

En la tabla resumen 3.21 se detalla las caídas de presión en cada tramo, con un total de 284,75 kPa (41,30 lb/pulg²), la mayor caída de presión se sigue dando en el tramo A-B2 con un 165,14 kPa (23,95 lb/pulg²), pero que para este caso representa un 58 % del total de la caída de presión. El pasteurizador de línea 6 es el equipo que presenta la mayor caída de presión al ser el segundo equipo más alejado de la planta.

La presión manométrica del punto de consumo Pasteurizador L6 es de 395,08 kPa (57,30 lb/pulg²). Los accesorios a lo largo de la tubería que tiene como longitud total 213,07 m (669,56 pies) son 30 codos de 90°, 4 codos 45°, 3 Te ramales, 5 Te lineales y 4 válvulas de compuerta. Para mayor detalle ver anexo A.22.

3.3.1.6 C.I.P. L6

Tramo Caldera - C.I.P. L6				
	ΔP (lb/pulg ²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B2	23,95	165,14	23,91	sí
B1-X	0,65	4,46	0,65	no
X-C2	7,8	53,75	7,78	no
C2-D2	7,55	52,04	7,53	no
D2-F2	0,51	3,54	0,51	no
F2-G2	0,29	2,03	12,56	no
G2-H	0,55	3,78	1,74	no
H-I2	41,3	284,75		no
I2-C.I.P. L6	23,95	165,14	23,91	no
Sumatoria	0,65	4,46	0,65	

Tabla 3.22. Tramo caldera – intercambiador línea 6.
Fuente: La autora.

En el tramo de la caldera al intercambiador de línea 6, la caída total de presión es de 311,95 kPa (45,24 lb/pulg²) (Ver Tabla 3.22). Su caída es la tercera más alta, lo cual se debe a que es el punto más alejado de la caldera, 234,44 m (769,19 pies), y con un alto consumo de 2 423,64 kg/h (5 332 lb/h) (Ver Tabla 3.4).

La presión manométrica de consumo de este punto es de 367,88 kPa (53,36 lb/pulg²). Este tramo cuenta con 25 codos de 90°, 4 codos de 45°, 2 Te ramales, 7 Te lineales y 6 válvulas de compuerta. Ver anexo A.23.

3.3.1.7 Etiquetadora L6

Tramo Caldera - Etiquetadora L6				
	ΔP (lb/pulg ²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B2	23,95	165,14	23,91	sí
B1-X	0,65	4,48	0,65	no
X-C2	7,8	53,75	7,78	no
C2-D2	7,55	52,04	7,53	no
D2-F2	0,07	0,48	0,07	no
F2-G2	0,26	1,76	0,26	no
G2-H	2,47	17,02	2,46	no
H-I1	3,01	20,75	3	no
I1-Etiq L6	3,12	21,5	3,11	no
Sumatoria	48,87	336,92		

Tabla 3.23. Tramo caldera – etiquetadora L6.
Fuente: La autora.

En la tabla 3.23 se resume la caída total desde la caldera hasta la etiquetadora, la pérdida total hasta el punto de consumo es de 336,92 kPa (48,87 lb/pulg²). Al ser uno de los puntos más alejados de la caldera, presenta la segunda caída de presión más alta.

La presión manométrica del punto de consumo etiquetadora de línea 6 es de 342,90 kPa (49,73 lb/pulg²). Los accesorios contenidos en este tramo son 25 codos 90°, 4 codos de 45°, 2 Te ramales, 7 Te lineales y 6 válvulas de compuerta. Para mayor detalle ver anexo A.24.

3.4 Cuantificación de la cantidad de condensado producido

En las plantas en las que se tienen redes de vapor es de gran importancia evacuar el condensado de red, tanto al inicio de operación (cuando arranca la caldera) como cuando ya la operación de la red está en su punto óptimo.

Dado que el vapor viaja a grandes velocidades, si al momento de arranque de la caldera se encuentra condensado en la red, se provoca el denominado golpeteo o martilleo. El momento de mayor criticidad de la adecuada purga del

condensado es al arranque de la caldera, debido a que es cuando la tubería está con mayor cantidad de fluido y los mayores daños pueden ser ocasionados. Igualmente, durante la operación después del arranque de la caldera se debe evacuar el condensado de la red, para evitar el martilleo en la tubería, que provoca desgaste paulatino, hasta la ruptura de la tubería.

Para el cálculo de la cantidad de condensado producida en la red actual, se utilizó la tabla del *Manual de calderas SELMEC* (Cleaver & Brooks, 1976), en donde se determina la carga de condensado por cada 100 pies de tubería como se muestra en la figura 3.4.

TABLA II CV
CARGA DE CONDENSADOS EN LBS POR HR. POR CADA 100 PIES DE TUBERÍA AISLADA *
 Temperatura Ambiente 70°F - Eficiencia Del Aislamiento 80%

Presión del vapor lbs/pulg ² man.	TAMAÑO DE LA TUBERÍA														°F Factor de corrección +
	2"	2½"	3"	4"	5"	6"	8"	10"	12"	14"	16"	18"	20"	24"	
10	6	7	9	11	13	16	20	24	29	32	36	39	44	53	1.58
30	8	9	11	14	17	20	26	32	38	42	48	51	57	68	1.50
60	10	12	14	18	24	27	33	41	49	54	62	67	74	89	1.45
100	12	15	18	22	28	33	41	51	61	67	77	83	93	111	1.41
125	13	16	20	24	30	36	45	56	66	73	84	90	101	121	1.39
175	16	19	23	26	33	38	53	66	78	88	98	107	119	142	1.38
250	18	22	27	34	42	50	62	77	92	101	116	126	140	168	1.36
300	20	25	30	37	46	54	68	85	101	111	126	138	154	184	1.35
400	23	28	34	43	53	63	80	99	118	130	148	162	180	216	1.33
500	27	33	39	49	61	73	91	114	135	148	170	185	206	246	1.32
600	30	37	44	55	68	82	103	128	152	167	191	208	232	277	1.31

* Considerando las pérdidas por radiación y convección del vapor saturado.
 + Para temperaturas exteriores de 0°F multiplique el valor de la carga para cada tamaño de tubería en la tabla por el factor de corrección correspondiente a la presión del vapor.

Figura 3.4. Carga de condensado en lb/h por cada 100 pies de tubería
 Fuente: Cleaver & Brooks, 1976.

La mayor cantidad de condensado producido a lo largo de la línea se presenta en las tuberías de mayor longitud, con carencia de purgas que retiren el condensado en la línea.

El tramo A-B al ser el de mayor longitud es el que presenta la mayor cantidad de condensado producido, con 26,12 kg/h (57,59 lb/h) (ver Tabla 3.24). Los tramos, que al igual que el tramo A-B son parte de la línea principal, son los que tienen la mayor cantidad de condensado producido, entre ellos están: X-C con 1 168 kg/h (25,76 lb/h), C-D con 8,70 kg/h (19,18 lb/h) y F-G con 4,23 kg/h

(9,32 lb/h) son los puntos con mayor condensado. También es importante destacar el tramo G1-Past L6, en el cual se genera 8,04 kg/h (17,72 lb/h).

Tramo	Diámetro nominal (pulg)	Diámetro interno (mm)	Carga condensado/ 100 pies	Longitud (pies)	Condensado (lb/h)	Condensado (kg/h)
A-B	4,00	97,20	22,91	251,38	57,59	26,12
B-B.R1	2,00	49,20	11,82	25,95	3,07	1,39
B.R1-B.R2	2,00	49,20	11,73	8,14	0,95	0,43
B.R2-B.R3	2,00	49,20	11,73	0,46	0,05	0,02
B.R3-B.R4	2,00	49,20	11,72	6,92	0,81	0,37
B.R4-lavadora 4.5	2,00	49,20	11,72	4,17	0,49	0,22
B-X	4,00	97,20	21,65	12,95	2,80	1,27
X-X.R1	2,00	49,20	11,80	11,71	1,38	0,63
X.R1-X.R2	2,00	49,20	11,77	2,03	0,24	0,11
X.R2-T1S	1,50	38,10	8,86	5,41	0,48	0,22
X.R2-T2S	1,50	38,10	8,86	6,99	0,62	0,28
X.R1-X.R3	2,00	49,20	11,80	12,93	1,53	0,69
X.R3-T1I	2,00	49,20	11,77	9,18	1,08	0,49
X.R3-X.R4	2,00	49,20	11,76	9,18	1,08	0,49
X.R4-T2I	2,00	49,20	11,76	0,15	0,02	0,01
X.R4-AA	1,50	38,10	8,88	2,15	0,19	0,09
X-C	4,00	97,20	21,52	119,69	25,76	11,68
C-C.R1	3,00	73,70	17,10	40,37	6,90	3,13
C.R1-lavadora2.1	2,00	49,20	11,52	14,08	1,62	0,74
C.R1-lavadora2.2	2,00	49,20	10,74	12,69	1,36	0,62
C-D	4,00	97,20	19,47	98,54	19,18	8,70
D-Int. 1 CIP	2,00	49,20	11,60	40,42	4,69	2,13
D-F	4,00	97,20	20,84	4,92	1,03	0,47
F-Int 2 CIP	2,00	49,20	11,40	46,44	5,29	2,40
F-G	3,00	73,70	16,79	55,48	9,32	4,23
G-C.I.P. L6	2,50	59,00	14,10	55,48	7,82	3,55
G-H	3,00	73,70	16,78	2,46	0,41	0,19
H-I	3,00	73,70	16,78	5,83	0,98	0,44
G1-pastL6	2,50	59,00	14,00	126,59	17,72	8,04
I-Etiq	1,50	38,10	8,63	115,58	9,98	4,52

Tabla 3.24. Carga de condensado en lb/h por cada 100 pies de longitud de tubería
Fuente: La autora.

En muchos tramos que son derivaciones de la tubería principal, puede notar que la cantidad de condensado que se presenta es despreciable respecto a la cantidad que se da en la tubería principal. Pero este condensado puede llegar a ser significativo con la suma de tramos hasta los puntos de consumo.

La cantidad de condensado teórica que se está generando en los equipos se resume en la tabla 4.25. El punto que más condensado genera es el C.I.P. de línea 6, con un 2 489,83 kg/h (5 477,62 lb/h). Del total del condensado generado, actualmente solo se está retornando un 22 %; y de sala C.I.P. principal no se está retornando nada de condensado.

Punto	Cantidad de condensado (lb/h)	Cantidad de Condensado (kg/h)
C.I.P. principal	4 570,0	2 077,3
Lavadora 4	1 850,0	840,91
Lavadora 2	4 000,0	1 818,2
C.I.P. L6	5 477,6	2 489,8
Pasteurizador L6	1 300,0	590,9
Etiquetadora	70,00	31,8
Suma	17 267,6	7 848,9

Tabla 3.25. Condensado teórico generado en cada punto de consumo.
Fuente: La autora.

El condensado es fluido que ya ha sido tratado químicamente para que la dureza del agua que se introduce a la caldera no produzca obstrucciones en los tubos. Si se decide no retornarlo a la caldera es dinero que se ha invertido y que se debe invertir nuevamente en el agua con la que se vaya a alimentar la caldera.

4 Diseño de la nueva red de vapor

El diseño, no solamente recae en el correcto dimensionamiento de la red, sino que es de igual importancia elegir de manera adecuada los accesorios que deben colocarse en la tubería, para que ésta opere de manera eficiente, con las válvulas necesarias para garantizar la seguridad en caso de alguna emergencia, o para sacar de circulación cierto tramo para mantenimiento. El sistema, además debe contar con todos los accesorios de medición que se requieran para monitorear la operación; pero sin agregar accesorios de más que contribuyan a disminuir la eficiencia energética debido a pérdidas de presión por fricción.

El aislamiento de la tubería es un punto trascendental, ya que entre mayor sea el diámetro de tubería, el costo se incrementará, y si aunado a ello el espesor de pared está sobredimensionado, el costo del rediseño puede ser mayor que el aumento de eficiencia obtenido.

Se requiere un buen diseño de la red de retorno de condensados para aprovechar las mejoras en rendimiento que se consiguen a partir del nuevo diseño de la red de vapor. Con esto se pretende que la temperatura del agua de alimentación de la caldera sea mayor y, por ende, que el tiempo y el consumo de combustible de ésta disminuya, incidiendo positivamente en el costo de operación.

4.1 Cálculo de diámetros de tuberías y dimensionamiento de accesorios

Según lo mencionado en el capítulo 3, en la tabla 3.4 se tiene que para el consumo real actual de la planta, la caldera en uso: CB-600-600 se encuentra sobredimensionada, debido a que el flujo másico máximo real actual es de 5 655,84 kg/h (12 442,86 lb/h), que según *The Boiler book* (Clever Brooks, 2002), con una caldera de 400 HP sería suficiente para suplir las necesidades de la planta. Ver figura 4.1.

A pesar de ello, en la tabla 3.4, se tiene que el consumo teórico, con que fue recalculado el rediseño para obtener el dimensionamiento de la planta en su máximo punto de funcionamiento, el consumo es de 9 271,87 kg /h (20 398,12), por lo que viendo la figura 3.1, se recomienda una caldera de 600 HP, como la que está seleccionada actualmente, por lo que para el rediseño se consideró la caldera que se encuentra en funcionamiento.

Table A2-18. Recommended Non-Return Valve Size

BOILER HP	BOILER CAPACITY (LBS/HR)	OPERATING PRESSURES (PSIG)							
		50	75	100	125	150	175	200	250
100	3450	3	2-1/2	2-1/2	2-1/2	2-1/2	2-1/2	2-1/2	2-1/2
125	4313	4	3	3	3	3	2-1/2	2-1/2	2-1/2
150	5175	4	4	3	3	3	3	2-1/2	2-1/2
200	6900	4	4	4	3	3	3	3	3
250	8625	4	4	4	4	3	3	3	3
300	10350	6	4	4	4	4	4	4	3
350	12025	6	6	4	4	4	4	4	3
400	13800	6	6	4	4	4	4	4	4
500	17210	6	6	6	6	4	4	4	4
600	20700	8	8	6	6	6	4	4	4
700	24150	8	8	6	6	6	6	6	6
750	25875	8	8	6	6	6	6	6	6
800	27600	8	8	6	6	6	6	6	6

Note: Valve sizes (300 psig flanges) given in inches.

Figura 4.1. Capacidad de una caldera CB (lb/h).
Fuente: Cleaver Brooks, 2002.

Para el rediseño de la red se utilizaron los flujos máxicos teóricos, de manera que se pueda poner a funcionar la planta a su máxima capacidad y no a un 63% como se está haciendo actualmente. Ver tabla 3.4.

En la tabla 4.1 se resumen las presiones determinadas en cada tramo, así como los volúmenes específicos en cada caso.

	Presiones (lb/pulg ² _(abs))	Presiones (kPa _(abs))	v esp (pie ³ /lb)	v esp (m ³ /kg)
P_A	111,38	767,94	4,0008	64,0862
P_{B1}	107,69	742,47	4,1308	66,1696
P_{B2}	107,69	742,47	4,1308	66,1696
P_{B.R1}	106,17	732,05	4,1865	67,0619
P_{B.R2}	105,67	728,54	4,2056	67,3681
P_{B.R3}	105,24	725,62	4,2217	67,6246
P_{B.R4}	101,96	702,99	4,3503	69,6855
P_x	107,42	740,67	4,1404	66,3223
P_{x.R1}	106,67	735,49	4,1680	66,7651
P_{x.R2}	105,92	730,28	4,1962	67,2163
P_{x.R3}	104,76	722,30	4,2400	67,9192
P_{x.R4}	104,76	722,30	4,2400	67,9192
P_{x.R5}	105,51	727,47	4,2115	67,4620
P_{C1}	105,78	729,30	4,2015	67,3013
P_{C.R1}	103,69	714,94	4,2814	68,5813
P_{C.R2}	100,93	695,90	4,3923	70,3577
P_{C2}	105,78	729,30	4,2015	67,3013
P_{D1'}	104,25	718,77	4,2598	68,2350
P_{E1'}	103,25	711,87	4,2989	68,8618
P_{F1'}	102,10	703,98	4,3445	69,5929
P_{G1'}	101,55	700,18	4,3668	69,9497
P_{G1'}	101,55	700,18	4,3668	69,9497

Tabla 4.1. Presiones por tramo en la red de vapor.

Fuente: La autora.

Idealmente, el vapor trasegado a lo largo de la línea en estudio debería ser vapor saturado seco. Según el *Manual de calderas SELMEC* (Cleaver & Brooks, 1976), la velocidad recomendada para el trasiego de vapor saturado seco es entre 30,48 m/s y 45,72 m/s (6 000 pies/min y 9 000 pies/min). Para la determinación de los diámetros de rediseño se utilizó la ecuación 2.8 como se muestra en la tabla 4.2.

Tramo	Flujo másico (lb/h)	Flujo másico (kg/h)	Dia. nominal actual (pulg.)	Dia. Nominal rediseño (pulg.)	Dia. interno recomendado (pulg.)	Velocidad (m/s)
A-B	20398,12	4731,97	4	6	6,07	34,45
B-B.R1	3042,38	421,78	2	2 1/2	2,47	32,46
B.R1-B.R2	2433,90	1106,32	2	2 1/2	2,47	26,33
B.R2-B.R3	1825,43	829,74	2	2	2,07	28,31
B.R3-B.R4	1216,95	553,16	2	2	2,07	18,95
B.R4-	608,48	276,58	2	1 1/2	1,61	15,73
B-X	17355,74	7888,97	4	6	6,07	30,69
X-X.R1	5158,82	2344,92	2	3	3,07	35,69
X.R1-X.R2	2063,53	937,97	2	2	2,07	31,66
X.R2-T1S	1031,76	468,98	1 1/2	1 1/2	1,61	26,28
X.R2-X.R5	1031,76	468,98	1 1/2	1 1/2	2,00	17,03
X.R5-T2S	1031,76	468,98	1	1 1/2	1,61	26,28
X.R1-X.R3	3095,29	1406,95	2	2 1/2	2,47	33,29
X.R3-T1I	1031,76	468,98	2	1 1/2	1,61	26,56
X.R3-X.R4	2063,53	937,97	2	2	2,07	32,23
X.R4-T2I	1031,76	468,98	2	1 1/2	1,61	26,56
X.R4-AA	1031,76	468,98	1 1/2	1 1/2	1,61	26,56
X-C	12196,93	4310,19	4	6	6,07	21,59
C-C.R1	2063,53	572,16	4	2 1/2	2,47	22,68
C.R1-lavadora2.1	1031,76	468,98	2	2	2,07	16,51
C.R1-C.R2	1031,76	468,98	2	1 1/2	1,61	27,21
C.R1-lavadora2.2	1031,76	468,98	2	2	2,07	16,51
C-D1'	10133,40	4606,09	4	6	6,07	18,46
D1'-E1'	7497,00	3407,73	-	5	4,81	21,76
E1'-Etiqu'	665,00	302,27	-	1 1/2	1,61	17,40
E1'-F1'	6832,00	3105,45	-	4	3,83	31,66
F1'-PastL6'	1500,00	681,82	-	2	2,07	24,12
F1'-CIPL6	5332,00	2423,64	-	4	2,50	58,62
D1'-G1'	2636,40	3372,53	-	3	3,07	18,83
G1'-Int. 1 CIP	1318,20	365,50	-	2	2,07	20,92
G1'-Int 2	1318,20	599,18	-	2	2,07	20,92

Tabla 4.2. Cálculo de diámetros nominales para el rediseño de la red de vapor.

Fuente: La autora.

En la tabla 4.2 se muestra el flujo másico de diseño utilizado, así como el diámetro nominal utilizado actualmente en la planta en contraposición con el diámetro seleccionado para el rediseño por tramo de tubería.

En algunos casos el diámetro nominal sí varió sustancialmente, pero en esta selección de diámetros se debe tomar en cuenta la determinación de espesor de pared que se utilizó.

Según la norma ANSI B36.10M, cuando “una tubería es roscada y el vapor trasegado es de una presión mayor a 1 750 kPa (250 lb/pulg²) la tubería debe ser sin costura, tener una tensión máxima de rotura de 48 000 psi (330 MPa) y un espesor de pared al menos equivalente a cédula 80”. (Nayyar, 2000, pág. C103).

Dado que la presión absoluta máxima de diseño es de 767,85 kPa (111,38 lb/pulg²), se estipuló utilizar cédula 40, comprobando su espesor de pared con las ecuaciones [2.9], [2.10] y [2.11] descritas en el capítulo 2, de manera tal que se determinó que todas las tuberías seleccionadas tienen el espesor de pared mínimo para trasegar vapor a 204,44 °C (400 °F), la cual es la temperatura de saturación del vapor a 1723,69 kPa (250 lb/pulg²).

El factor de soldadura utilizado para, para soldadura de resistencia eléctrica, API 5L es de 1, y el esfuerzo admisible para acero al carbono A134 a 204,44 °C (400 °F) es de 1 987,01 kPa (13 700 lb/pulg²), y el coeficiente de temperatura utilizado fue de 0,4, el cual aplica para aceros ferríticos y austeníticos para temperaturas menores a 482 °C (900 °F). (Cleaver Brooks, 2002)

Dia. nominal rediseño (pulg)	Dia. interno rediseño (pulg)	Distancias (m)	t _{nom}	Dia. Externo (pulg)	t	tm		t _{nom(1-0,125)}
6	6,07	76,62	0,28	6,63	0,16	0,240	<	0,245
2 1/2	2,47	7,91	0,20	2,88	0,07	0,145	<	0,178
2 1/2	2,47	2,48	0,20	2,88	0,07	0,144	<	0,178
2	2,07	0,14	0,15	2,38	0,05	0,132	<	0,135
2	2,07	12,93	0,15	2,38	0,05	0,132	<	0,135
1 1/2	1,61	1,27	0,15	1,90	0,04	0,121	<	0,127
6	6,07	3,95	0,28	6,63	0,15	0,231	<	0,245
3	3,07	3,57	0,22	3,50	0,08	0,159	<	0,189
2	2,07	0,62	0,15	2,38	0,05	0,133	<	0,135
1 1/2	1,61	1,65	0,15	1,90	0,04	0,122	<	0,127
1 1/2	2,00	1,19	0,15	1,90	0,04	0,122	<	0,127
1 1/2	1,61	2,13	0,15	1,90	0,04	0,122	<	0,127
2 1/2	2,47	3,94	0,20	2,88	0,07	0,144	<	0,178
1 1/2	1,61	1,34	0,15	1,90	0,04	0,121	<	0,127
2	2,07	2,80	0,15	2,38	0,05	0,132	<	0,135
1 1/2	1,61	0,05	0,15	1,90	0,04	0,121	<	0,127
1 1/2	1,61	0,66	0,15	1,90	0,04	0,121	<	0,127
6	6,07	36,48	0,28	6,63	0,15	0,231	<	0,245
2 1/2	2,47	40,37	0,20	2,88	0,06	0,143	<	0,178
2	2,07	14,08	0,15	2,38	0,05	0,130	<	0,135
1 1/2	1,61	12,30	0,15	1,90	0,04	0,120	<	0,127
2	2,07	12,30	0,15	2,38	0,05	0,130	<	0,135
6	6,07	15,41	0,28	6,63	0,15	0,226	<	0,245
5	4,81	43,86	0,26	5,33	0,12	0,197	<	0,226
1 1/2	1,61	9,50	0,15	1,90	0,04	0,120	<	0,127
4	3,83	17,98	0,24	4,30	0,09	0,173	<	0,207
2	2,07	16,91	0,15	2,38	0,05	0,130	<	0,135
4	2,50	16,91	0,24	4,30	0,09	0,172	<	0,207
3	3,07	18,29	0,22	3,50	0,08	0,156	<	0,189
2	2,07	14,15	0,15	2,38	0,05	0,131	<	0,135
2	2,07	14,16	0,15	2,38	0,05	0,131	<	0,135

Tabla 4.3. Cálculo de diámetros nominales para el rediseño de la red de vapor.
Fuente: La autora.

De las tablas 4.3 hasta la 4.21 se describen en las tablas resumen las pérdidas en los puntos de consumo con el rediseño planteado.

4.1.1 Lavadora 4

Para el tramo caldera - Lavadora 4.1, la ruta del rediseño se mantiene como está actualmente, pero debido a que el flujo másico trasegado es mayor, se rediseñó el diámetro nominal de la tubería, ver anexo A.25, en donde se propone cambiar para el tramo A-B que actualmente es de 97,2 mm de diámetro interno (4 pulg) cédula 80 a 154,1 mm (6 pulg) cédula 40.

En la tabla 4.1 se encuentra la tabla resumen con la caída de presión hasta el punto de consumo lavadora 4.1, en donde la pérdida total es de 37,93 kPa (5,50 lb/pulg²). La presión manométrica de alimentación del punto de consumo lavadora 4.1 es de 641,9 kPa (93,10 lb/pulg²). La ruta de las derivaciones a los puntos de consumo de la lavadora 4 no fueron modificados.

La caída de presión del rediseño del tramo A-B, el cual en la tubería actual es siempre el que aporta la mayor pérdida, disminuyó en un 77,57 % en el rediseño respecto al diseño actual.

Tramo Caldera - Lavadora 4.1				
Tramo	ΔP (lb/pulg ²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B1	3,69	25,47	3,32	no
B-B.R1	1,51	10,42	1,42	no
B.R1-lavadora 4.1	0,30	2,04	0,28	no
Sumatoria	5,50	37,93		

Tabla 4.4. Caída de presión hasta el punto de consumo lavadora 4.1.
Fuente: La autora.

Para el punto de consumo lavadora 4.2 la caída de presión total es de 39,54 kPa (5,74 lb/pulg²) como se puede ver en la tabla 4.5. Dado que todas las caídas de presión fueron menores al 10 % de la presión inicial en ninguno de los puntos fue necesario iterar la caída de presión. La presión manométrica de este punto de consumo es de 640,28 kPa (92,86 lb/ pulg²).

La caída de presión para la lavadora 4.2 se disminuyó en un 77,57 % con respecto al diseño inicial con que cuenta la tubería hasta este punto de consumo.

Tramo Caldera - Lavadora 4.2				
Tramo	ΔP (lb/pulg²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B1	3,69	25,47	3,32	no
B-B.R1	1,51	10,42	1,42	no
B.R1-B.R2	0,51	3,51	0,49	no
B.R2-Lavadora 4.2	0,02	0,14	0,02	no
Sumatoria	5,74	39,54		

Tabla 4.5. Caída de presión hasta el punto de consumo lavadora 4.2.
Fuente: La autora.

En la tabla 4.6 se tiene que la caída de presión para el punto de consumo lavadora 4.3, en donde la caída de presión hasta el punto de consumo es de 45,54 kPa (6,60 lb/pulg²). La presión manométrica de este punto de consumo es de 634,29 kPa (92 lb/pulg²). La pérdida para este punto se redujo en 73,19 %, y el mayor aporte en la caída de presión sigue siendo del tramo A-B.

Tramo Caldera - Lavadora 4.3				
Tramo	ΔP (lb/pulg²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B1	3,69	25,47	3,32	no
B-B.R1	1,51	10,42	1,42	no
B.R1-B.R2	0,02	0,17	0,02	no
B.R2-B.R3	0,42	2,92	0,41	no
B.R3-Lavadora 4.3	0,95	6,56	0,93	no
Sumatoria	6,60	45,54		

Tabla 4.6. Caída de presión hasta el punto de consumo lavadora 4.3.
Fuente: La autora.

Para el tramo cadera - Lavadora 4.4 la pérdida de presión total hasta el punto de consumo lavadora 4.4 es de 62,52 kPa (9,07 lb/pulg²), ver tabla 4.7; la presión manométrica de consumo de este punto es de 617,31 kPa (89,26 lb/pulg²). Para este caso se logró disminuir en el rediseño la caída de presión en un 63,34 %.

Tramo Caldera - Lavadora 4.4				
Tramo	ΔP (lb/pulg²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B1	3,69	25,47	3,32	no
B-B.R1	1,51	10,42	1,42	no
B.R1-B.R2	0,39	2,68	0,37	no
B.R2-B.R3	0,15	1,01	0,14	no
B.R3-B.R4	3,28	22,64	3,22	no
B.R4-Lavadora 4.4	0,04	0,30	0,05	no
Sumatoria	9,07	62,52		

Tabla 4.7. Caída de presión hasta el punto de consumo lavadora 4.4.
Fuente: La autora.

Para el tramo caldera - Lavadora 4.5 la caída de presión como se puede apreciar en la tabla 4.5 es de 77,67 kPa (11,26 lb/pulg²), ver tabla 4.8, y la presión manométrica de consumo de este punto es de 617,29 kPa (89,53 lb/pulg²). Para este punto de consumo se logró disminuir la caída de presión en un 54,51 % con respecto al diseño actual de la tubería de vapor.

Tramo Caldera - Lavadora 4.5				
Tramo	ΔP (lb/pulg²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B1	3,69	25,47	3,32	no
B-B.R1	1,51	10,42	1,42	no
B.R1-B.R2	0,39	2,68	0,37	no
B.R2-B.R3	1,79	12,32	1,75	no
B.R3-B.R4	3,62	24,97	3,56	no
B.R4-Lavadora 4.5	0,26	1,80	0,27	no
Sumatoria	11,26	77,67		

Tabla 4.8. Caída de presión hasta el punto de consumo lavadora 4.5.
Fuente: La autora.

Para el punto de consumo lavadora T1S, en donde la caída de presión total hasta el punto de consumo es de 43,06 kPa (6,25 lb/pulg²), ver tabla 4.9. La presión manométrica de consumo es de 636,76 kPa (92,35 lb/pulg²). Para este caso la pérdida es un 75,60 % menos que la pérdida del diseño actual.

Tramo Caldera - Lavadora T1S				
Tramo	ΔP (lb/pulg ²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B1	3,69	25,47	3,32	no
B1-X	0,26	1,80	0,25	no
X-X.R1	0,75	5,18	0,71	no
X.R1-X.R2	0,76	5,21	0,72	no
X.R2-T1S	0,78	5,40	0,76	no
Sumatoria	6,25	43,06		

Tabla 4.9. Caída de presión hasta el punto de consumo lavadora T1S.
Fuente: La autora.

Respecto al punto de consumo T2S se tiene, según la tabla 4.10, que la caída de presión total hasta el punto de consumo es de 42,20 kPa (6,12 lb/pulg²). La presión manométrica de alimentación del punto de consumo es de 637,62 kPa (92,48 lb/pulg²), y la pérdida es un 75,75 % menor con respecto a las pérdidas obtenidas hasta este tramo en el diseño actual.

Tramo Caldera - Lavadora T2S				
Tramo	ΔP (lb/pulg ²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B1	3,69	25,47	3,32	no
B1-X	0,26	1,78	0,24	no
X-X.R1	0,37	2,58	0,35	no
X.R1-X.R2	0,09	0,60	0,08	no
X.R2-X.R5	0,41	2,81	0,39	no
X.R5-T2S	1,30	8,96	1,27	no
Sumatoria	6,12	42,20		

Tabla 4.10. Caída de presión hasta el punto de consumo lavadora T2S.
Fuente: La autora.

4.1.2 Lavadora 2

Con respecto a los puntos de consumo de la lavadora, se tienen dos puntos importantes que son lavadora 2.1 y lavadora 2.2 como se muestra en las tablas resumen 4.14 y 4.15.

Para los puntos de consumo en la lavadora, las tuberías principales como se puede ver en la tabla 4.2 tales como A-B2, B1-X y X-C sí variaron con respecto al diseño actual de la planta.

Para el punto de consumo lavadora 2.1, la caída de presión hasta el punto de consumo es de 65,69 kPa (9,53 lb/pulg²) (ver tabla 4.14). La presión manométrica de consumo para la lavadora 2.1 es de 614,14 kPa (89,07 lb/pulg²). La caída de presión hasta el punto de consumo se disminuyó en un 72,24 % con respecto a la caída de presión del arreglo de tuberías actual.

Tramo Caldera - Lavadora 2.1				
Tramo	ΔP (lb/pulg²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B2	3,69	25,47	3,32	no
B1-X	0,26	1,80	0,25	no
X-C1	1,65	11,37	1,55	no
C1-C.R1	2,08	14,36	2,04	no
C.R1-Lavadora 2.1	1,84	12,69	1,95	no
Sumatoria	9,53	65,69		

Tabla 4.11. Caída de presión hasta el punto de consumo lavadora 2.1.
Fuente: La autora.

Con respecto al punto de consumo lavadora 2.2 la caída de presión hasta el punto de consumo lavadora 2.2 es de 67,53 kPa (9,79 lb/pulg²). La presión manométrica de alimentación es de 612,30 kPa (88,81 lb/pulg²). La caída de presión con el rediseño se disminuyó un 69,44 % respecto a la caída de presión inicial. Ver tabla 4.15.

Tramo Caldera - Lavadora 2.2				
Tramo	ΔP (lb/pulg²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B2	3,69	25,47	3,32	no
B1-X	0,26	1,80	0,25	no
X-C1	0,27	1,89	0,26	no
C1-C.R1	2,08	14,36	2,04	no
C.R1-C.R2	2,76	19,05	2,92	no
C.R2-Lavadora 2.2	0,72	4,96	0,80	no
Sumatoria	9,79	67,53		

Tabla 4.12. Caída de presión hasta el punto de consumo lavadora 2.2.
Fuente: La autora.

4.1.3 Intercambiadores 1 y 2, sala C.I.P. principal

Con respecto a los puntos de consumo intercambiadores 1 y 2 en la sala C.I.P. principal, el nuevo diseño propone primeramente el cambio de diámetro de la tubería de D'-G' como se puede apreciar en la tabla 4.2 de diámetro nominal de 97,2 mm (Diámetro nominal 4 pulg) a 62,7 mm (Diámetro nominal 2 1/2 pulg). La línea de vapor tendría como lugar final los puntos de consumo intercambiadores 1 y 2, y no hay una derivación hacia línea 6 como en el diseño inicial. Ver planos de rediseño: R1, R2 y R3.

Para la alimentación del intercambiador 1 y 2 la tubería hasta el punto G' es de 62,7 mm de diámetro interno (diámetro nominal de 2 1/2 pulg), en donde para alimentar el intercambiador 2 se debe realizar una reducción a 2 pulg. De la tubería de 77,9 mm de diámetro interno (diámetro nominal de 3 pulg) se saca una derivación de una tubería de 52,5 mm (diámetro nominal de 2 pulg) de manera que haya una sublínea para alimentar el intercambiador 1, como se puede apreciar en la figura 4.1.

Los accesorios del diseño inicial se conservan, por lo que en cada derivación se colocó una válvula de bola y dos válvulas de compuerta antes de alimentar cada intercambiador.

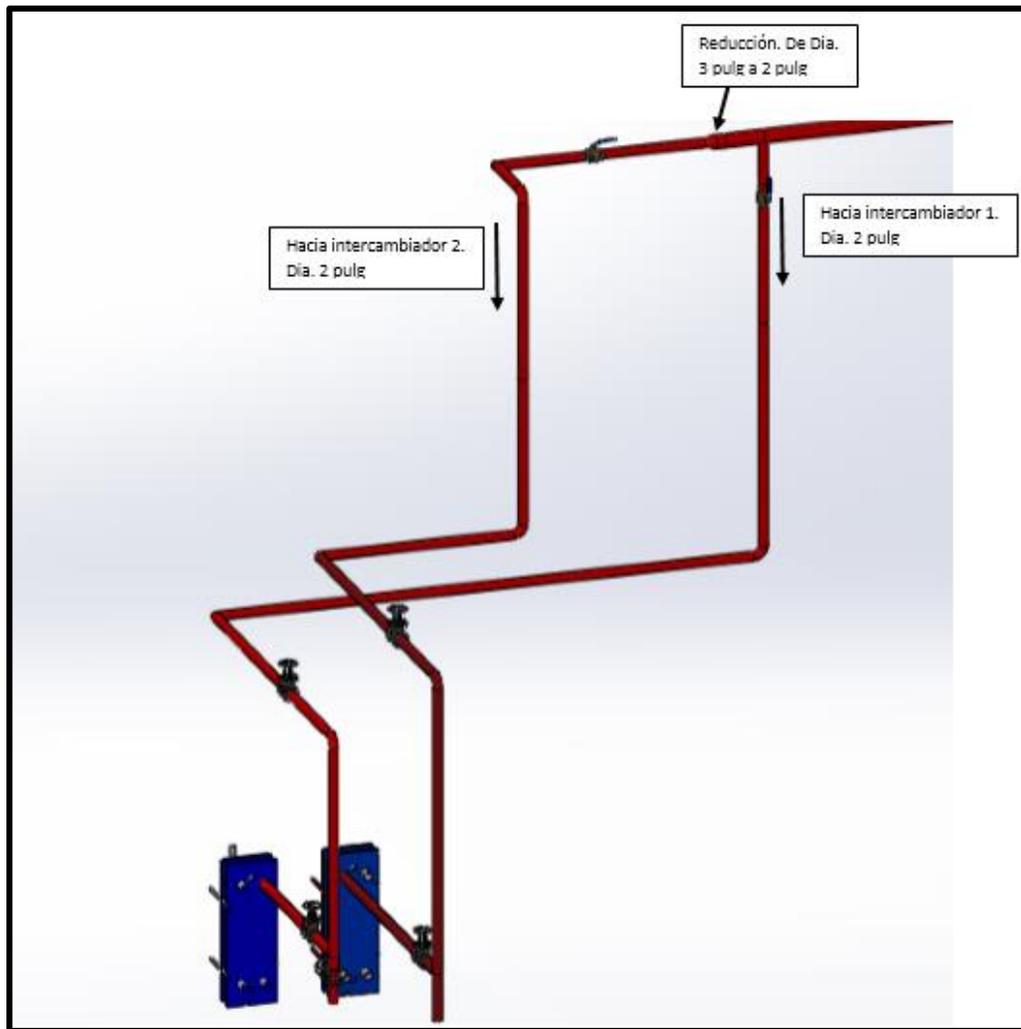


Figura 4.2. Alimentación de intercambiadores de calor 1 y 2, Sala C.I.P. principal.
Fuente: La autora.

La caída de presión para el intercambiador 1 de la sala C.I.P. es de 90,73 kPa (13,16 lb/pulg²). La presión manométrica de alimentación para este intercambiador es de 589,10 kPa (85,44 lb/pulg²). El rediseño disminuye la caída de presión hasta el punto de consumo en un 67,98 % en comparación con la caída de presión en el diseño inicial. Ver tabla 4.16.

Tramo Caldera - intercambiador 1 C.I.P principal				
Tramo	ΔP (lb/pulg ²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B2	3,69	25,47	3,32	no
B1-X	0,26	1,78	0,24	no
X-C2	1,65	11,37	1,55	no
C2-D1'	2,55	17,55	2,49	no
D1'-G1'	2,70	18,59	2,69	no
G1'-int. 1	2,32	15,98	2,45	no
Sumatoria	13,16	90,73		

Tabla 4.13. Caída de presión hasta el punto de consumo intercambiador 1 C.I.P.
Fuente: La autora.

En la tabla 4.17 se tiene que la caída de presión para el intercambiador 2 C.I.P. es de 83,57 kPa (12,12 lb/pulg²). La presión manométrica de alimentación del intercambiador de calor 596,26 kPa (86,48 lb/pulg²). Con respecto al diseño inicial se disminuyó en un 71,79 % con el rediseño.

Tramo Caldera - intercambiador 2 C.I.P principal				
Tramo	ΔP (lb/pulg ²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B2	3,69	25,47	3,32	no
B1-X	0,26	1,78	0,24	no
X-C2	1,65	11,37	1,55	no
C2-D1'	1,53	10,53	1,50	no
D1'-G1'	2,95	20,37	2,95	no
G1'-int. 2	2,04	14,05	2,16	no
Sumatoria	12,12	83,57		

Tabla 4.14. Caída de presión hasta el punto de consumo intercambiador 2 C.I.P.
.Fuente: La autora.

4.1.4 Pasteurizador L6

El consumo Pasteurizador L6, con un total de 69,67 kPa (10,10 lb/pulg²). La presión manométrica de alimentación de este punto es de 610,16 kPa (88,50 lb/pulg²). Ver tabla 4.18. Con respecto al diseño inicial se disminuyó en un 75,54 % la caída de presión con el rediseño propuesto.

Tramo Caldera - Pasteurizador L6				
Tramo	ΔP (lb/pulg ²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B2	3,69	25,47	3,32	no
B1-X	0,26	1,78	0,24	no
X-C2	1,65	11,37	1,55	no
C2-D1'	1,53	10,53	1,50	no
D1'-E1'	0,12	0,83	0,12	no
E1'-F1'	1,14	7,89	1,20	no
F1'-PastL6	1,71	11,80	1,82	no
Sumatoria	10,10	69,67		

Tabla 4.15. Caída de presión hasta el punto de consumo pasteurizador L6.
Fuente: La autora.

4.1.5 Etiquetadora L6

En la tabla 4.19 se tiene que la caída de presión de 60,98 kPa (8,84 lb/pulg²), con una presión manométrica de alimentación de la etiquetadora de línea 6 de 618,85 kPa (88,83 lb/pulg²). Se disminuyó la caída de presión en un 81,91 % con respecto al diseño actual de la planta.

Tramo Caldera - Etiquetadora L6				
Tramo	ΔP (lb/pulg ²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B2	3,69	25,47	3,32	no
B1-X	0,27	1,85	0,25	no
X-C2	1,65	11,37	1,55	no
C2-D1'	1,53	10,53	1,50	no
D1'-E1'	1,00	6,90	1,00	no
E1'-Etiqu L6	0,70	4,86	0,74	no
Sumatoria	8,84	60,98		

Tabla 4.16. Caída de presión hasta el punto de consumo etiquetadora L6.
Fuente: La autora.

4.1.6 C.I.P. L6

La caída de presión para el tramo C.I.P. L6 es de 69,96 kPa (10,15 lb/pulg²), en donde en el rediseño se la caída de presión es de un 77,56 % menos que en el diseño original. La presión manométrica de alimentación de este punto de consumo es de 609,87 kPa (88,45 lb/pulg²). Ver tabla 4.20.

Tramo Caldera - C.I.P. L6				
Tramo	ΔP (lb/pulg ²)	ΔP (kPa)	%Pi	Iteración
A-B2	3,69	25,47	3,32	no
B1-X	0,27	1,85	0,25	no
X-C2	1,65	11,37	1,55	no
C2-D1'	1,53	10,53	1,50	no
D1'-E1'	0,45	3,08	0,45	no
E1'-F1'	0,98	6,74	1,02	no
F1'-C.I.P. L6	1,58	10,92	1,69	no
Sumatoria	10,15	69,96		

Tabla 4.17. Caída de presión hasta el punto de consumo C.I.P. L6.

Fuente: La autora.

4.2 Rediseño de la red de retorno de condensados

Según el manual *Design of fluid systems* (Spirax Sarco, 2004) el espaciado entre piernas de drenaje debe ser entre 30,48 m y 60,96 m (100 y 200 pies), en donde se recomienda también una inclinación de la tubería de vapor 0,01 m (0,5 pulg) cada 10 pies, lo que sería aproximadamente un 5% del total de la longitud de la tubería.

En la determinación de la carga de condensados drenada, “La única situación en que puede suponerse que la carga de condensados estará determinada por el régimen de condensación de los equipos a drenarse, es cuando el equipo será drenado por trampas de tipo modulante como por ejemplo Trampas de Flotador y Termoestáticas.” (Cleaver & Brooks, 1976, pág. 252). Las cargas de condensados generadas por convección y radiación se consideran despreciables respecto a las cargas generadas por el calentamiento de la tubería (Cleaver & Brooks, 1976).

Para el diseño de las piernas colectoras de condensado, se recomienda que su longitud sea igual a 1 ½ veces su diámetro, y nunca menor a 8 pulg. El diámetro debe ser del mismo tamaño que la tubería de vapor. (Cleaver & Brooks, 1976, pág. 251).

Para el drenado adecuado del condensado de la línea de vapor, se debe colocar una válvula de globo, seguido de un filtro con el fin de purificar en caso de impurezas el condensado antes de entrar a la trampa de vapor, y debe ir seguido por otra válvula de globo, de manera tal, que se pueda dar el mantenimiento adecuado a las trampas instaladas, tal como se muestra en la figura 4.3.

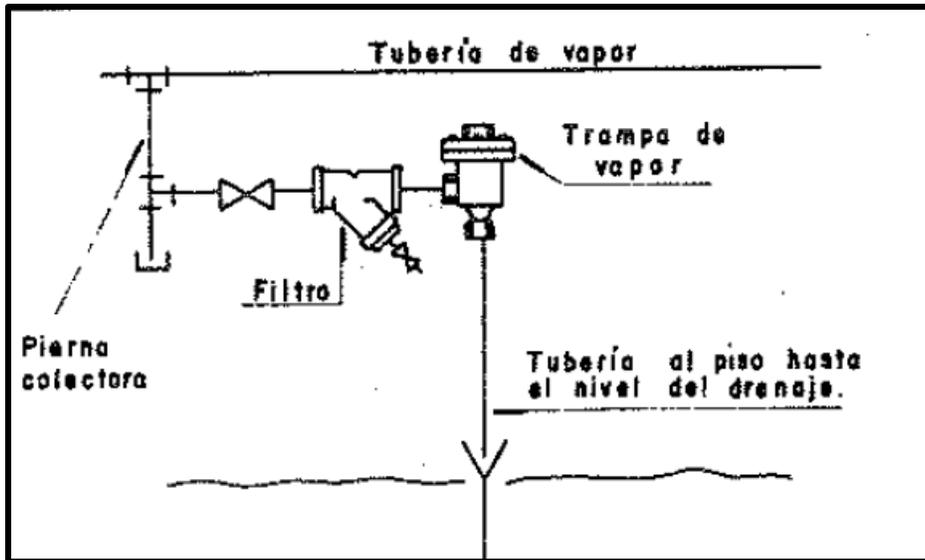


Figura 4.3. Correcta instalación de trampas de vapor en los accesorios necesarios
Fuente: Cleaver & Brooks, 1976, pág. 257

Para la determinación de la carga de condensados de los intercambiadores de calor se utilizó la siguiente ecuación tomada del manual *Design of Fluid systems* (Spirax Sarco, 2004, pág. 24):

$$\text{condensado} \left(\frac{\text{lb}}{\text{hr}} \right) = \frac{\text{GPM} \times (1,1) \times \text{Aumento de temperatura } (^{\circ}\text{F})}{2} \quad [4.1]$$

En donde:

$$\text{condensado} \left(\frac{\text{lb}}{\text{hr}} \right) = \text{condensado del intercambiador de calor} \left(\frac{\text{lb}}{\text{hr}} \right)$$

GPM = Agua de entrada al intercambiador (galones por minuto)

Aumento de temperatura = Aumento de temperatura del agua ($^{\circ}\text{F}$)

El espesor de pared de la tubería de retorno de condensado, para el rediseño, fue seleccionado de cédula 40.

4.2.1 Retorno de condensados de las piernas de drenaje

A lo largo de toda la red de vapor, se propone diseño la instalación de 4 piernas de drenaje.

La pierna de drenaje 1 se encuentra a 64,12 m (210,38 pies) de la caldera, el diámetro de la pierna de drenaje es igual al de la tubería 154,1 mm de diámetro interno (6 pulg de diámetro nominal), con una longitud hasta la derivación de 283,63 mm (11,16 pulg). El flujo másico que se genera y debe manejar esta pierna de drenaje es de 26,54 kg/h (58,50 lb/h).

El diámetro de la tubería de derivación que conduce el condensado a la tubería principal de retorno de condensados es de 9,2 mm ($\frac{1}{4}$ pulg de diámetro nominal). En la figura 4.3 se muestra los accesorios que se deben colocar en la pierna de drenaje, tal y como se coloron en pierna de drenaje 1 como se muestra en la figura 4.2.

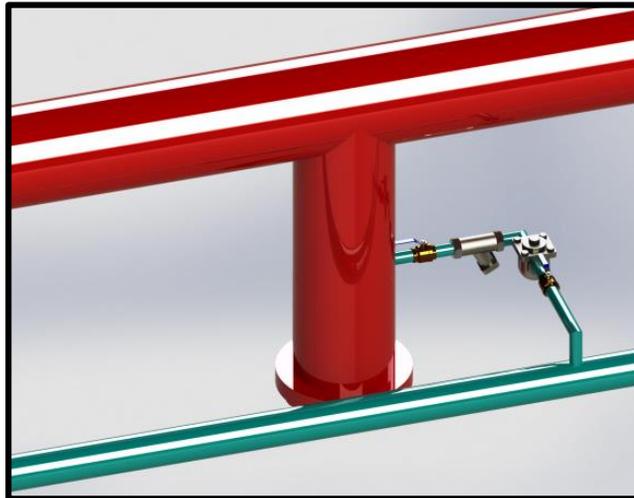


Figura 4.4. Arreglo de tubería para pierna de drenaje 1.
Fuente: La autora.

La pierna de drenaje 2 se encuentra a 53,15 m (174,39 pies), la cual se encuentra entre línea 2 y la derivación hacia línea 6, como se muestra en la figura 4.5.

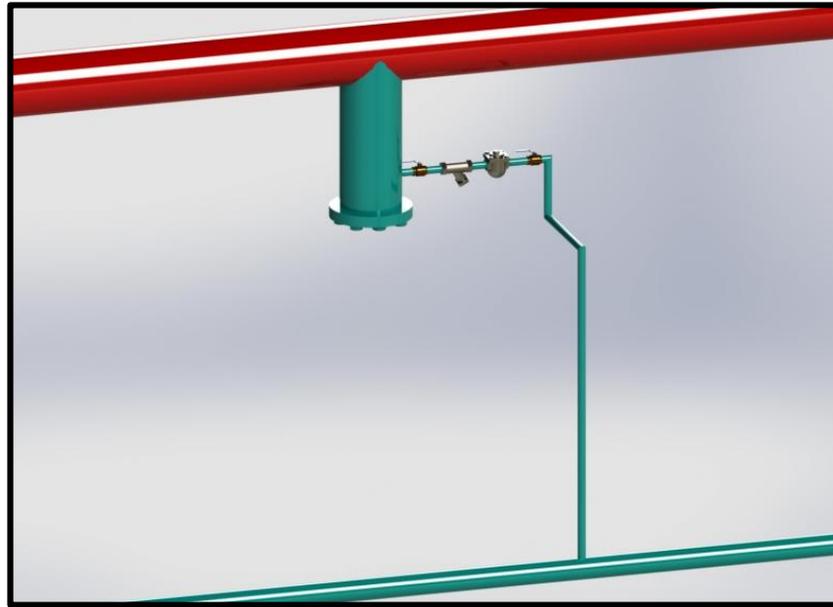


Figura 4.5. Ubicación de pierna de drenaje 2.
Fuente: La autora.

Al ser una pierna de drenaje de una tubería principal, su diámetro es de 154,1 mm de diámetro interno (6 pulg de diámetro nominal), con una longitud hasta la derivación de 209,99 mm (9,06 pulg). El flujo másico generado desde la pierna de drenaje 1 hasta la pierna de drenaje 2 es de 4,97 kg/h (10,97 lb/h). En la figura 4.3 se muestra la pierna de drenaje 2, con sus respectivos accesorios: 2 válvulas de bola, un filtro y una trampa de flotador de ½ pulg.

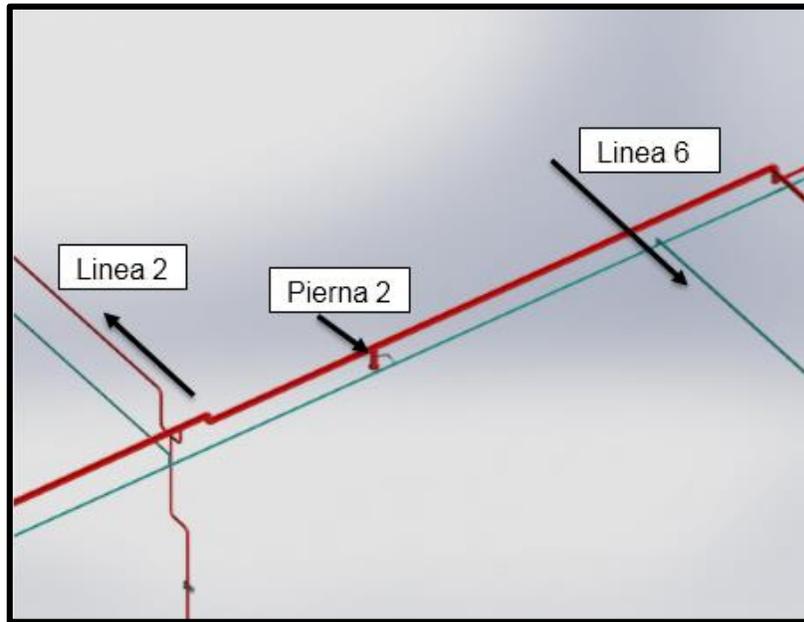


Figura 4.6. Arreglo de tuberías erías de pierna de drenaje 2.
Fuente: La autora.

La pierna 3 se encuentra entre la alimentación de vapor de la etiquetadora y la alimentación de vapor al C.I.P. línea 6. Esta tubería de vapor es de un diámetro interno de 102,3 mm (4 pulg). La pierna 4 es la que drena el condensado de la línea de vapor que alimenta la etiquetadora como se muestra en la figura 4.7.

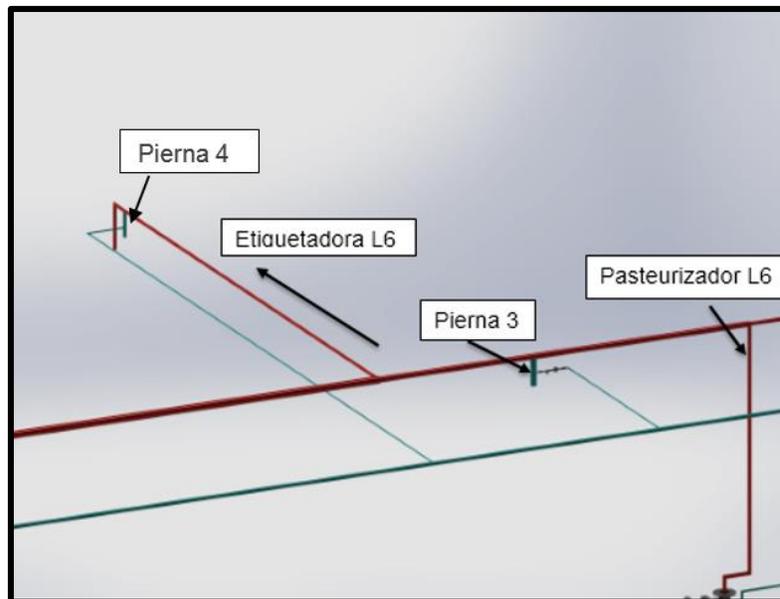


Figura 4.7. Ubicación de pierna de drenaje 3.
Fuente: La autora.

4.2.1 Retorno de condensados de Sala C.I.P. principal

Entre los cambios propuestos, para el intercambiador 1, se conectó la salida del condensado correctamente según indican los planos del equipo en el anexo 5, el cual según su manual de operación (Alfa Laval, 2010) se da por el orificio S3.

Para el nuevo diseño se determinó que a la salida del condensado en cada intercambiador se conectaría una válvula de bola, seguido de un filtro que antecede la trampa de vapor y finalmente otra válvula de bola que permite o evita el paso del flujo en caso de mantenimiento, o bien el mal funcionamiento de esta, como se muestra en la figura 4.8.

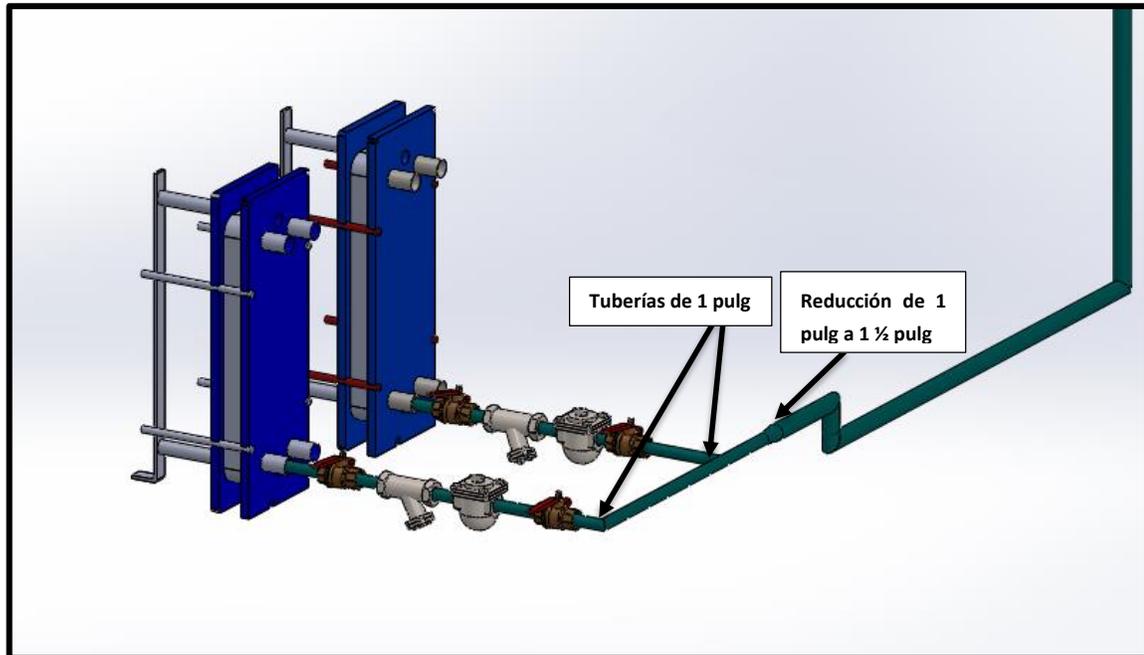


Figura 4.8. Tubería de retorno de condensado de intercambiadores de Sala C.I.P. principal.
Fuente: La autora.

El flujo másico del condensado obtenido en cada intercambiador de calor fue de 995,94 kg/h (2 195,02 lb/h) más la cantidad de condensado producido en la línea de vapor no retirado, 40,84 kg/h (90,03 lb/h), el total del condensado obtenido de cada intercambiador de calor es de 1036,48 kg/h (2 285,05 lb/h).

Las trampas de vapor deben diseñarse con un factor de seguridad de 2, cuando la alimentación de vapor es no modulada, como es el caso de esta planta, lo cual significa que la trampa debe de estar diseñada para el doble del flujo de diseño. Las trampas de vapor del tipo flotador o termostático son las recomendadas para instalar a la salida de los intercambiadores de calor. (Spirax Sarco, 2004).

La selección de las trampas de vapor se realizó basado en la ficha técnica de trampas de vapor de *Colton industries*, como muestra en la figura 4.9, que enumera la presión diferencial por trampa seleccionada.

CAPACITIES (Gross) – Lbs. condensate per hour																
Pipe Size	Model No.	Pressure Differential (PSIG)														
		1/4	1/2	1	2	5	10	15	20	25	30	40	50	75	100	125
3/4	FTX-015	385	490	670	905	1075	1450	1650	—	—	—	—	—	—	—	—
1	FTX-015	385	490	670	905	1075	1450	1650	—	—	—	—	—	—	—	—
1-1/4	FTX-015	630	808	1029	1302	1880	2780	3005	—	—	—	—	—	—	—	—
1-1/2	FTC-015	1155	1785	2520	3465	5250	6930	7980	—	—	—	—	—	—	—	—
2	FTC-015	2415	2940	3780	4883	7245	9450	11445	—	—	—	—	—	—	—	—
3/4	FTX-030	293	387	513	683	900	1050	1235	1425	1540	1650	—	—	—	—	—
1	FTX-030	293	387	513	683	900	1050	1235	1425	1540	1650	—	—	—	—	—
1-1/4	FTX-030	394	525	725	956	1260	1575	1764	1890	2350	2700	—	—	—	—	—
1-1/2	FTC-030	1050	1365	1785	2415	3570	4830	5775	6300	6930	7350	—	—	—	—	—
2	FTC-030	1365	1890	2625	3570	5460	7140	8190	9030	9765	10500	—	—	—	—	—
3/4	FTX-075	240	300	420	505	630	725	820	905	980	1020	1190	1345	1645	—	—
1	FTX-075	240	300	420	505	630	725	820	905	980	1020	1190	1345	1645	—	—
1-1/4	FTC-075	535	720	970	1300	1910	2660	3050	3400	3750	4000	4390	4750	5420	—	—
1-1/2	FTC-075	535	720	970	1300	1910	2660	3050	3400	3750	4000	4390	4750	5420	—	—
2	FTC-075	893	1155	1575	2100	3225	4358	4987	5460	5775	6090	6720	7140	8085	—	—
3/4	FTX-125	225	285	350	385	455	500	535	600	650	720	850	1010	1275	1505	1640
1	FTX-125	225	285	350	385	455	500	535	600	650	720	850	1010	1275	1505	1640
1-1/4	FTC-125	380	510	675	880	1310	1700	2065	2315	2550	2710	3035	3225	3790	4200	4480
1-1/2	FTC-125	380	510	675	880	1310	1700	2065	2315	2550	2710	3035	3225	3790	4200	4480
2	FTC-125	578	709	924	1286	2048	2730	3150	3413	3675	3990	4410	4850	5775	6405	6930

Note On Capacity: Trap capacities are based on continuous discharge at steam temperature. Significantly greater capacities are realized when condensate temperature is below saturated steam temperature. Appropriate safety factors should be applied to the ratings

Figura 4.9. Trampas de vapor modelos FTX y FTC, de Colton industries.
Fuente: Colton industries, 2016.

Tomando en cuenta el factor de seguridad de 2, se seleccionó una trampa de tamaño de 1 ½ pulg, modelo FTC-015. Dado que la tubería de salida del intercambiador de calor es de 26,6 mm (diámetro nominal de 1 pulg), se debe colocar una reducción a la entrada y salida de la trampa, para alimentar ésta, y su adecuada descarga a la tubería que va hacia el tranque de retorno de condensados.

El total del condensado recolectado en la Sala C.I.P. principal es de 2 071,05 kg/h (4 570,11 lb/h), en donde ambas tuberías se conectan por medio de una Te, de manera tal que solo sea necesario utilizar una tubería hasta los puntos de interconexión con el retorno de las lavadoras 2 y 4 para seguidamente descargar en el tanque de retorno de condensados.

Para este caso el tanque de mezclado no fue necesario, debido a que como ambos intercambiadores son iguales; la temperatura requerida de vapor a la entrada de ambos es de 160 °C (320 °F); lo cual implica que se debe colocar un reductor de presión a la entrada de cada equipo, para hacer llegar el vapor hasta el estado de vapor saturado a 617,81 kPa (89,67 lb/pulg²). Como las pérdidas son prácticamente las mismas debido a que se colocaron los mismos accesorios, las presiones a la entrada de la Te son equivalentes, por lo que no existiría problema de bloqueo de la válvula al final del intercambiador que trasegase el fluido con la menor presión.

Como se observa en la tabla 4.21, la presión absoluta hasta la Te es de 579,09 kPa (84,05 lb/pulg²) para el intercambiador 1.

Presiones	Cantidad	Unitario (lb/pulg ²)	Total (lb/pulg ²)	Total (kPa)
P_{inicial}		89,67		617,81
ΔP trampa(1 1/2)	1,00	0,84	0,84	5,79
ΔP equipo	1,00	4,70	4,70	32,38
ΔP válvulas	2,00	0,02	0,03	0,22
ΔP filtro	1,00	0,004	0,004	0,03
ΔP tubería recta		0,04		0,29
Presión hasta Te		84,05		579,09

Tabla 4.18. Caída de presión hasta Tee de interconexión, para el intercambiador 1.
Fuente: La autora.

La presión absoluta a la entrada de la Te de la tubería del intercambiador 2 es de 575,30 kPa (83,50 lb/pulg²) como se muestra en la tabla 4.22. Lo cual demuestra que la diferencia de presiones entre las tuberías de salida de los intercambiadores de calor es insignificante, por lo cual se permite se determina

utilizar una Te para mezclar los fluidos y retornarlos en una sola tubería desde este punto.

Presiones	Cantidad	Unitario (lb/pulg ²)	Total (lb/pulg ²)	Total (kPa)
P _{inicial}		89,67		617,81
ΔP trampa	1,00	0,84	0,84	5,79
ΔP equipo	1,00	4,70	4,70	32,38
ΔP válvulas	2,00	0,02	0,03	0,22
ΔP filtro	1,00	0,57	0,57	3,92
ΔP tubería recta		0,03		0,19
Presión hasta Te		83,50		575,30

Tabla 4.19. Caída de presión hasta Te de interconexión, para el intercambiador 2.
Fuente: La autora.

Las tuberías de salida de los intercambiadores de calor son de 26,6 mm de diámetro interno (diámetro nominal de 1 pulg), determinadas mediante la ecuación 2.8. Ambos fluidos provenientes de los intercambiadores de calor se mezclan en la Te, y se dirige hasta una reducción de 26,6 mm (diámetro nominal 1 pulg) a 40,9 mm (diámetro nominal 1 ½). Ver figura 4.3.

Dado que la presión de descarga de la trampa de vapor para ambos intercambiadores es tan alta, no se necesita colocar una bomba de retorno de condensados.

4.2.2 Retorno de condensados de Línea 6

4.2.2.1 C.I.P. L6

A la salida del intercambiador GEA Ecoflex VT 40 CLD-C-16 (pasteurizador L6) la tubería de retorno de condensados fue dimensionada en 40,9 mm de diámetro interior (diámetro nominal de 1 ½ pulg).

El condensado generado en el intercambiador de calor del C.I.P. de línea 6 es de 2 484,61 kg/h (5 477,62 lb/h), el sistema de trampeo instalado después del intercambiador se calor se diseñó con un factor de seguridad de 2, por lo que se

seleccionaron trampas de 2 pulg, modelo FTC-015 (ver figura 4.6). Es por ello que se deben colocar reducciones de tubería a la entrada y salida de la trampa.

Según la ficha técnica del intercambiador de calor del C.I.P. L6, éste debe ser alimentado con vapor a 130 °C (266 °F), por lo que al venir vapor sobrecalentado de la caldera, y llegar hasta el punto de consumo a 674,86 kPa_(abs.) (97,88 lb/pulg²_(abs.)), se debe colocar un regulador de presión que haga llegar al vapor a la presión de saturación con la temperatura indicada; dicha presión es de 271 kPa_(abs.) (39,305 lb/pulg²_(abs.)) que es con la que se alimentará el intercambiador de calor.

A la salida del intercambiador de calor se colocaron, dos válvulas de bola de 1 pulg, un filtro y una trampa de vapor. La caída de presión hasta la Te, en donde se unen los fluidos provenientes del C.I.P. L6 y del pasteurizador se describe como sigue en la tabla 4.12.

Presiones	Cantidad	Unitario (lb/pulg ²)	Total (lb/pulg ²)	Total (kPa)
P _{inicial}			39,31	270,81
ΔP trampa	1,00	2,76	2.76	18,99
ΔP equipo	1,00	4,70	4.70	32,38
ΔP válvulas	2,00	0,01	0.03	0,19
ΔP filtro	1,00	0,04	0.004	0,02
ΔP tubería recta			0,26	1,80
Presión hasta Tanque			31,56	217,42

Tabla 4.20. Caída de presión hasta Te de interconexión, para el C.I.P. L6.

Fuente: La autora.

4.2.2.2 Pasteurizador L6

El condensado generado del pasteurizador de línea 6 es de 590,91 kg/h (1300 lb/h), con un diámetro de tubería de 26,6 mm (diámetro nominal de 1 pulg), el cual descarga al tanque de condensado al igual que el condensado proveniente del C.I.P. L6.

El pasteurizador de línea 6 debe ser alimentado con vapor a una presión manométrica mínima de 517,11 kPa (75 lb/pulg²), es por ello que al venir vapor

sobrecalentado de la caldera, y llegar hasta el punto de consumo a una presión manométrica de 602 kPa (87,31 lb/pulg²), se debe colocar un regulador de presión que haga llegar al vapor a la presión de saturación indicada.

La caída de presión desde que el condensado sale del intercambiador de calor del pasteurizador hasta el tanque de mezclado en donde se combina con el condensado proveniente del intercambiador de C.I.P. L6 es de 47,63 kPa (6,91 lb/pulg²), por lo que la presión absoluta hasta dicho punto es de 557,17 kPa (80,87 lb/pulg²). Ver tabla 4.24.

Presiones	Cantidad	Unitario	Total (lb/pulg ²)	Total (kPa)
P_{inicial}			87,78	604,80
ΔP trampa (1 1/2)	1,00	1,78	1,78	6,89
ΔP equipo	1,00	4,70	4,70	6,89
ΔP válvulas	2,00	0,01	0,01	13,78
ΔP filtro	1,00	0,001	0,001	6,89
ΔP tubería recta			0,42	2,92
Presión hasta tanque			80,87	557,17

Tabla 4.21. Caída de presión hasta Te de interconexión, para el pasteurizador L6.
Fuente: La autora.

4.2.2.3 Tanque de mezclado línea 6

Para retornar el condensado de línea 6 en una sola tubería, se colocó un tanque de mezclado, el cual funciona como un tanque de revaporización instantánea intermedio, como se muestra en la figura 4.10, debido a los fluidos provenientes del C.I.P. L6 y el pasteurizador difieren en 339,75 kPa (49,31 lb/pulg²), la cual es significativa.

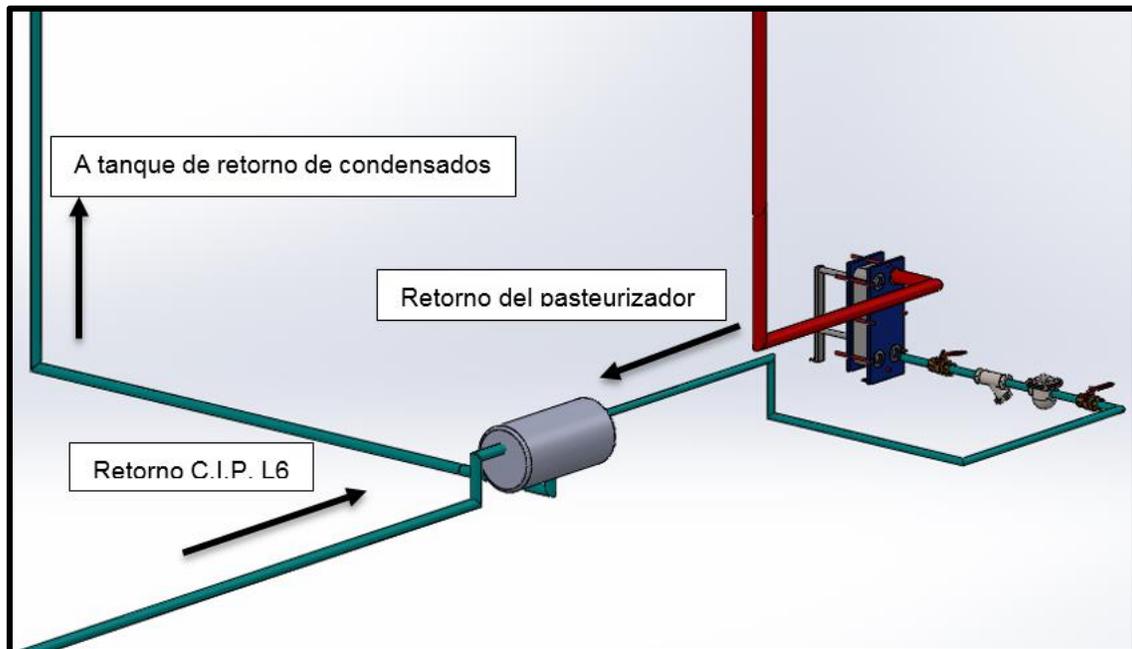


Figura 4.10. Retorno de condensado, línea 6.
Fuente: La autora.

El tanque de mezclado, se colocará de manera horizontal, como se muestra en la figura 4.10, recolectando el condensado proveniente del C.I.P. L6 y el pasteurizador. El diámetro seleccionado es de 63,5 mm (2 ½ pulg) con un alivio de 1 pulg, la presión manométrica del tanque es de 103,42 kPa (15 lb/pulg²) como se muestra en el histograma del Anexo A.25.

Para un tanque horizontal, la longitud del tanque debe ser 2 veces el diámetro, pero no menos de 609 mm (24 pulg), es por ello que la longitud del tanque de mezclado en diseño es se determina como 609 mm (24 pulg). (Spirax Sarco, 2004, pág. 44). Ver figura 4.11.

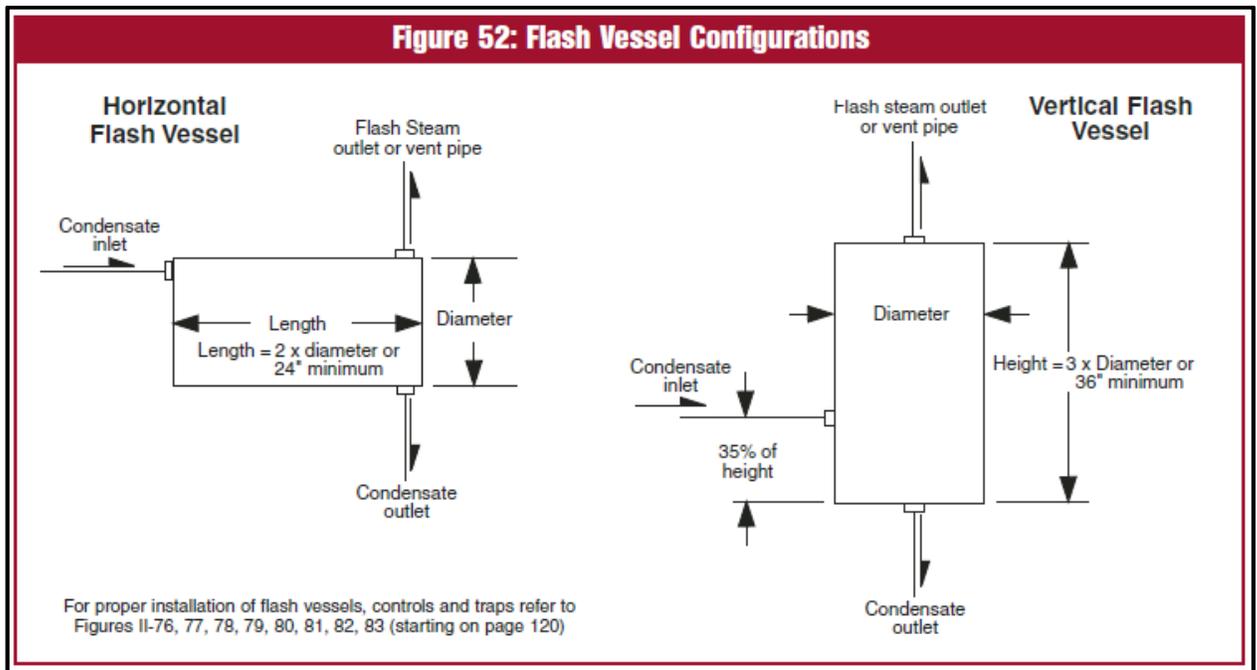


Figura 4.11. Retorno de condensado Línea 6.
Fuente: (Spirax Sarco, 2004, pág. 44)

Debido a que los fluidos que se mezclan en la cámara de mezclado vienen a una presión mayor que 103,42 kPa (15 lb/pulg²) (ver tabla 4.25), que es la presión de diseño del tanque, se genera una evaporación instantánea de condensado, lo que se convierte en vapor a muy baja presión, (llamado vapor *flash*) y en muchas ocasiones es reaprovechado para otra aplicación, pero para efectos de este proyecto, se desechará debido a que no se le tiene uso.

Datos	m (lb/h)	m (kg/h)	% vapor flash	m (lb/h)	m (kg/h)	Total m _{vapor flash} (lb/h)	Total m _{vapor flash} (kg/h)
CIPL6	5 478	2 490	0,22	11,93	5,42	83,25	37,84
Past. L6	1 300	590,91	5,49	71,31	32,42		

Tabla 4.22. Generación de vapor flash en tanque de mezclado en retorno de condensado Línea 6.
Fuente: (Spirax Sarco, 2004, pág. 44)

Para el análisis de la cámara de mezclado se tomaron como suposiciones que las energías cinéticas y potencial, además de las pérdidas por calor, son insignificantes. El principio de conservación de la masa dicta que para un flujo

estacionario, la masa a la entrada del sistema es igual a la masa a la salida del sistema. (Yunus, 2009)

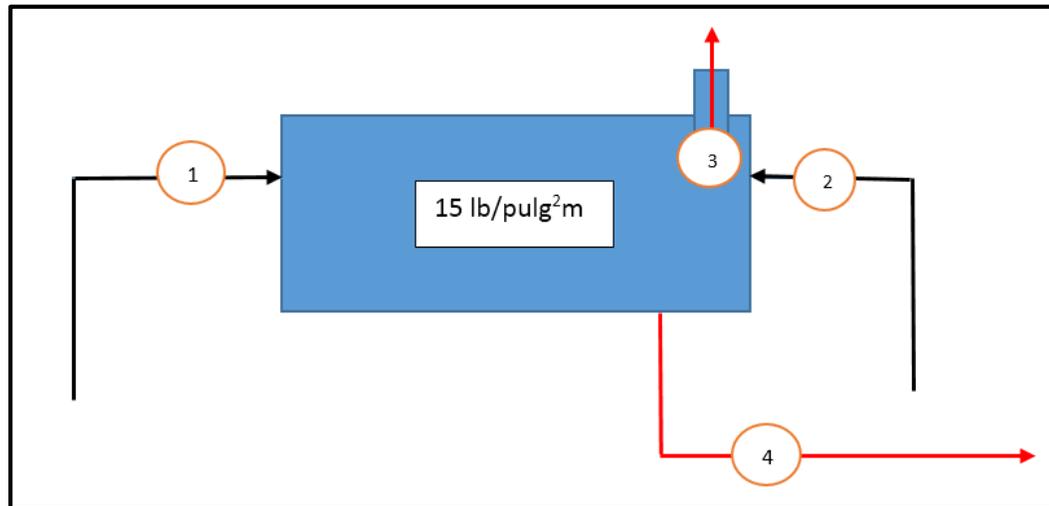


Figura 4.12. Entradas y salidas de flujos de tanque de retorno intermedio.
Fuente: La autora.

En la figura 4.12 se detentan dos puntos como entradas, que para efectos de este diseño son los condensados provenientes para el C.I.P. L6 (el punto 1) y el condensado del pasteurizador de línea 6 (punto 2). Las flechas en rojo, denotan los flujos saliendo del tanque, el vapor flash generado (punto 3), y el condensado hacia la línea de retorno (punto 4).

Por el principio de conservación de la masa, el flujo másico a la entrada de la cámara de mezclado, es el mismo flujo másico que sale de ésta, como se describe en la ecuación [4.2]. (Yunus, 2009)

$$\sum \dot{m}_{entrada} = \sum \dot{m}_{salida} \quad [4.2]$$

La ley de la conservación de la energía indica que, la energía a la entrada de un sistema debe ser la misma que a la salida de ésta, esta ley se describe con la ecuación [4.3]. (Yunus, 2009)

$$\sum E_{entrada} = \sum E_{salida} \quad [4.3]$$

Combinado las ecuaciones [4.2] Y [4.3] se obtiene que:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 + (\dot{m}_1 + \dot{m}_2 - \dot{m}_3) h_4 \quad [4.4]$$

En la tabla 4.26 se resume las propiedades del condensado y vapor flash.

Punto	Temperatura (°C)	Temperatura (°F)	Presión abs. (lb/pulg ²)	Presión abs. (KPa)	Flujo másico (lb/h)	Flujo másico (kg/h)
CIP L6 (1)	130,00	260,00	31,56	216,47	5 478,00	2 490
Past L6 (2)	160,00	320,00	68,09	467,07	1 300,00	590,91
Vapor flash (3)	118,33	245,00	27,78	190,57	83,25	37,84
Salida a retorno (4)	121,27	250,30	29	200	6 772,58	3 078

Tabla 4.23. Propiedades de los fluidos a la entrada y salida del tanque de mezclado.
Fuente: La autora.

Debido a que el condensado de la línea proveniente de la sala C.I.P. principal llegaría a la unión con el condensado proveniente de línea 6 a una presión absoluta de 533,24 kPa (77,34 lb/pulg²), mientras que el fluido de línea 6 llegaría a una presión absoluta de 217,60 kPa (31,56 lb/pulg²), sin haber colocado una bomba. Al ser una diferencia significativa de presiones, el condensado de línea 6 no se mezclaría con el fluido de sala C.I.P. principal, sino que solo pasaría este último, resultando en el no retorno del condensado de línea 6.

La cabeza de fluido necesaria para equilibrar ambas presiones, además de vencer las pérdidas por tubería recta, accesorios y la diferencia de altura es de 456,20 kPa (66 lb/pulg²), pero para levantar esta presión, se debe tener mínimo 172,37 (25 lb/pulg²) manométrico, como se muestra en la tabla, y la presión disponible es de 129,37 kPa (17,19 lb/pulg²) manométrica, además de que no se cuenta con bombas tan robustas, por lo que se debe retornar el condensado en una tubería independiente hacia el tanque de retorno de condensado. Ver tabla 4.27.

Presiones	Cantidad	Unitario (lb/pulg ²)	Total (lb/pulg ²)	Total (kPa)
P1man (línea 6)		17,19		118,41
P2man (CIP principal)		77,38		
Δz		6,19	6,19	31,69
ΔP tubería recta		1,30		8,97
ΔP válvulas	3,00	0,02	0,06	0,44
ΔP codos (90°)	11,00	0,004	0,04	0,29
ΔP codos (45°)	2,00	0,001	0,002	0,01
ΔP Tee	2,00	0,003	0,005	0,04
TDH _{total}		67,80		467,15

Tabla 4.24. Presión a equilibrar para inyectar fluido de CIP L6 con CIP principal.

Fuente: La autora.

Tomando en cuenta las pérdidas hasta el tanque de retorno de condensados, la presión resultante hasta este punto es de 45,45 kPa (6,60 lb/pulg²) manométrico, por lo que el fluido retorna sin problemas al tanque de retorno de condensados sin necesidad de bomba. La tubería de retorno de condensados es de 1 ½ pulg. Ver tabla 4.28.

Presiones	Cantidad	Unitario (lb/pulg ²)	Total (lb/pulg ²)	Total (kPa)
P _{1man}		17,19		118,41
Δz		6,19	6,19	31,69
ΔP tubería recta		4,28		29,50
ΔP válvulas	3,00	0,02	0,06	0,44
ΔP codos (90°)	11,00	0,004	0,04	0,29
ΔP codos (45°)	2,00	0,001	0,002	0,01
ΔP Te	2,00	0,003	0,005	0,04
ΔP Total		6,60		45,45

Tabla 4.25. Presión hasta tanque de retorno de condensados.

Fuente: La autora.

4.2.3 Retorno Lavadora línea 2

La lavadora 2 tiene dos intercambiadores de calor, que se encargan de calentar el agua de dos tanques de sumergimiento por medio del vapor. Un arreglo de tuberías interno recolecta el condensado de ambos intercambiadores

y lo transporta hasta fuera de la carcasa de la lavadora en la parte inferior de ésta.

El condensado obtenido de cada intercambiador es de 1 417,88 (3125,88 lb/h), por lo que el total del condensado recolectado de los intercambiadores de calor de la lavadora de línea 2 es de 2 835,75 kg/h (6 251,76 lb/h).

Utilizando un factor de seguridad de 2 se seleccionó una trampa de 2 pulg, modelo FTC-015, que es la que está más cerca de cumplir completamente con el factor de seguridad utilizado. Ver figura 4.6.

Debido a que la diferencia entre la presión en la Te del condensado del CIP principal y el condensado de la lavadora 2 solo difiere en 30,26 kPa (4,39 lb/pulg²), se pueden retornar ambos fluidos con mínimos efectos sobre las eficiencias de los equipos.

En la tabla 4. 29 se detalla la caída de presión del condensado desde la lavadora 2 hasta la Te que une el fluido con el condensado del C.I.P. principal.

Presiones	Cantidad	Unitario (lb/pulg ²)	Total (lb/pulg ²)	Total (kPa)
P_{inicial,abs.}		89,67		617,81
ΔP trampa (2 pulg)	1,00	3,74	3,74	25,76
ΔP equipo	1,00	4,70	4,70	32,38
ΔP válvulas	2,00	0,02	0,04	0,25
ΔP filtro	1,00	0,000	0,000	0,00
ΔP tubería recta		0,12		0,82
Presión hasta Te (abs.)		81,07		558,60

Tabla 4.26. Presión hasta Tee que une condensado de lavadora 2 con C.I.P. principal.

Fuente: La autora.

Siguiendo las ecuaciones [4.2] a [4.4] de conservación de la masa y la energía, el condensado a la salida de la Te está a una presión absoluta de 545,31 kPa (79,09 lb/pulg²), y una temperatura de saturación a la presión mencionada anteriormente de 155,12 °F (311,22 °F). El flujo másico total es de 4 918 kg/h (10 821,76 lb/h), por lo que después de la Te es necesario colocar una reducción de diámetro interno de 40,9 mm (Diámetro nominal de 1 ½ pulg.) a un diámetro

interno de 52,5 mm (Diámetro nominal de 2 pulg.) que es el nuevo diámetro de la tubería.

4.2.4 Retorno Lavadora línea 4

La presión hasta el punto de intersección en la Te es de 550,49 kPa (79,90 lb/pulg²), en donde se presenta una caída depresión de 65,83 kPa (9,55 lb/pulg²).

Presiones	Cantidad	Unitario (lb/pulg ²)	Total (lb/pulg ²)	Total (kPa)
P_{inicial,abs.}		89,67		617,81
ΔP trampa (1 1/4 pulg)	1,00	4,84	4,84	33,38
ΔP equipo	1,00	4,70	4,70	32,38
ΔP válvulas	2,00	0,01	0,02	0,14
ΔP filtro	1,00	0,00003	0,00003	0,0002
ΔP tubería recta		0,20		1,41
Presión hasta Tee (abs.)		79,90		550,49

Tabla 4.27. Presión hasta Te que une condensado de lavadora 2 con C.I.P. principal.
Fuente: La autora.

Debido a que la diferencia de presión entre ambos puntos es poca, se utiliza nuevamente como cámara de mezclado la Te. La presión absoluta a la salida de la Te es de 556.54 kPa (80,72 lb/pulg²), y una temperatura de 155,92 °C (312,65 °F).

4.2.5 Tanque de retorno de condensados

El tanque de retorno de condensados que alimenta la caldera, tiene dos entradas de condensado. La entrada 1, como se observa en la figura 4.9, es la que recoge el condensado de los equipos de línea 6: El C.I.P. de línea 6, el pasteurizador, la etiquetadora y la pierna de drenaje 3. Mientras que la entrada 2, recoge el condensado que proviene de la sala C.I.P. principal, lavadora 2 y lavadora 4, más las piernas de drenaje 1 y 2. Ver figura 4.13.

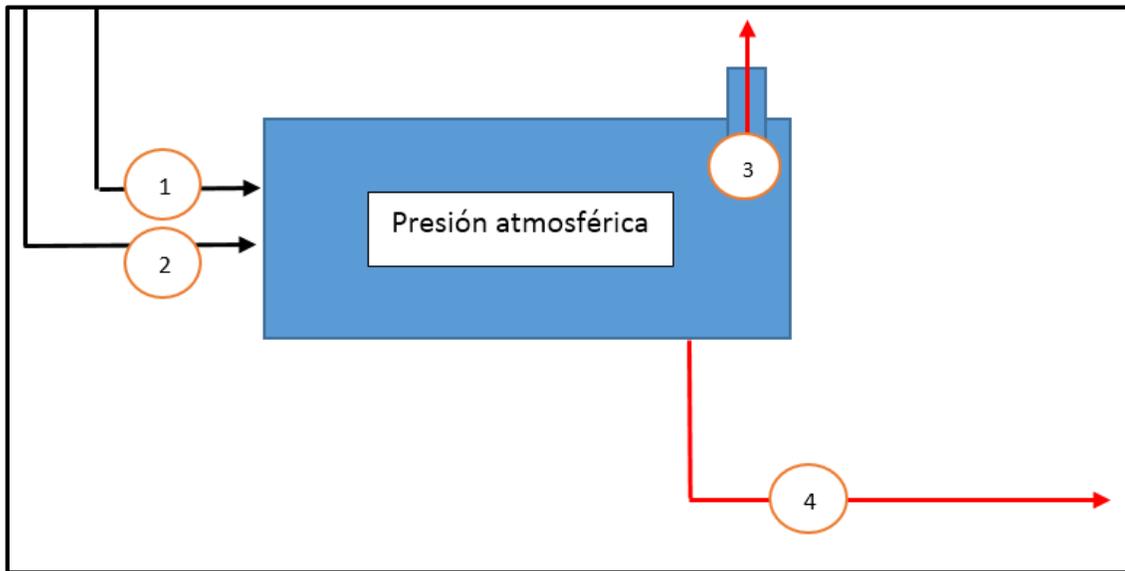


Figura 4.13. Entradas y salidas de flujos de tanque de retorno de condensado final.
Fuente: La autora.

La cantidad de condensado que es trasegado hasta le entrada 1 es de 4 961,05 kg/h (10 914,31 lb/h). La tabla 4. Desglosa la cantidad de condensado recolectado en cada punto. De la sala CIP principal, en conjunto con el condensado de los intercambiadores de la lavadora 4 y la lavadora 2 es de 4898,92 kg/h (10 777,62 lb/h). El condensado recolectado de las piernas de drenaje 1 y 2 son respectivamente de 32,31 kg/h (71,08 lb/h) y 29,82 kg/h (65,61 lb/h).

Entrada 1	Cantidad de condensado (lb/h)	Cantidad de Condensado (kg/h)
C.I.P.+ Lav 4 +Lav 2	10 777,62	4 898,92
Pierna 1	71,08	32,31
Pierna 2	65,61	29,82
Total	10 914,31	4 961,05

Tabla 4.28. Condensado trasegado en entrada 1 hasta tanque de retorno de condensado.
Fuente: La autora.

En la entrada de condensado 2 se trasiega un total de condensado de 3 133,31 kg/h (6 893,29 lb/h), se recolecta el condesado proveniente de las piernas de drenaje 3, 4 (que es la que recolecta el condensado de la etiquetadora)

con valores respectivos de 23,05 kg/h (50,71 lb/h) y 31,82 kg/h (70 lb/h) y el condensado del tanque de retorno de condensados medio de L6 con un total de condensado de 3 078,44 kg/h (6 772,58 lb/h), el cual recolecta el condensado del C.I.P. L6 y del pasteurizador. (Ver tabla 4.32).

Entrada 2	Cantidad de condensado (lb/h)	Cantidad de Condensado (kg/h)
Pierna 3	50,71	23,05
Pierna 4	70	31,82
Tanque L6	6 772,58	3 078,44
Total	6 893,29	3 133,31

Tabla 4.29. Condensado trasegado en entrada 2 hasta tanque de retorno de condensado.

Fuente: La autora.

Al igual que con el tanque de mezclado de línea 6, al entrar condensado a una presión mayor a la que se encuentra en tanque de retorno de condensado, se genera el vapor de *flash*, el cual contiene muy poca energía. La cantidad de vapor *flash* generado es de 587,07 kg/h (1291,56 lb/h), lo cual significa que se reevapora un 2,11 % del condensado de la entrada 2 y un 10,50 % del condensado de la entrada 1. Ver tabla 4.33.

Entrada	m (lb/h)	m (kg/h)	% vapor flash	m (lb/h)	m (kg/h)	m _{vapor flash} (lb/h)	m _{vapor flash} (kg/h)
Entrada 2	6 893,29	3 133,31	2,11	145,76	66,25	1 291,56	587,07
Entrada 1	10 914,31	4 961,05	10,50	1 145,80	520,82		

Tabla 4.30. Cantidad de condensado generado en el tanque de retorno de condensado.

Fuente: La autora.

La presión a la que llega el condensado de la entrada (2) es de 146,64 kPa (21,38 lb/pulg²), la temperatura de saturación a dicha presión es de 108,84 °C, mientras que el condensado de la entrada (1) llega a una presión de 518,70 kPa (75,61 lb/pulg²), cuya temperatura de saturación a dicha presión es de 153,11 °C (307,59 °F). Dado que el tanque de revaporización instantánea se encuentra a presión atmosférica, se idealiza que la presión del vapor *flash* se genera a presión

atmosférica, con una temperatura de 99,97 °C (194 °F), como se muestra en la tabla 4.34.

El total de condensado generado es de 7507,29 kg/h (16 516,04 lb/h). La mezcla a la que se genera la salida del retorno de condensado es de presión atmosférica, cuya temperatura de saturación del agua es de 100 °C (212 °F), pero como el tanque de retorno de condensados no se encuentra aislado, y debido a la caída de presión súbita a la que se somete el fluido que se encuentra ahora a presión atmosférica, se consideró además una caída de temperatura de 10 °C.

Punto	Temperatura (°C)	Temperatura (°F)	Presión (lb/pulg ²)	Presión (kPa)	Flujo másico (lb/h)	Flujo másico (kg/h)
Entrada (2)	108,84	227,92	21,38	146,64	6 893,29	3 133,31
Entrada (1)	153,11	307,59	75,61	518,70	10 914,31	4 961,05
Vapor flash (3)	99,97	211,95	14,37	98,58	1 291,56	587,07
Entrada caldera (4)	90,00	194,00	14,37	98,58	16 516,04	7 507,29

Tabla 4.31. Cantidad de condensado generado en el tanque de retorno de condensado.

Fuente: La autora.

La caldera necesita de 9 409,09 kg/h (20 700 lb/h) de agua para operar, de forma que como el total del condensado retornado es de 7 507,29 kg/h (16 516,04 lb/h), se debe de agregar 1 901,80 kg/h (4 183,96 lb/h) a la temperatura ambiente del agua que es de 20 °C (68 °F). Es por ello que el agua de alimentación de la caldera tiene una temperatura de 75,86 °C (168,54 °F), a presión atmosférica.

El diámetro recomendado para el tanque de retorno de condensado es de 304,8 mm (12 pulg). Este tanque no se consideró en los materiales cotizados debido a que el tanque existente se encuentra a presión atmosférica, por lo cual se consideró solo la modificación de éste. Ver histograma en anexo A.25 para selección de tanque.

5 Análisis Económico

En este capítulo se desarrolla un análisis económico de los cambios propuestos en el capítulo 4, con el objetivo de evaluar la viabilidad del rediseño propuesto y los beneficios que aportaría a la planta.

En el caso del rediseño para la tubería de vapor, se realizó un análisis directo del costo de los materiales e implementación del proyecto, no obstante, para este caso, no se realizó un análisis detallado de los beneficios económicos, ya que estos cambios conllevan mejoras en términos operacionales más que monetarios.

Durante este análisis, se incluye un estudio de la Tasa Básica Pasiva, así como del costo por concepto de consumo de combustible, ambos parámetros esenciales para el análisis económico de la implementación de la tubería de retorno de condensados.

Para determinar la viabilidad de la implementación de la nueva tubería de retorno de condensados, se realizó un análisis económico para una vida útil de 10 años. Dicho análisis consistió en evaluar el proyecto mediante un flujo de efectivo incremental y compararlo con una Tasa Mínima Atractiva de Retorno fijada previamente con base en un análisis de parámetros económicos de 10 años atrás y proyectados al año 2026, determinando así la opción más rentable desde el punto de vista económico.

5.1 Definición de parámetros de evaluación.

5.1.1 Costo del combustible (Gasóleo) en Costa Rica.

La vida útil del proyecto se estima en 10 años, por lo que se estudió la tendencia del precio del combustible utilizado por las calderas (gasóleo) por los pasados 10 años y se buscó aproximar el comportamiento del mismo para los siguientes 10 años. Para ello se elaboró la gráfica 5.1 mostrada a continuación

tomando en cuenta los datos desde el año 2006 hasta el presente. Los datos fueron obtenidos directamente de la página de RECOPE el día 14 de junio del 2016.

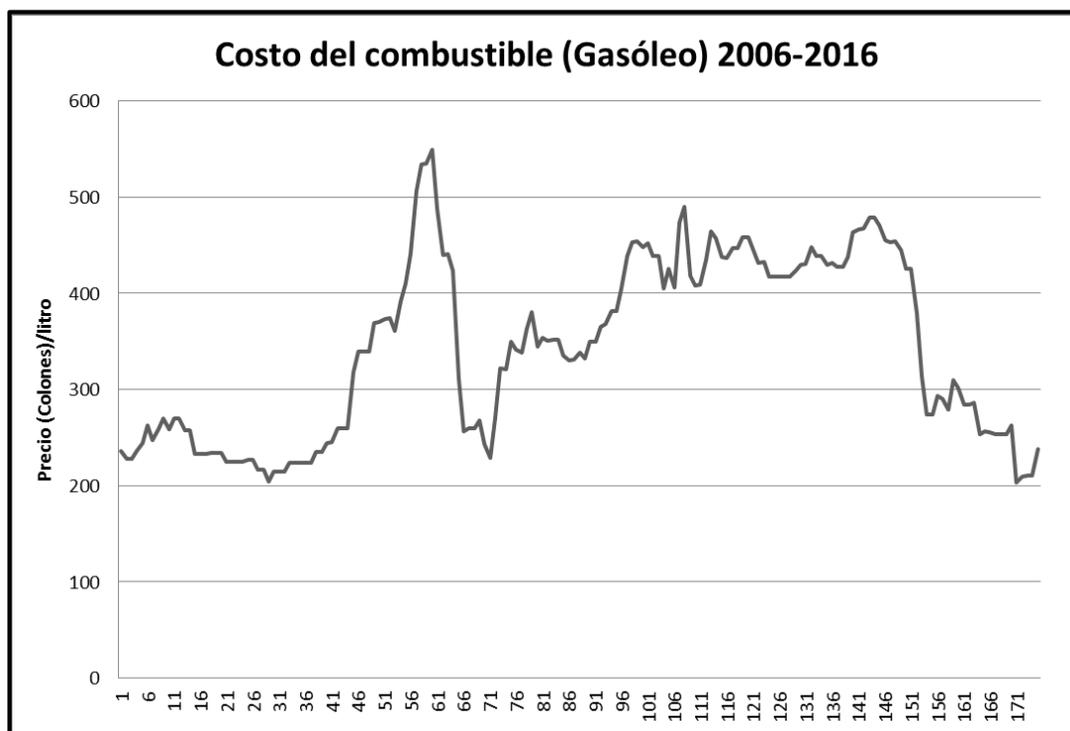


Figura 5.1. Costo del gasóleo en Costa Rica en los años 2006 al 2016.
Fuente: La autora.

Como se observa en la figura 5.1, el costo del gasóleo no presenta una tendencia constante a lo largo de los últimos 10 años, por lo cual, no es posible predecir el comportamiento o tendencia que seguirá en los próximos años que deben ser considerados para el estudio económico. Es esto que se procede a utilizar el costo promedio del gasóleo en los 10 años pasados como el costo en los próximos 10 años de vida útil del proyecto, con el fin de aproximarse de la manera más adecuada posible al escenario real. Este valor promedio es de 343 colones por litro de gasóleo.

5.1.2 Costo del tratamiento del agua.

Como se ha mencionado previamente en este documento, el agua de alimentación de la caldera es previamente tratada para evitar la llamada dureza proveniente del calcio, entre otros elementos, que provocan incrustaciones y desgastes en los tubos de la caldera, que a corto plazo provocarían la inutilidad de ésta.

Este tratamiento posee un costo que se va a suponer para este análisis económico como constante de 0,001 USD por litro (Metrogas, s.f.). Es por ello, que la recuperación de condensados se vuelve aún más valiosa que únicamente por la energía que es retornada debido a la temperatura del agua. Entre mayor sea el flujo de agua retornado, menor será la cantidad de agua tratada que debe suministrar para la operación de la caldera y por tanto se reducen los costos por concepto de tratamiento. En la sección, 5.3.2.2, se detalla tanto la cantidad de agua retornado con el nuevo sistema de condensados, como el beneficio económico final que aportará a la planta de producción.

5.1.3 Tasa mínima atractiva de retorno.

En general, un proyecto e inversión en ingeniería se evalúa con base a proyectar una tasa de retorno razonable a través del tiempo, lo cual es determinado durante el proceso de determinación de la factibilidad de dicho proyecto. Esta tasa es conocida como de tasa mínima atractiva de retorno y debe ser superior a las tasas que ofrecen los bancos u otra inversión segura considerada de bajo riesgo. (Blank, L. y Tarquin, A., 2006, p. 29).

En el caso del presente proyecto, para definir esta tasa se tomó en cuenta el promedio de las tasas de interés que ofrecen los bancos en Costa Rica en sus certificados de ahorro a plazo. Para el cálculo de dicho promedio se consideraron 4 bancos entre públicos y privados y se utilizó la tasa de interés de ahorro a plazo, otorgada a 5 años, como se muestra en la tabla 5.1 mostrada a continuación.

Banco	Tasa de interés
Banco Nacional de Costa Rica	7,55 %
Banco de Costa Rica	7,50 %
Scotiabank	7,80 %
Banco Popular y Desarrollo Comunal	7,09 %
Promedio	7,49 %

Tabla 5.1. Tasas de interés promedio según diferentes bancos
(Fuente: La autora).

Asimismo, dado que las tasas de interés antes mostradas se ven influenciadas por el comportamiento de la Tasa Básica Pasiva del país, debe también ser considerada su proyección durante la vida útil del proyecto. La figura 5.2 muestra el comportamiento de ésta desde el año 2006 al 2016.

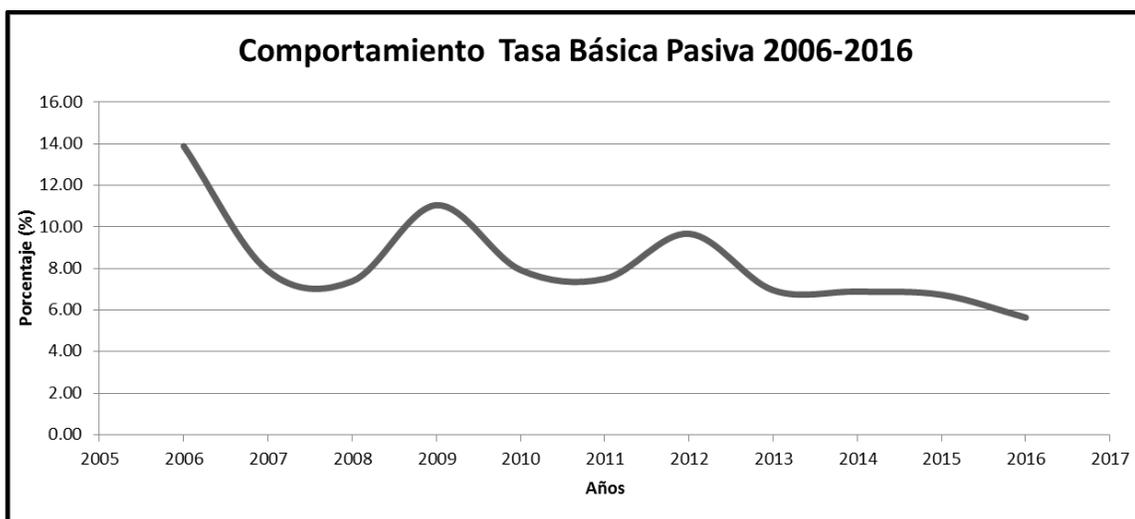


Figura 5.2. Comportamiento tasa básica pasiva.

Fuente: La autora. Elaborada a partir de datos obtenidos de la página del Banco Central de Costa Rica, recuperados en el mes de junio del 2016.

La función de la tasa básica pasiva no muestra un comportamiento estable o predecible, por lo cual una recta de mejor ajuste no aplica en este caso. Por lo cual nuevamente, con el fin de simplificar los cálculos y de utilizar un valor que

difícilmente será superado, de manera que se coloque el análisis del lado seguro, se seleccionó el valor pico, el cual es de 13,88 %.

Finalmente, para determinar la TMAR que debe cumplir un proyecto de este tipo para ser factible, debe seleccionarse el porcentaje de ganancia deseado debido al riesgo que implica la ejecución del mismo. Un valor aceptable ronda el 10 %. Es decir, una empresa debe buscar alrededor de un 10 % de ganancia sobre lo que puede esperar, si coloca la misma cantidad de dinero de la inversión en certificados de depósito en un banco.

Finalmente, considerando los factores anteriores se fijó una TMAR de 23,88 %; al sumar el 10 % de sobre ganancia más el 13.88 % debido a la tasa básica pasiva y los porcentajes de interés de los certificados a plazo. Es decir, que para que la implementación del proyecto, debe obtenerse una tasa interna de rendimiento (TIR) superior al 23,88 %.

5.2 Costos del proyecto

Durante el desarrollo del proyecto, se plantearon cambios y mejoras tanto en el sistema de distribución de vapor como en el sistema de retorno de condensados. En esta sección se detalla el costo que implica la implementación de dichas mejoras, considerando los costos de los materiales, mano de obra, costos indirectos e imprevistos.

La tabla 5.2 mostrada a continuación presenta el costo detallado por material y el costo total para ambos proyectos (Sistema de distribución de vapor y sistema de retorno de condensados). El costo total de materiales para el sistema de distribución de vapor es de 12 483 052 colones y para el sistema de retorno de condensados es de 2 355 033 colones, lo cual suma un total por costo de materiales de 14 838 085.

Sistema de distribución de vapor			
Elemento	Cantidad	Precio unitario (€)	Precio total (€)
Tubo Hierro negro S/Costura (3/4 pulg) 5,8 m	5	8 767	43 835
Tubo Hierro negro S/Costura (1 1/2 pulg) 5,8 m	89	13 463	1 198 207
Codo hierro negro 90o (1 1/2 pulg)	29	881	25 549
Válvula de bola (1 1/2 pulg)	4	15 000	60 000
Tee hierro negro (1 1/2 pulg)	6	1 096	6 576
Tubo Hierro negro S/Costura (2 pulg) 5,8 m	56	15 874	888 944
Válvula de compuerta 13% Cromo (2 pulg)	13	93 622	1 217 086
Tubo Hierro negro S/Costura (2 1/2 pulg) 5,8 m	52	32 749	1 702 948
Codo hierro negro 90o (2 1/2 pulg)	32	2 314	74 048
Válvula de bola, Bronce (2 1/2 pulg)	2	56 134	112 268
Válvula de compuerta 13% Cromo (2 1/2 pulg)	2	130 000	260 000
Tee hierro negro (2 1/2 pulg)	1	3 514	3 514
Tubo Hierro negro S/Costura (3 pulg) 5,8 m	47	32 665	1 535 255
Codo hierro negro 90° (3 pulg)	1	3 000	3 000
Tubo Hierro negro S/Costura (4 pulg) 5,8 m	9	60 030	540 270
Codo hierro negro 90o (4 pulg)	5	5 000	25 000
Válvula de compuerta, Bronce (4 pulg)	1	200 000	200 000
Tubo Hierro negro S/Costura (5 pulg) 5,8 m	8	130 000	1 040 000
Tubo Hierro negro S/Costura (6 pulg) 5,8 m	44	111 687	4 914 228
Válvula compuerta, AF 13% cromo (6 pulg)	2	393 735	787 470
Codo hierro negro 90° (6 pulg)	9	4 315	38 835
Codo hierro negro 45° (6 pulg)	2	4 315	8 630
Reducción de 3 a 2pulg	2	1 500	3 000
Reducción de 6 a 3 pulg	1	10 000	10 000
Reducción de 4 a 3 pulg	1	5 000	5 000
Reducción de 3 a 1 1/2 pulg	1	2 500	2 500
		Costo total materiales (€)	12 483 052
Sistema de retorno de condensados			
Tubo Hierro negro S/Costura (1/2 pulg) 5.8 m	3	3 673	11 019
Trampa flotador libre (1/2 pulg)	4	41 499	165 996
Válvula de bola (1/2 pulg)	8	5 930	47 440
Filtro <i>strainer</i> Bronce (1/2 pulg)	4	6 335	25 340
Codo hierro negro 90° (1/2 pulg)	10	199	1 990
Tubo Hierro negro S/Costura (1 pulg) 5.8 m	6	11 522	69 132
Válvula de bola (1 pulg)	8	13 540	108 320
Filtro <i>strainer</i> Bronce (1 pulg)	4	8 270	33 080
Trampa flotador libre (1 pulg)	4	73 565	294 260
Trampa flotador libre (1 1/4pulg)	1	105 350	105 350
Codo hierro negro 90° (1 pulg)	9	1 321	11 889
Tubo Hierro negro S/Costura (1 1/2 pulg) 5.8 m	61	13 463	821 243

Codo hierro negro 90° (1 1/2 pulg)	14	881	12 334
Codo hierro negro 45° (1 1/2 pulg)	2	881	1 762
Válvula de bola (1 1/2 pulg)	2	15 000	30 000
Filtro <i>strainer</i> Bronce (1 1/2 pulg)	2	28 948	57 896
Trampa flotador libre (1 1/2 pulg)	3	52 692	158 076
Tee hierro negro (1 1/2 pulg)	2	1 096	2 192
Tubo Hierro negro S/Costura (2 pulg) 5.8 m	18	15 874	285 732
Codo hierro negro 90° (2 pulg)	14	1 321	18 494
Codo hierro negro 45° (2 pulg)	2	1 321	2 642
Válvula de bola, Bronce (2 pulg)	2	44 594	89 188
Tee hierro negro (2 pulg)	1	1 658	1 658
		Costo total materiales (₡)	2 355 033

Tabla 5.2. Costo de materiales rediseño de sistema de vapor y sistema de retorno de condensados
Fuente: La autora.

Sumados a los costos de los materiales, existen costos por concepto de mano de obra y de administración del proyecto. Para el cálculo de dichos costos se utilizó el salario base para un trabajador calificado y de un ingeniero para la parte administrativa, según los establece el Ministerio de Trabajo y Seguridad Social de Costa Rica.

Se estimaron 15 días efectivos de trabajo para la implementación de este proyecto. La instalación de los nuevos tramos de tuberías de vapor se debe realizar mientras el sistema actual sigue en funcionamiento, para no interferir con la producción, de igual manera para las tuberías del sistema de retorno de condensados. Una vez instalados y en funcionamiento los nuevos tramos de tuberías, las tuberías obsoletas deben removerse, por lo cual será requerida la utilización de consumibles como el acetileno y discos de corte, sumados a la mano de obra, entre otros gastos.

Asimismo, se consideran los gastos indirectos que afectan un proyecto, como lo son el transporte de materiales tanto de materia prima como la recolección del material de desecho, el uso de grúas, etc. Y finalmente, se le agregó un 10 % del valor del proyecto al costo por imprevistos. (Porcentaje elevado para cubrir cualquier gasto no contemplado durante el estudio).

Rubro	Sistema de distribución de vapor	Sistema de retorno de condensados
Costo total de materiales	12 483 052	2 355 033
Costo total de mano de obra (Colones)	2 375 000	2 375 000
Costos indirectos (Colones)	500 000	500 000
Costos imprevistos	1 431 805	523 003
Costo total (Colones)	16 789 857	5 753 036

Tabla 5.3. Tabla resumen costos.

Fuente: La autora

Totalizando los costos, se obtiene que realizar las mejoras en la red de vapor tanto por la distribución del vapor, como por la reutilización de la energía remanente es los condesados es de 22 542 893 colones.

5.3 Beneficios del proyecto

En la presente sección, se detallan los beneficios en términos económicos, que otorgaran los cambios tanto en el sistema de vapor como en el sistema de retorno de condesados.

5.3.1 Beneficios de mejoras en el sistema de distribución del vapor.

El sistema actual de distribución de vapor no presenta la mejor o más eficiente distribución hacia los diferentes puntos de uso alrededor de la planta. Es por ello que en el capítulo 4, dedicado al rediseño, se indican detalladamente los cambios que pueden realizar para aproximar el sistema a una alta eficiencia. Dicha disminución de la eficiencia es debida tanto a tuberías más extensas de lo requerido (mayor cantidad de accesorios de los requeridos) como a un diámetro no adecuado para trasegar la actual cantidad de vapor, que causan caídas de vapor innecesarias o que pueden ser evitadas.

Como se determinó en la sección 5.2, la implementación de los cambios en esta tubería tiene un costo de 16 789 857 colones, donde dichos cambios

traerán beneficios principalmente operativos, ya que las caídas de presión serán menores y la presión será más estable en todo el sistema de vapor, con lo cual, se logrará alimentar cada uno de los puntos de uso con la presión y el caudal correcto del vapor para su operación óptima.

5.3.2 Beneficios en la mejora del sistema de retorno de condensados.

La mejora del sistema de retorno de condensados proveerá beneficios debido a dos aspectos principales, primero, la disminución de la cantidad de combustible debido a la reutilización de la energía contenida en el condensado y segundo, debido a la utilización de menor agua tratada, la cual tiene un elevado costo. En las siguientes secciones se presentan detalladamente los beneficios mencionados.

5.3.2.1 Beneficio por recuperación del calor del condensado retornado.

Los condensados retornados a la caldera poseen gran cantidad de energía que al aprovecharla se traduce una reducción del combustible utilizado por ésta.

Actualmente, la temperatura del agua de alimentación a la caldera es de 35 °C. Al tener que agregar al agua de alimentación de la caldera, agua de reposición, la temperatura del condensado se ve afectada. La temperatura normal del agua es de aproximadamente 20 °C, y la temperatura del condensado retornado es de 100 °C.

Con el rediseño del sistema de retorno de condensados, la temperatura de alimentación a la caldera es de 75 °C, durante el calentamiento inicial, y de 66 °C durante operación normal, de manera tal que la energía invertida en convertir agua a 75 °C ó 66 °C a vapor seco es menor que la necesaria para realizarlo con agua a 35 °C.

La ecuación [5.1] describe el ahorro de dinero tomando en cuenta el aumento de entalpía del agua con el rediseño, que significa el ahorro de

combustible que tendría que ser quemado por la caldera, en busca de aumentar la energía del agua de 35 °C hasta la temperatura los 66 °C ó 75 °C.

$$\text{Ahorro anual}_{\text{costo combustible}} = \dot{m}_c \times t \times (h_c - h_a) / (C \times E \times 10^6) \quad [5.1]$$

En donde:

\dot{m}_c : Flujo de condensado (kg/h)

t : Horas anuales de operación (h)

C : Costo total de agua (\$/l)

E : Eficiencia de la caldera

En la tabla 5.4 se detallan los datos para determinar el ahorro anual de combustible:

Ahorro anual en consumo de combustible	Calentamiento inicial	Operación normal
Eficiencia de la caldera (%)	82%	
Cantidad de condensado (kg/h)	7476	6172
Horas anuales de operación (h)	864	2602
Costo del combustible (\$/MMBTU)	16	
hc (Btu/kg) @ 55 °C / 35 °C	45	28,7
ha (Btu/kg) @ 75 °C / 66 °C	61,4	54,1
Ahorro de combustible (Miles de \$)	10,3	49,5
Ahorro de combustible (Millones de colones)	5,6	27
Total Ahorro de combustible (Millones de colones)	32,6	

Tabla 5.4. Ahorro anual de combustible.

Fuente: La autora

Es decir, con el rediseño propuesto, es posible lograr una disminución de costos por concepto de ahorro de combustible de 32,6 millones de colones anuales.

5.3.2.2 Beneficio por reducción en el costo del tratamiento del agua.

Como se mencionó previamente, el tratamiento del agua tiene un costo importante en la operación de la caldera, por lo que la recuperación de una fracción del agua y su reutilización, reduce considerablemente este costo operacional. En el capítulo 4 se determinó que con el nuevo sistema de condensados, pueden recuperarse 7 476 kg/h (en el calentamiento inicial) y 6 172 kg/h (en operación normal), mediante el cual puede calcularse el ahorro anual debido al costo del agua de la ecuación 5.2.

$$\text{Ahorro anual}_{\text{costo agua}} = \dot{m}_c * p * t * C \quad [5.2]$$

En donde:

\dot{m}_c : Cantidad de condensado (Kg/h)

p : Densidad del condensado (l/h)

t : Horas anuales de operación (h)

C : Costo total de agua (\$/l)

En la tabla 5.5 se resumen los datos que describen el monto por ahorro en tratamiento de agua.

Ahorro en costo de agua	Calentamiento inicial	Operación normal
Densidad del condensado (kg/l)	1	1
Cantidad de condensado (kg/h)	7 476	6 172
Horas anuales de operación (h)	864	2602
Costo del agua (\$/l)	0.001	0.001
Costo del agua (colones/litro)	0.545	0.545
Ahorro en costo de agua (Miles de \$)	6,5	16
Ahorro en costo de agua (Millones de colones)	3,5	8,8

Tabla 5.5. Ahorro por reutilización del agua tratada.

Fuente: La autora

Aplicando la ecuación 5.2 y los datos de la tabla 5.5, se determinó, que el ahorro anual esperado por concepto del tratamiento del agua alcanza los 12,3 millones de colones, el cual es un costo considerable. En la sección 5.4, se analiza la factibilidad de este proyecto al considerar el costo contra el beneficio que posee.

5.4 Balance y factibilidad

En esta sección se detalla un análisis de factibilidad del proyecto a partir de un flujo de efectivo y el TIR generado a partir de él, al compararlo con la tasa mínima atractiva de retorno requerida, determinada en la sección 5.1.3.

Inicialmente, se determinó el flujo de efectivo el cual considera la inversión inicial, el ahorro anual durante el periodo de vida útil del proyecto y además se consideró un 10 % del valor del rescate al final de dicha vida útil. Es por ello que las variaciones en el flujo de dinero se muestran principalmente en los años 1 y 10. La tabla 5.6 mostrada a continuación muestra el detalle del flujo de efectivo.

Año	Flujo de efectivo
0	-25 327 893
1	17 740 541,31
2	17 740 541,31
3	17 740 541,31
4	17 740 541,31
5	17 740 541,31
6	17 740 541,31
7	17 740 541,31
8	17 740 541,31
9	17 740 541,31
10	20 273 330,61

Tabla 5. 6. Indicadores para inversión.
Fuente: La autora.

Seguidamente, a partir del flujo de efectivo, se determinó el correspondiente valor de la Tasa Interna de Retorno (TIR), la cual se define como

“la tasa pagada sobre el saldo no pagado del dinero obtenido en préstamo, o la tasa ganada sobre el saldo no recuperado de una inversión, de forma que el pago o entrada final, iguala el saldo exactamente a cero con el interés considerado” (Blank, L. y Tarquin, A., 2006, pág. 250). El valor obtenido para el TIR se muestra en la tabla 5.7 mostrada a continuación.

Mejoras en la red de vapor	
TIR	69,73 %
TMAR	21 %
Periodo de pago	17 meses

Tabla 5.7. Indicadores para inversión.
Fuente: La autora.

Los resultados demuestran que se sobrepasa en gran medida la TMAR previamente definida de 21 %, ya que el TIR obtenido es de 69,73 %, con lo cual se justifica claramente la inversión e implementación de proyecto.

Por último, es sumamente importante destacar el hecho de que el tiempo de recuperación de la inversión para este proyecto es de solo 17 meses. Esto quiere decir, que en 17 meses de operación del sistema de vapor con los cambios propuestos en este documento, la inversión será totalmente devuelta a la compañía.

6 Conclusiones y recomendaciones

6.1 Recomendaciones

Como parte de las recomendaciones que se pueden dar para el mejoramiento de la eficiencia del sistema de alimentación de vapor y el sistema de retorno de condensados actual, en caso de que no se quieran realizar del todo las mejoras mencionadas a lo largo de este documento, se dan las recomendaciones extras citadas a continuación.

Como se describió en el capítulo del análisis económico la importancia de la temperatura del agua de alimentación a la hora de proveer la caldera con ella, es fundamental para el ahorro de energía, debido a que el cambio de entalpía que tiene que proveer la caldera es menor si el agua ya tiene una mayor temperatura.

Con ello se logra ahorrar tanto energía como combustible, es por ello que se recomienda calentar el agua de reposición del tanque de alimentación inyectándole vapor directamente, o bien colocando un serpentín a través del tanque, por medio de una derivación de la tubería que va hacia el cabezal de distribución.

Para lograr un mayor retorno de condensados, se pueden colocar bombas trampas o de retorno de condensados en los puntos en donde la contrapresión (en caso de que no se realice el rediseño) es mayor que la presión del condensado a la salida de la trampa de vapor. Es importante un adecuado dimensionamiento de las bombas para que levanten la presión necesaria.

Los principales puntos en el diseño actual en donde la contrapresión, para el diseño actual, es mayor que la presión del condensado a la salida de la trampa de vapor, es en la Sala C.I.P. principal, en el pasteurizador y el C.I.P. de línea 6.

Es por ello que, en la sala C.I.P. principal, se recomienda colocar un tanque de recolección de condensado, además de la bomba para levantar la cabeza de agua necesaria para vencer la altura, como se muestra en la figura 6.1. Esto para evitar problemas en la succión de la bomba.

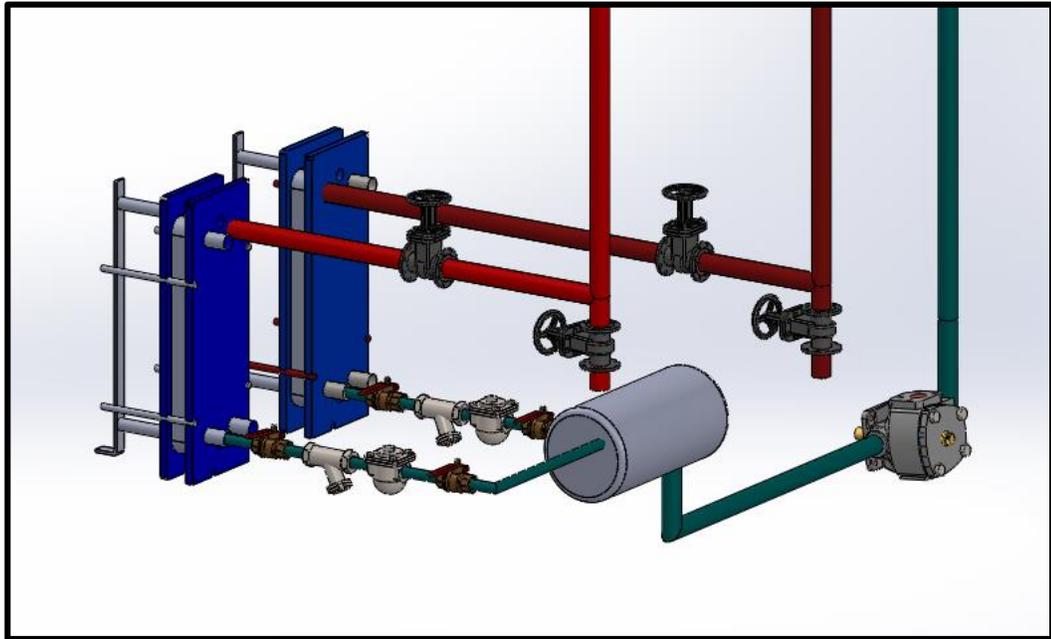


Figura 6.1. Recomendaciones para aumentar el retorno de condensados en sala C.I.P. principal.
Fuente: La autora.

La bomba debe ser 2 x 2, lo cual significa que su tubería de succión y su tubería de descarga deben de ser ambas de 52,5 mm (Diámetro nominal de 2 pulg), y la bomba debe tener la capacidad de trasegar 2313,32 (5 100 lb/h) y levantar una presión de 15 psi.

Dado que las bombas trampas o bombas de retorno de condensados son costosas, una recomendación para mejorar la recolección del condensado, es que se coloque un tanque para mezclar los condensados a diferentes presiones provenientes del C.I.P. L6 y del pasteurizador (como se hizo en el rediseño), de manera que todo el fluido sea dirigido mediante la tubería de succión hasta la bomba.

Debido a que en la red actual, todo el condensado se retorna en una sola tubería, en donde el condensado que proviene de línea 6 se cruza con el condensado del C.I.P. principal, se debe colocar una bomba bastante robusta (en línea 6), asegurándose de no tener problemas de contrapresión al combinar los fluidos; o bien, independizar las tuberías como se realizó en el rediseño. Ver figura 6.2.

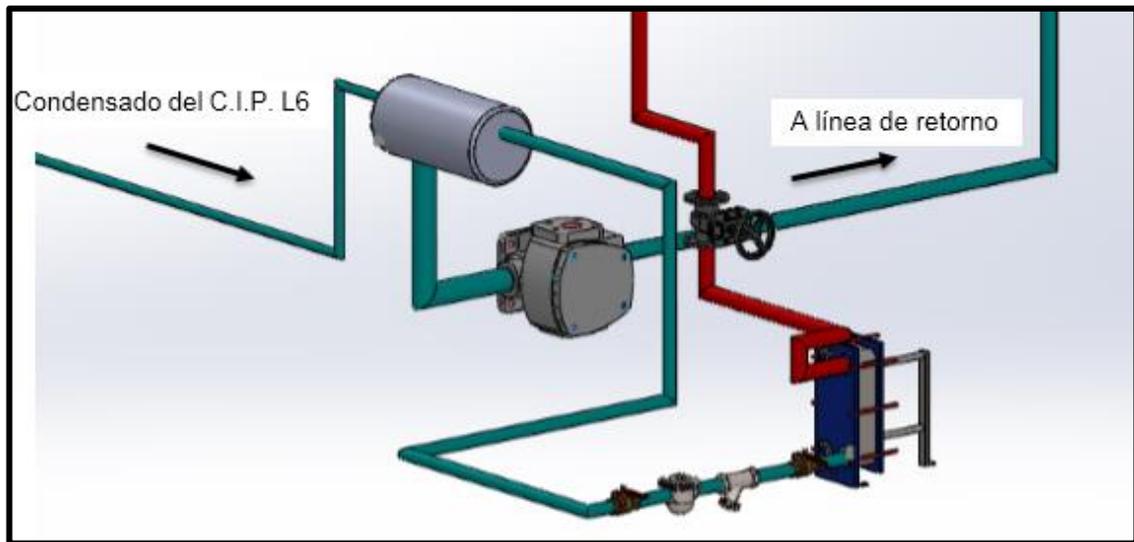
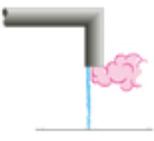


Figura 6.2. Recomendaciones para aumentar el retorno de condensados en línea 6.
Fuente: La autora.

La selección y correcto dimensionamiento de las trampas de vapor es uno de los puntos más importantes debido a que una inadecuada selección, o mal funcionamiento de estas, puede hacer que la presión del condensado caiga radicalmente, causando con ello la necesidad de bombas de retorno de condensado, o bien pérdidas de vapor en los equipos.

Entre los indicadores más importantes del buen funcionamiento de las trampas de vapor se tiene, primeramente, si la trampa está descargando gran cantidad de vapor vivo. Es normal que en la descarga de la trampa se genere vapor *flash*, el cual se da por la caída de presión súbita, pero el vapor generado debe contener poca energía.

Como segundo parámetro, como se muestra en la figura 6.3, el sonido de una trampa fugando, es característicamente más ruidoso, similar al de una fuga de aire comprimido con un silbido. (TLV, s.f.)

Trampa Operando Correctamente			
Ilustración			
Aspecto	Poco volumen de condensado en la descarga	Vapor flash y condensado descargados continuamente	Gran volumen de condensado y vapor flash descargados continuamente
Sonido	Casi sin sonido	Sonido como silbido	Silbido más fuerte

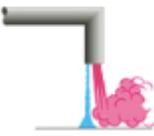
Trampa Fugando			
Ilustración			
Aspecto	Descarga de vapor vivo a alta velocidad (transparente) junto con condensado	Descarga de vapor vivo a alta velocidad (transparente)	Descarga continua de vapor vivo a alta velocidad (transparente)
Sonido	Similar a una fuga de aire comprimido	Similar a una fuga de aire comprimido con ligero silbido	Silbido más fuerte

Figura 6.3. Inspección de trampas de vapor
Fuente: La autora.

6.2 Conclusiones

- El problema de caída de presión, y generación de condensado en la tubería principal, se incrementa cuando se colocan accesorios innecesarios, además de ramificaciones taponeadas; pero la mala selección de diámetro de tubería es el mayor incidente en las altas pérdidas de presión en el diseño actual.
- Existe carencia de trampas de vapor a lo largo de la tubería principal, lo que está causando que no se esté drenando el condensado de la red principal de vapor.
- La mala selección de trampas, su mal dimensionamiento (se recomendó dimensionar con un factor de seguridad de 2 para el fluido que descarga) y

la falta de mantenimiento, han provocado el deterioro de éstas, lo que conlleva a el mal drenaje del condensado de los puntos de consumo.

Uno de ellos es en sala C.I.P. principal, en donde todo el condensado, del intercambiador 2, que es el único que tiene retorno, se está desechando porque con el diseño inicial ni siquiera logra vencer la diferencia de altura de 7 m. Igualmente el retorno de línea 6, también se ve afectado por la mala selección de accesorios.

- Al diseñar una tubería de retorno de condensados se debe ser muy cuidadoso cuando se desea retornar todo el condensado en una sola tubería, sobre todo si los equipos tienen diferentes parámetros de funcionamiento.

En el diseño actual, el punto en donde se unen los fluidos provenientes del pasteurizador y del C.I.P. L6, debido a la mala selección de trampas, la caída en el intercambiador C.I.P. L6 provoca que no se logre retornar la cantidad de condensado deseada, debido a que se debe vencer primeramente la diferencia de altura de 3 m.

La presión en la Te en donde se unen estos fluidos debe ser parecida, para que se puedan retornar ambos flujos. En caso contrario, en que la presión de alguno sea mucho mayor que la otra, se provoca que el fluido de menor presión no pueda ser trasegado por la tubería de retorno de condensado, lo que bloqueará la válvula de salida del intercambiador de calor, y a su vez disminuye la eficiencia del equipo.

- Para el rediseño se determinó retornar los fluidos de línea 6 por separado del condensado de C.I.P. principal, debido a la gran diferencia de presiones. Otra solución era colocar una bomba de retorno de condensados, para elevar la presión hasta la misma en que se encontraría el fluido de la sala C.I.P. principal, pero esta solución encarecía los costos, debido a que debía ser una bomba muy robusta que debía levantar 453,32 kPa (66 lb/pulg²).
- Es importante el uso de medidores de presión o manómetros a la entrada de cada punto de consumo, de manera que se pueda monitorear la presión

a la que está siendo alimentado cada equipo, y así determinar si la presión está cayendo drásticamente en algún punto de la red de vapor no visible. Al igual que en la red de vapor, en la red de retorno de condensados también se debe monitorear la presión con que el condensado es descargado de las trampas, así se puede determinar si hay algún fallo en la trampa o si esta está provocando pérdidas excesivas, que impliquen reemplazar la trampa, o bien colocar una bomba de retorno de condensados.

Para mezclar fluidos con grandes diferencias de presiones se recomienda colocar un tanque de mezclado, el cual se debe diseñar con un adecuado volumen y alivio, esto lo que lo convierte como en un tanque de retorno intermedio.

- El total del condensado que se retorna al tanque, significa el 79,79% del total del condensado que se produce en la planta, contra el 21,79% que se estaba retornando con el diseño actual, lo que significa un incremento de un 54,05% en la recolección del condensado. Gracias al rediseño eficiencia de la planta se incrementó a un 54,05%, a un 78%.
- La factibilidad de este proyecto es bastante alta debido a que la tasa interna de retorno (TIR) obtenido es de 69,73 %, mientras que el TMAR 21%, con lo que se justifica la inversión de este proyecto respecto de invertir el dinero en el banco.
- El plazo de recuperación de la inversión es de 17 meses. Después de este tiempo se empezarían a percibir el ahorro de combustible y tratamiento de agua.

Bibliografía

- Alfa Laval. (11 de marzo de 2010). PLATE HEAT EXCHANGER . *M6-MFG*.
Guadalupe, San José, Costa Rica: SELSA.
- Alfa Laval. (20 de marzo de 2013). PLATE HEAT EXCHANGERS. *M10-MFG*.
Guadalupe, San José, Costa Rica: SELSA.
- Aristizábal, C., Schäfer, G., & Barrera, R. (2014). Análisis de pérdidas energéticas y económicas por transporte de vapor en tuberías sin un adecuado aislamiento térmico. *Redes de Ingeniería*, 5(1).
- Armstrong International. (s.f.). *Combinación de trampa de vapor/bomba Serie Double-Duty® de Armstrong*. Recuperado el 9 de diciembre de 2014, de <http://www.armstronginternational.com/es/doubledutycombo>
- Blank, L., & Tarquin, A. (2002). *Ingeniería económica*. México: McGraw-Hill.
- Blank, L., & Tarquin, A. (2006). *Ingeniería Económica*. Mexico: McGraw Hill.
- Bonilla-Mora, V., & Meza-Moraga, A. (2012). *Evaluación y Rediseño de Sistema de Aire Comprimido para Coca Cola FEMSA Calle Blancos*. San Pedro, San José, Costa Rica: Universidad de Costa Rica.
- Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y masa*. México D.F.: Editorial McGraw-Hil.
- Cleaver & Brooks. (1976). *Manual de calderas SELMEC*. Estados Unidos Mexicanos: Cleaver Brooks.
- Cleaver Brooks. (2002). *The boiler book*. Milwaukee: Cleaver Brooks.
- Colton industries. (10 de febrero de 2016). *Float and thrmostatic steam traps-FTX/FTC Series*. Obtenido de Colton industries: http://products.coltonind.com/Asset/8_ST110-1_FTX-FTC-Series.pdf
- Coss-Bu, R. (2005). *Análisis y evaluación de proyectos de inversión*. México D.F.: Editorial Limusa S.A. de C.V. Obtenido de Google books:

http://books.google.co.cr/books?hl=en&lr=&id=XfVvR-TwcbEC&oi=fnd&pg=PA15&dq=Tasa+interna+de+retorno+de+proyecto&ots=auP6diUI0b&sig=3V3jmTqtR8GDbfAmp5V_jbz729c&redir_esc=y#v=onepage&q=Tasa%20interna%20de%20retorno%20de%20proyecto&f=false

Enciclopedia financiera. (S.F.). *Enciclopedia financiera*. Recuperado el 3 de noviembre de 2014, de <http://www.encyclopediainanciera.com/finanzas-corporativas/tasa-interna-de-retorno.htm>

FEMSA. (2009). *FEMSA*. Recuperado el 20 de octubre de 2014, de http://www.femsa.com/es/business/coca_cola_femsa/

Instalaciones y eficiencia energetica. (s.f.). *Ahorro energético con aislamiento térmico para tuberías*. Recuperado el 10 de diciembre de 2014, de <http://instalacionesyeficienciaenergetica.com/ahorro-energetico-con-aislamiento-termico-para-tuberias/>

Junta de Castilla y León. (2010). *Manual técnico de diseño y cálculo de redes de vapor. Eficiencia energética en redes de vapor*. Castila y León: Junta de Castilla y León.

Lider.cl. (2014). *Lider.cl*. Obtenido de http://www.lider.cl/walmart/catalog/product/productDetails.jsp?skuld=5127207&pId=cat470024&productId=PROD_5127207&navAction=push

Metrogas. (s.f.). *METROGAS*. Obtenido de METROGAS: <http://www.metrogas.cl/industria/userfiles/file/EF%20ENERG%20CONDENSADOSTRA.pdf>

Ministerio de Industria y Energía. (4 de Noviembre de 1980). *Boletín Oficial del Estado*. Obtenido de Reglamento de equipos a presión y sus instrucciones técnicas complementarias: <http://www.boe.es/buscar/doc.php?id=BOE-A-1980-23974>

Mott, R. (2006). *Mecánica de fluidos*. Pearsons Education.

- Nayyar, M. L. (2000). *Piping Handbook*. New York: McGraw-Hill.
- Progressive Energy Services. (s.f.). *Sistema de distribución de vapor*. Recuperado el 28 de noviembre de 2014, de Progressive Energy Services: http://www.pesint.com/files/sist_dist_v.pdf
- Rodríguez-Vásquez, J. R. (2006). *Repositorio Digital de Tesis PUCP*. Recuperado el 1° de octubre de 2014, de http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/123456789/84/RODRIGUEZ_JOSE_SISTEMA_CONTROL_VAPOR_CALDERA.pdf?sequence=1
- Secretaría de Energía. (8 de noviembre de 1995). Norma Oficial Mexicana NOM-009-ENER-1995, Eficiencia energética en aislamientos térmicos industriales. *Diario Oficial de la Federación*, pág. 109. Obtenido de Eficiencia energética en aislamientos térmicos industriales: <http://www.conuee.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/6933/19/NOM009ENER1995.pdf>
- Soto, R., & Valladares, P. (junio de 2008). *Universidad Politécnica Salesiana, Repositorio Digital*. (U. P. Salesiana, Ed.) Recuperado el 3 de diciembre de 2014, de <http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/793/3/capitulo%202.pdf>
- Soto-Cruz, J. J. (1996). *Fundamentos sobre ahorro de energía*. Yucatán: Ediciones de la Universidad Autónoma de Yucatán.
- Spirax Sarco. (2004). *Design of fluid systems*. South Carolina: Spirax Sarco.
- Spirax Sarco. (Noviembre de 2014). Seminario aplicaciones Spirax Sarco en la industria alimentaria. *Sala de calderas*. Pavas, San José, Costa Rica.
- Spirax Sarco. (s.f.). Distribución del vapor. *Guía de Referencia Técnica*. Buenos Aires, Argentina.

- Spirax Sarco. (s.f.). *Spirax Sarco*. Recuperado el 9 de diciembre de 2014, de http://www2.spiraxsarco.com/ar/pdfs/TI/%C2%BA127_p612-02_05_apt14.pdf
- The Babcock & Wilcox Company. (2005). *Steam its generation and use*. Ohio: J.B. Kitto and S.C. Stultz.
- The National Board of Boiler and Pressure Vessel Inspector. (2014). *The National Board of Boiler and Pressure Vessel Inspector*. Recuperado el 8 de octubre de 2014, de <http://www.nationalboard.org/index.aspx?pageID=134&ID=286>
- THERMAL ENGINEERING LTDA. (s de s.f.). *THERMAL ENGINEERING*. (T. ENGINEERING, Ed.) Recuperado el 03 de marzo de 2016, de THERMAL ENGINEERING: http://www.thermal.cl/prontus_thermal/site/artic/20110602/asocfile/20110602102250/arti__culo___calderas_y_sistemas_de_agua_caliente.pdf
- TLV. (s.f.). *TLV compañía especialista en vapor*. (T. e. SA, Editor, & TLV, Productor) Recuperado el 03 de Marzo de 2016, de TLV compañía especialista en vapor: <http://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/steam-trap-test.html>
- Universidad de Alcalá. (12 de noviembre de 2014). *Universidad de Alcalá*. Obtenido de http://www2.uah.es/rosal/virtual/tablas/Moody_Darcy.png
- Valle-Asto, R., & Zavaleta-Cornejo, S. (2007). (U. N. Callao, Ed.) Recuperado el 2 de noviembre de 2014, de <http://galeon.com/jackzavaleta/balw2.pdf>
- Yunus, C. A. (2009). *Termodinámica*. México: McGraw Hill.

Anexos

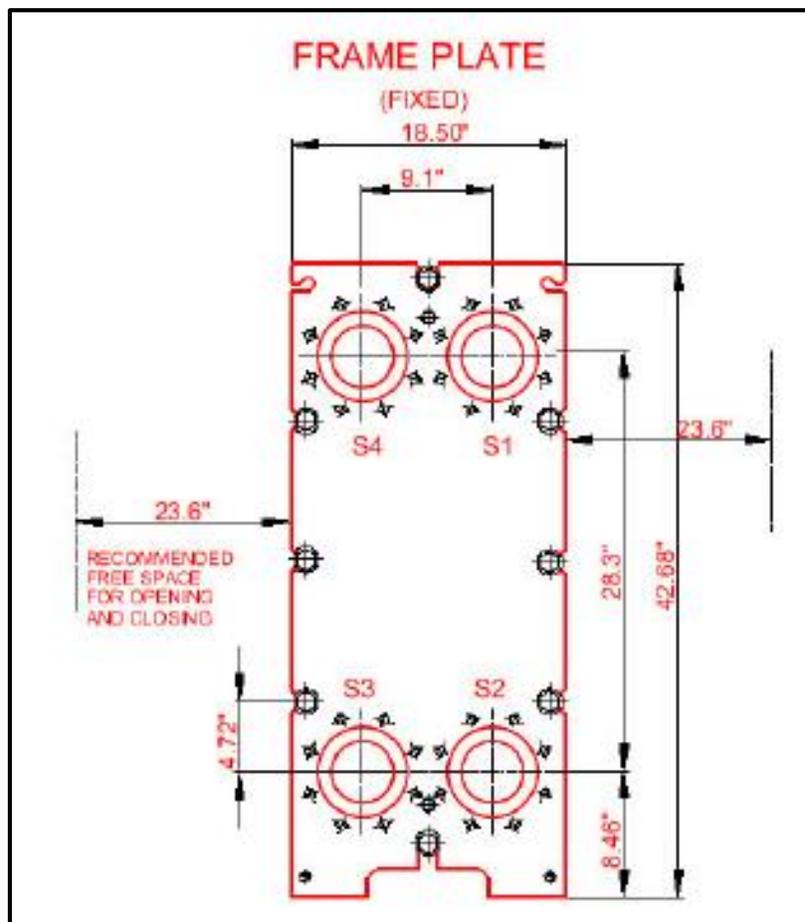
Anexo A.1. Datos técnicos del intercambiador de calor de C.I.P. de línea 6

Marca: Alfa Laval.

Modelo: M10-MFG.

Alimentación	Sección	Punto	Temp (°F)	Tasa de flujo (lb/h)	Caída de presión (lb/in ²)
Vapor	Entrada	S1	266	5332	4,72
	Salida	S2	266		
Agua	Entrada	S3	68	52 770	2,28
	Salida	S4	162,5		

Anexo A.2. Vista frontal del intercambiador de calor de C.I.P. de línea 6



Anexo A.3. Datos técnicos del pasteurizador de línea 6

Marca: GEA Ecoflex.

Modelo VT40.

Serie No. 185/10617.

Capacidad (L)	Presión de trabajo (bar)	Temperatura de trabajo (°C)
62,4	10	120

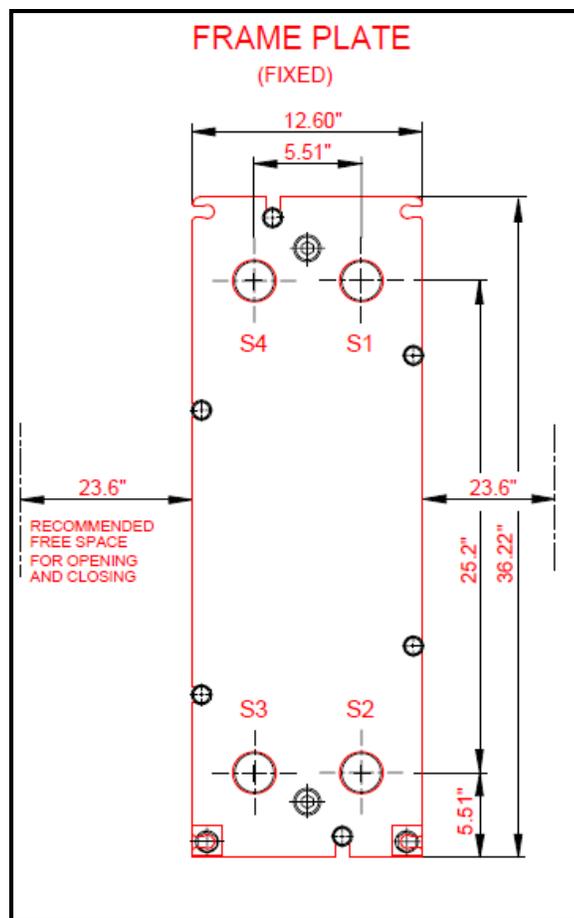
Anexo A.4. Datos técnicos del intercambiador de calor de C.I.P. de línea 1 y línea 2

Marca: Alfa Laval.

Modelo: M6-MFG.

Alimentación	Sección	Punto	Temp. (°F)	Caudal (m³/h)	Caída de presión (m de H)
Vapor	Entrada	S1	160	391,9	0,625
	Salida	S2	159,6		
Agua	Entrada	S3	69	24,5	4,275
	Salida	S4	85		

Anexo A.5. Vista frontal del intercambiador de calor de C.I.P. de sala principal.



Anexo A.6. Datos técnicos del intercambiador de calor de lavadora de línea 2

Marca: Sanmartin

Modelo: MS.32.313.B3 1+650 – 100.

Calentamiento inicial: 3,5 horas.

Consumo de vapor con calentamiento inicial (kg/h)	Consumo de vapor operación (kg/h)	Consumo de agua (kg/h)
1,1456	1,075	23,04

Anexo A.7. Datos técnicos del intercambiador de calor de lavadora de línea 4

Marca: KHS

Modelo: OMEGA LAVANA DL 12/420 27/125

Serie No: 740.

Calentamiento inicial: 4 horas.

Consumo de vapor con calentamiento inicial (kg/h)	Consumo de vapor operación (kg/h)	Consumo de agua (kg/h)
1145,6	1075	23040

Anexo A.8. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 4.1.

Tramo	Tramo A-B1		B-B.R1		B.R1-lavadora 4.1	
Diámetro nominal (pulg)	4		2		2	
Diámetro (mm)	97,20		49,20		49,20	
Longitud tubería (pies)	251,38		25,95		6,56	
Longitud tubería (m)	76,62		7,91		2,00	
ACCESORIOS	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)
Salida de tanque	2	10	0	4,5	0	4,5
Codos 90°	9	10,5	2	5,25	0	5,25
Codos 45°	2	5,25	0	2,625	0	2,625
Te ramal	1	20	1	11	1	11
Te lineal	0	7	0	3,5	1	3,5
Válvula de mariposa	0	15	0	8	0	8
Válvula check	0	45	0	22	0	22
Válvula de compuerta	2	4,5	1	2,25	0	2,25
Entrada de tanque	1	20	0	9	1	9
Longitud equivalente (pies)	405,38		38,70		30,06	
ΔP (lb/pulg ²)	23,95		0,55		0,02	
Longitud equivalente total (pies)	474,15					
ΔP (lb/pulg ²)	24.52					
ΔP (kPa)	169.08					

Anexo A.9. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 4.2.

Tramo	Tramo A-B1		B-B.R1		B.R1-B.R2		B.R2-Lavadora 4.2		
Diámetro nominal (pulg)	4		2		2		2		
Diámetro (mm)	97,20		49,20		49,20		49,20		
Longitud tubería (pies)	251,38		25,95		8,14		1,21		
Longitud tubería (m)	76,62		7,91		2,48		0,37		
ACCESORIOS	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	
Salida de tanque	2	10	0	4,5	0	4,5	0	4,5	
Codos 90°	9	10,5	2	5,25	0	5,25	0	5,25	
Codos 45°	2	5,25	0	2,625	0	2,625	0	2,625	
Te ramal	1	20	0	11	1	11	0	11	
Te lineal	0	7	1	3,5	0	3,5	0	3,5	
Válvula de mariposa	0	15	0	8	0	8	0	8	
Válvula check	0	45	0	22	0	22	0	22	
Válvula de compuerta	2	4,5	1	2,25	0	2,25	0	2,25	
Entrada de tanque	1	20	0	9	0	9	1	9	
Longitud equivalente (pies)	405,38		38,70		19,14		10,21		
ΔP (lb/pulg ²)	23,95		0,55		0,01		0,01		
Longitud equivalente total (pies)	473,44								
ΔP (lb/pulg ²)	24,52								
ΔP (kPa)	169,06								

Anexo A.10. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 4.3.

Tramo	Tramo A-B1		B-B.R1		B.R1-B.R2		B.R2-B.R3		B.R3-lavadora 4.3	
Diámetro nominal (pulg)	4		2		2		2		2	
Diámetro (mm)	97,20		49,20		49,20		49,20		49,20	
Longitud tubería (pies)	251,38		25,95		8,14		0,46		42,42	
Longitud tubería (m)	76,62		7,91		2,48		0,14		12,93	
ACCESORIOS	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)						
Salida de tanque	2	10	0	4,5	0	4,5	0	4,5	0	4,5
Codos 90°	9	10,5	2	5,25	0	5,25	0	5,25	2	5,25
Codos 45°	2	5,25	0	2,625	0	2,625	0	2,625	0	2,625
Tee ramal	1	20	0	11	1	11	1	11	0	11
Tee lineal	0	7	1	3,5	1	3,5	0	3,5	1	3,5
Válvula de mariposa	0	15	0	8	0	8	0	8	0	8
Válvula check	0	45	0	22	0	22	0	22	0	22
Válvula de compuerta	2	4,5	1	2,25	0	2,25	0	2,25	1	2,25
Entrada de tanque	1	20	0	9	0	9	0	9	1	9
Longitud equivalente (pies)	405,38		38,70		22,64		11,46		67,67	
ΔP (lb/pulg ²)	23,95		0,55		0,01		0,07		0,04	
Longitud equivalente total (pies)	428,02									
ΔP (lb/pulg ²)	24,63									
ΔP (kPa)	169,79									

Anexo A.11. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 4.4.

Tramo	Tramo A-B1		B-B.R1		B.R1-B.R2		B.R2-B.R3		B.R3-B.R4		B.R4-lavadora 4.4	
Diámetro nominal (pulg)	4		2		2		2		2		2	
Diámetro (mm)	97,20		49,20		49,20		49,20		49,20		49,20	
Longitud tubería (pies)	251,38		25,95		8,14		0,46		42,42		5,38	
Longitud tubería (m)	76,62		7,91		2,48		0,14		12,93		1,64	
ACCESORIOS	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)
Salida de tanque	2	10	0	4,5	0	4,5	0	4,5	0	4,5	0	4,5
Codos 90°	9	10,5	2	5,25	0	5,25	0	5,25	0	5,25	1	5,25
Codos 45°	2	5,25	0	2,625	0	2,625	0	2,625	0	2,625	0	2,625
Te ramal	1	20	0	11	0	11	0	11	0	11	0	11
Te lineal	0	7	1	3,5	2	3,5	1	3,5	2	3,5	0	3,5
Válvula de mariposa	0	15	0	8	0	8	0	8	0	8	0	8
Válvula check	0	45	0	22	0	22	0	22	0	22	1	22
Válvula de compuerta	2	4,5	1	2,25	0	2,25	0	2,25	0	2,25	0	2,25
Entrada de tanque	1	20	0	9	0	9	0	9	0	9	1	9
Longitud equivalente (pies)	405,38		38,70		15,14		3,96		49,42		41,63	
ΔP (lb/pulg2)	23,95		0,55		0,01		0,07		0,13		0,03	
Longitud equivalente total (pies)	15,82											
ΔP (lb/pulg2)	24,74											
ΔP (kPa)	170,53											

Anexo A.12. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 4.5.

Tramo	A-B1		B-B.R1		B.R1-B.R2		B.R2-B.R3		B.R3-B.R4		B.R4-lavadora 4.5	
Diámetro nominal (pulg)	4		2		2		2		2		2	
Diámetro (pulg)	3,83		1,94		1,94		1,94		1,94		1,94	
Longitud tubería (pies)	251,38		25,95		8,14		0,46		42,42		4,17	
ACCESORIOS	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)
Salida de tanque	2	10	0	4,5	0	4,5	0	4,5	0	4,5	0	4,5
Codos 90°	9	10,5	2	5,25	0	5,25	2	5,25	0	5,25	2	5,25
Codos 45°	2	5,25	0	2,625	0	2,625	0	2,625	0	2,625	0	2,625
Te ramal	1	20	0	11	0	11	0	11	1	11	0	11
Te lineal	0	7	1	3,5	2	3,5	5	3,5	1	3,5	0	3,5
Válvula de mariposa	0	15	0	8	0	8	0	8	0	8	0	8
Válvula check	0	45	0	22	0	22	1	22	0	22	0	22
Válvula de compuerta	2	4,5	1	2,25	0	2,25	6	2,25	0	2,25	1	2,25
Entrada de tanque	1	20	0	9	0	9	1	9	0	9	1	9
Longitud equivalente (pies)	405,38		38,70		15,14		72,96		56,92		25,92	
ΔP (lb/pulg2)	23,95		0,55		0,01		0,29		0,15		0,02	
Longitud equivalente total (pies)	16,04											
ΔP (lb/pulg2)	24,97											
ΔP (kPa)	172,15											

Anexo A.13. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 4, punto T1S.

Tramo	Tramo A-B1		B1-X		X-X.R1		X.R1-X.R2		X.R2-T1S		
Diámetro nominal (pulg)	4		4		2		2		1 1/2		
Diámetro (mm)	97,20		97,20		49,20		49,20		38,10		
Longitud tubería (pies)	251,38		12,95		11,71		2,03		5,41		
Longitud tubería (m)	76,62		3,95		3,57		0,62		1,65		
ACCESORIOS	Cantidad	Caída (pies)									
Salida de tanque	2	10	0	10	0	4,5	0	4,5	0	3,5	
Codos 90°	9	10,5	0	10,5	0	5,25	2	5,25	2	4,5	
Codos 45°	2	5,25	0	5,25	0	2,625	0	2,625	0	2,25	
Te ramal	0	20	1	20	1	11	1	11	0	8	
Te lineal	1	7	0	7	0	3,5	0	3,5	0	3	
Válvula de mariposa	0	15	0	15	0	8	0	8	0	6	
Válvula check	0	45	0	45	0	22	0	22	0	17	
Válvula de compuerta	2	4,5	0	4,5	0	2,25	0	2,25	1	1,75	
Entrada de tanque	1	20	0	20	0	9	0	9	1	7	
Longitud equivalente (pies)	405,38		12,95		23,53		23,16		23,16		
ΔP (lb/pulg ²)	23,95		0,65		0,76		0,12		0,13		
Longitud equivalente total (pies)	488,19										
ΔP (lb/pulg ²)	25,61										
ΔP (kPa)	176,58										

Anexo A.14. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 4, punto T2S.

Tramo	Tramo A-B1		B1-X		X-X.R1		X.R1-X.R2		X.R2-X.R5		X.R5-T2S	
Diámetro nominal (pulg)	4		4		2		2		2		1 1/2	
Diámetro (mm)	97,20		97,20		49,20		49,20		49,20		38,10	
Longitud tubería (pies)	251,38		12,95		11,71		2,03		3,90		6,99	
Longitud tubería (m)	76,62		3,95		3,57		0,62		1,19		2,13	
ACCESORIOS	Cantidad	Caída (pies)										
Salida de tanque	1	10	0	10	0	4,5	0	4,5	0	4,5	0	3,5
Codos 90°	9	10,5	0	10,5	0	5,25	2	5,25	1	5,25	4	4,5
Codos 45°	2	5,25	0	5,25	0	2,625	0	2,625	0	2,625	0	2,25
Te ramal	1	20	1	20	1	11	0	11	0	11	0	8
Te lineal	0	7	0	7	0	3,5	1	3,5	0	3,5	0	3
Válvula de mariposa	0	15	0	15	0	8	0	8	0	8	0	6
Válvula check	0	45	0	45	0	22	0	22	0	22	0	17
Válvula de compuerta	1	4,5	0	4,5	0	2,25	0	2,25	0	2,25	1	1,75
Entrada de tanque	0	20	0	20	0	9	0	9	0	9	1	7
Longitud equivalente (pies)	370,88		12,95		11,71		12,53		9,15		33,74	
ΔP (lb/pulg ²)	23,95		0,65		0,38		0,07		0,01		0,19	
Longitud equivalente total (pies)	441,82											
ΔP (lb/pulg ²)	25,24											
ΔP (kPa)	174,05											

Anexo A.15. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 4, punto T1I.

Tramo	Tramo A-B1		B1-X		X-X.R1		X.R1-X.R3		X.R3-T1I		
Diámetro nominal (pulg)	4		4		2		2		2		
Diámetro (mm)	97,20		97,20		49,20		49,20		49,20		
Longitud tubería (pies)	251,38		12,95		11,71		12,93		4,40		
Longitud tubería (m)	76,62		3,95		3,57		3,94		1,34		
ACCESORIOS	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	
Salida de tanque	1	10	0	10	0	4,5	0	4,5	0	4,5	
Codos 90°	9	10,5	0	10,5	0	5,25	1	5,25	1	5,25	
Codos 45°	2	5,25	0	5,25	0	2,625	0	2,625	0	2,625	
Te ramal	1	20	1	20	0	11	1	11	0	11	
Te lineal	0	7	0	7	1	3,5	0	3,5	0	3,5	
Válvula de mariposa	0	15	0	15	0	8	0	8	0	8	
Válvula check	0	45	0	45	0	22	0	22	0	22	
Válvula de compuerta	1	4,5	0	4,5	0	2,25	0	2,25	0	2,25	
Entrada de tanque	0	20	0	20	0	9	0	9	1	9	
Longitud equivalente (pies)	370,88		12,95		11,71		18,18		18,65		
ΔP (lb/pulg2)	23,95		0,65		0,38		0,02		0,02		
Longitud equivalente total (pies)	432,37										
ΔP (lb/pulg2)	25,03										
ΔP (kPa)	172,55										

Anexo A.16. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 4, punto T2I.

Tramo	Tramo A-B1		B1-X		X-X.R1		X.R1-X.R3		X.R3-X.R4		X.R4-T2I	
Diámetro nominal (pulg)	4		2		2		2		2		2	
Diámetro (pulg)	97,20		49,20		49,20		49,20		49,20		49,20	
Longitud tubería (pies)	251,38		12,95		11,71		12,93		9,18		0,15	
Longitud tubería (m)	76,62		3,95		3,57		3,94		2,80		0,05	
ACCESORIOS	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)
Salida de tanque	1	10	0	4,5	0	4,5	0	4,5	0	4,5	0	4,5
Codos 90°	9	10,5	0	5,25	0	5,25	1	5,25	1	5,25	3	5,25
Codos 45°	2	5,25	0	2,625	0	2,625	0	2,625	0	2,625	0	2,625
Te ramal	1	20	1	11	0	11	1	11	1	11	0	11
Te lineal	0	7	0	3,5	1	3,5	0	3,5	0	3,5	0	3,5
Válvula de mariposa	0	15	0	8	0	8	0	8	0	8	0	8
Válvula check	0	45	0	22	0	22	0	22	0	22	0	22
Válvula de compuerta	1	4,5	0	2,25	0	2,25	0	2,25	0	2,25	0	2,25
Entrada de tanque	0	20	0	9	0	9	0	9	0	9	1	9
Longitud equivalente (pies)	370,88		12,95		11,71		18,18		14,43		24,90	
ΔP (lb/pulg2)	13,80		18,89		0,36		0,02		0,07		0,03	
Longitud equivalente total (pies)	453,05											
ΔP (lb/pulg2)	25,1											
ΔP (kPa)	173,12											

Anexo A.17. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 4, punto AA.

Tramo	Tramo A-B1		B1-X		X-X.R1		X.R1-X.R3		X.R3-X.R4		X.R4-AA	
Diámetro nominal (pulg)	4		2		2		2		2		1 1/2	
Diámetro (mm)	97,20		49,20		49,20		49,20		49,20		38,10	
Longitud tubería (pies)	251,38		12,95		11,71		12,93		9,18		2,15	
Longitud tubería (m)	76,62		3,95		3,57		3,94		2,80		0,66	
ACCESORIOS	Cantidad	Caída (pies)										
Salida de tanque	1	10	0	4,5	0	4,5	0	4,5	0	4,5	0	3,5
Codos 90°	9	10,5	0	5,25	0	5,25	1	5,25	1	5,25	4	4,5
Codos 45°	2	5,25	0	2,625	0	2,625	0	2,625	0	2,625	0	2,25
Te ramal	1	20	1	11	0	11	1	11	1	11	0	8
Te lineal	0	7	0	3,5	1	3,5	0	3,5	0	3,5	0	3
Válvula de mariposa	0	15	0	8	0	8	0	8	0	8	0	6
Válvula check	0	45	0	22	0	22	0	22	0	22	0	17
Válvula de compuerta	1	4,5	0	2,25	0	2,25	0	2,25	0	2,25	0	1,75
Entrada de tanque	0	20	0	9	0	9	0	9	0	9	1	7
Longitud equivalente (pies)	370,88		12,95		11,71		18,18		14,43		27,15	
ΔP (lb/pulg ²)	23,95		0,65		0,38		0,02		0,08		0,15	
Longitud equivalente total (pies)	455,31											
ΔP (lb/pulg ²)	25,23											
ΔP (kPa)	173,95											

Anexo A.18. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 2, punto: lavadora 2.1.

Tramo	Tramo A-B2		B1-X		Tramo X-C2		C1-C.R1		C.R1-Lavadora 2.1	
Diámetro nominal (pulg)	4		4		4		3		2	
Diámetro (mm)	97,20		97,20		97,20		73,70		49,20	
Longitud tubería (pies)	251,38		12,95		119,69		107,53		107,53	
Longitud tubería (m)	76,62		12,95		36,48		40,37		14,08	
ACCESORIOS	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)						
Salida de tanque	2	10	0	10	2	10	0	8	0	5
Codos 90°	9	10,5	0	10,5	0	10,5	5	7,5	2	5,25
Codos 45°	2	5,25	0	5,25	0	5,25	0	3,75	0	2,63
Te ramal	0	20	0	20	1	20	1	16	1	11
Te lineal	1	7	1	7	0	7	1	5	0	3,5
Válvula de mariposa	0	15	0	15	0	15	0	12	0	8
Válvula check	0	45	0	45	0	45	1	35	1	22
Válvula de compuerta	2	4,5	0	4,5	0	4,5	2	3,5	1	2,25
Entrada de tanque	1	20	0	20	0	20	0	15	1	9
Longitud equivalente (pies)	405,38		12,95		139,69		208,03		162,28	
ΔP (lb/pulg ²)	23,95		0,65		7,74		0,69		1,30	
Longitud equivalente total (pies)	928,33									
ΔP (lb/pulg ²)	34,33									
ΔP (kPa)	236,69									

Anexo A.19. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta la lavadora de la línea 2, punto: lavadora 2.2.

Tramo	Tramo A-B2		B1-X		Tramo X-C2		C1-C.R1		C.R1-C.R2		C.R2-Lavadora 2.2	
Diámetro nominal (pulg)	4		4		4		3		3		2	
Diámetro (mm)	97,20		97,20		97,20		73,70		73,70		49,20	
Longitud tubería (pies)	251,38		12,95		119,69		40,37		0,64		12,69	
Longitud tubería (m)	76,62		3,95		36,48		12,30		0,20		3,87	
ACCESORIOS	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)								
Salida de tanque	2	10	0	10	0	10	0	7,5	0	8	0	5
Codos 90°	9	10,5	0	10,5	0	10,5	5	7,5	5	8	2	5
Codos 45°	2	5,25	0	5,25	0	5,25	0	3,75	0	4	0	3
Te ramal	0	20	1	20	1	20	0	16	1	16	1	11
Te lineal	1	7	0	7	0	7	3	5	2	5	0	4
Válvula de mariposa	0	15	0	15	0	15	0	12	0	12	0	8
Válvula check	0	45	0	45	0	45	1	35	1	35	1	22
Válvula de compuerta	2	4,5	0	4,5	0	4,5	1	3,5	1	4	1	2
Entrada de tanque	1	20	0	20	0	20	0	15	0	15	1	9
Longitud equivalente (pies)	385,38		3,95		119,69		131,37		102,64		67,44	
ΔP (lb/pulg ²)	23,95		0,2		6,63		0,44		0,09		0,74	
Longitud equivalente total (pies)	810,47											
ΔP (lb/pulg ²)	19,79											
ΔP (kPa)	136,45											

Anexo A.20. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta el intercambiador 1 C.I.P. principal.

Tramo	Tramo A-B2		B1-X		Tramo X-C2		Tramo C2-D1		Tramo D1-Int. 1	
Diámetro nominal (pulg)	4		4		4		4		2	
Diámetro (mm)	97,20		97,20		97,20		97,20		49,20	
Longitud tubería (pies)	251,38		12,95		119,69		98,54		40,42	
Longitud tubería (m)	76,62		12,95		36,48		30,03		12,32	
ACCESORIOS	Cantidad	Caída (pies)								
Salida de tanque	2	10,0	0	10	0	10	0	10	0	5
Codos 90°	9	10,5	0	10,5	2	11	4	11	4	5
Codos 45°	2	5,3	0	5,25	0	5	0	5	0	3
Te ramal	0	20,0	1	20	0	20	0	20	1	11
Te lineal	1	7,0	0	7	1	7	1	7	0	4
Válvula de mariposa	0	15,0	0	15	0	15	0	15	0	8
Válvula check	0	45,0	0	45	0	45	0	45	2	22
Válvula de compuerta	2	4,5	0	4,5	0	5	0	5	2	2
Entrada de tanque	1	20,0	0	20	0	20	0	20	1	9
Longitud equivalente (pies)	405,38		12,95		140,69		147,54		129,92	
ΔP (lb/pulg ²)	23,95		0,65		7,80		6,94		1,77	
Longitud equivalente total (pies)	836,48									
ΔP (lb/pulg ²)	41,10									
ΔP (KPa)	283,39									

Anexo A.21. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta el intercambiador 2 C.I.P. principal.

Tramo	Tramo A-B2		B1-X		Tramo X-C2		Tramo C2-D2		Tramo D2-F1		Tramo F1-Int 2	
Diámetro nominal (pulg)	4		4		4		4		4		2	
Diámetro (mm)	97,20		97,20		97,20		97,20		97,20		49,20	
Longitud tubería (pies)	251,38		12,95		119,69		98,54		4,92		46,44	
Longitud tubería (m)	76,62		12,95		36,48		30,03		1,50		14,16	
ACCESORIOS	Cantidad	Caída (pies)										
Salida de tanque	2	10	0	10	0	10	0	10	0	10	0	5
Codos 90°	9	11	0	10,5	2	11	4	11	0	11	5	5
Codos 45°	2	5	0	5,25	0	5	0	5	0	5	0	3
Te ramal	0	20	1	20	0	20	1	20	1	20	1	11
Te lineal	1	7	0	7	1	7	0	7	0	7	0	4
Válvula de mariposa	0	15	0	15	0	15	0	15	0	15	0	8
Válvula check	0	45	0	45	0	45	0	45	0	45	2	22
Válvula de compuerta	2	5	0	4,5	0	5	0	5	0	5	2	2
Entrada de tanque	1	20	0	20	0	20	0	20	0	20	1	9
Longitud equivalente (pies)	405,38		12,95		140,69		160,54		24,92		141,19	
ΔP (lb/pulg ²)	23,95		0,65		7,80		7,55		1,07		1,94	
Longitud equivalente total (pies)	885,68											
ΔP (lb/pulg ²)	42,96											
ΔP (kPa)	296,19											

Anexo A.22. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta el Pasteurizador L6.

Tramo	Tramo A-B2		B1-X		Tramo X-C2		Tramo C2-D2		Tramo D2-F2		Tramo F2-G1		Tramo G1-Past L6	
Diámetro nom. (pulg)	4		4		4		4		4		3		2 1/2	
Diámetro (mm)	97,20		97,20		97,20		97,20		97,20		73,70		59,00	
Longitud tubería (pies)	251,38		12,95		119,69		98,54		4,92		55,48		126,59	
Longitud tubería (m)	76,62		12,95		36,48		30,03		1,50		16,91		38,58	
ACCESORIOS	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)
Salida de tanque	2	10,0	0	10	0	10,0	0	10,0	0	10,0	0	7,5	0	6,0
Codos 90°	9	10,5	0	10,5	2	10,5	4	10,5	0	10,5	0	7,5	15	6,0
Codos 45°	2	5,3	0	5,25	0	5,3	0	5,3	0	5,3	0	5,3	2	5,3
Te ramal	0	20,0	1	20	0	20,0	1	20,0	0	20,0	1	20,0	1	20,0
Te lineal	1	7,0	0	7	1	7,0	0	7,0	1	7,0	0	7,0	2	7,0
Válvula de mariposa	0	15,0	0	15	0	15,0	0	15,0	0	15,0	0	15,0	0	15,0
Válvula check	0	45,0	0	45	0	45,0	0	45,0	0	45,0	0	45,0	0	45,0
Válvula de compuerta	2	4,5	0	4,5	0	4,5	0	4,5	0	4,5	0	4,5	2	4,5
Entrada de tanque	1	20,0	0	20	0	20,0	0	20,0	0	20,0	0	20,0	1	20,0
Longitud equivalente (pies)	405,38		12,95		140,69		160,54		11,92		75,48		270,09	
ΔP (lb/pulg ²)	23,95		0,65		7,80		7,55		0,51		0,29		0,55	
Longitud equivalente total (pies)	1077,06													
ΔP (lb/pulg ²)	41,30													
ΔP (kPa)	284,75													

Anexo A.23. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta el Etiquetadora L6.

Tramo	Tramo A-B2		B1-X		Tramo X-C2		Tramo C2-D2		Tramo D2-F2		Tramo F2-G2		Tramo G2 -H		Tramo H -I1		Tramo I1-Etiq L6	
Diámetro nom. (pulg)	4		4		4		4		6		6		3		3		1,5	
Diámetro (mm)	97,20		97,20		97,20		97,20		146,40		146,40		73,70		73,70		38,10	
Longitud tubería (pies)	251,38		12,95		119,69		46,44		4,92		55,48		2,46		5,83		115,58	
Longitud tubería (m)	76,62		3,95		36,48		14,16		1,50		16,91		0,75		1,78		35,23	
ACCESORIOS	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)
Salida de tanque	2	10,0	0	10	0	10	0	10	0	18,0	0	18,0	0	7,5	0	7,5	0	3,5
Codos 90°	9	10,5	0	10,5	2	10,5	4	10,5	0	15	0	15	0	7,5	0	7,5	10	4,5
Codos 45°	2	5,25	0	5,25	0	5,25	0	5,25	0	7,5	0	7,5	0	3,75	0	3,75	2	2,25
Te ramal	0	20	1	20	0	20	1	20	0	30	0	30	1	16	1	16	1	8
Te lineal	1	7	0	7	1	7	0	7	1	10	1	10	0	5	0	5	2	3
Válvula de mariposa	0	15	0	15	0	15	0	15	0	23	0	23	0	12	0	12	0	6
Válvula check	0	45	0	45	0	45	0	45	0	65	0	65	0	35	0	35	0	17
Válvula de compuerta	2	4,5	0	4,5	0	4,5	0	4,5	0	6,5	0	6,5	0	3,5	0	3,5	4	1,75
Entrada de tanque	1	20	0	20	0	20	0	20	0	36	0	36	0	15	0	15	1	7
Longitud equivalente (pies)	405,38		3,95		140,69		108,44		14,92		65,48		18,46		21,83		193,08	
ΔP (lb/pulg ²)	23,95		0,65		7,80		7,55		0,07		0,26		2,47		3,01		3,12	
Longitud equivalente total (pies)	972,25																	
ΔP (lb/pulg ²)	48,87																	
ΔP (kPa)	336,92																	

Anexo A.24. Cálculo de caídas de presión desde la caldera hasta el C.I.P L6.

Tramo	Tramo A-B2		B1-X		Tramo X-C2		Tramo C2-D2		Tramo D2-F2		Tramo F2-G2		Tramo G2-H		Tramo H-I2		Tramo I2-C.I.P. L6	
Diámetro nom. (pulg)	4		4		4		4		6		6		3		3		3	
Diámetro (mm)	97,20		97,20		97,20		97,20		146,40		146,40		73,70		73,70		73,70	
Longitud tubería (pies)	251,38		12,95		119,69		98,54		4,92		55,48		2,46		5,83		217,93	
Longitud tubería (m)	76,62		3,95		36,48		30,03		1,50		16,91		0,75		1,78		66,42	
ACCESORIOS	Cantidad	Caída (pies)	Cantidad	Caída (pies)														
Salida de tanque	2	10	0	10	0	10	0	10	0	29,0	0	29,0	0	7,5	0	7,5	0	7,5
Codos 90°	9	10,5	0	10,5	2	11	4	11	0	15	0	15	0	7,5	0	7,5	10	7,5
Codos 45°	2	5,25	0	5,25	0	5	0	5	0	7,5	0	7,5	0	3,75	0	3,75	2	3,75
Te ramal	0	20	1	20	0	20	1	20	0	30	0	30	1	16	0	16	0	16
Te lineal	1	7	0	7	1	7	0	7	1	10	1	10	0	5	1	5	2	5
Válvula de mariposa	0	15	0	15	0	15	0	15	0	8	0	8	0	8	0	8	0	8
Válvula check	0	45	0	45	0	45	0	45	0	75	0	75	0	38	0	38	0	38
Válvula de compuerta	2	4,5	0	4,5	0	5	0	5	0	6,5	0	6,5	0	3,5	0	3,5	4	3,5
Entrada de tanque	1	20	0	20	0	20	0	20	0	36	0	36	0	15	0	15	1	15
Longitud equivalente (pies)	405,38		3,95		140,69		160,54		14,92		65,48		18,46		10,83		339,43	
ΔP (lb/pulg ²)	23,95		0,65		7,80		7,55		0,07		0,26		2,47		1,49		1,01	
Longitud equivalente total (pies)	1155,74																	
ΔP (lb/pulg ²)	45,24																	
ΔP (kPa)	311,95																	

Anexo A.25. Determinación de diámetro y alivio de tanque de revaporización intermedio. Fuente: (Spirax Sarco, 2004, pág. 43).

