

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ciencias Naturales y Matemáticas

"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR PARA EL LABORATORIO DE OPERACIONES UNITARIAS DE LA CARRERA DE INGENIERÍA QUÍMICA DE LA ESPOL"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO QUÍMICO

Presentado por:

Jairo Gabriel García Mendoza

Andrea Carolina Jaramillo Chicaíza

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos infinitamente a nuestros padres, familiares y amigos que nos brindaron su apoyo incondicional durante el desarrollo de la carrera universitaria. A nuestro tutor del proyecto de graduación, PhD. Carlos Balladares Grazzo, y a todos los directivos y profesores de la Carrera de Ingeniería Química de la Escuela Superior Politécnica del Litoral.

DEDICATORIA

Dedico este proyecto a mis padres; Dolores Mercedes Mendoza López y Oscar Jairo García Mera, que gracias a sus esfuerzos y sacrificios me permitieron avanzar con éxito en mi vida personal y estudiantil, a mis amigos/a, familiares y en especial a mi tío Walther Mendoza López por haber estado siempre dispuesto a ayudarme con su experiencia desde los inicios de mi formación profesional.

Jairo Gabriel García Mendoza

Dedico este proyecto a todas las personas; familiares, maestros y amigos, que han sido de gran apoyo durante toda nuestra carrera profesional y que de alguna forma nos ayudaron a alcanzar nuestras metas y propósitos.

Andrea Carolina Jaramillo Chicaíza

DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por: Jairo Gabriel García Mendoza, Andrea Carolina Jaramillo Chicaíza y el patrimonio intelectual del mismo, es propiedad de la Facultad de Ciencias Naturales y Matemáticas de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL".

Jairo Gabriel García Mendoza

Andrea Carolina Jaramillo Chicaíza

RESUMEN

El presente proyecto tuvo como finalidad el diseño y construcción de un sistema de distribución de vapor, el redimensionamiento, reubicación e instalación de nuevas tuberías de vapor con aislamiento térmico a todos los equipos del Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Facultad de Matemática y Ciencias Naturales de la ESPOL, que usan como como medio de calentamiento el vapor de agua saturado. Una de las problemáticas que se han presentado constantemente desde la instalación y puesta en marcha de la caldera, ha sido sin duda el poco control sobre los flujos de vapor en los ramales de alimentación de los equipos de transferencia de calor. Como consecuencia, se generaba una poca estabilidad en las presiones del sistema. Además, se presentaban considerables pérdidas de calor, producto de los mecanismos naturales de convección y radiación, por el escaso o nulo aislamiento térmico en las tuberías.

El sistema de distribución de vapor y el conjunto de tuberías construido fue diseñado considerando la Instrucción Técnica Complementaria MIE- AP2 del Reglamento de Aparatos a Presión de la empresa británica Spirax-Sarco. Para el análisis y determinación de posibles daños estructurales en el sistema al trabajar con altas presiones, se consideró el análisis de elementos finitos (FEA; Finite Element Analysis) con el uso de la herramienta informática *Autodesk Inventor 2016.* Para ello, se consideraron los espesores, materiales y la geometría del cabezal de distribución.

Con los análisis y cálculos, de acuerdo a las correspondientes gráficas y ecuaciones, se pudieron determinar las dimensiones del cabezal de distribución, así como las tuberías adecuadas para el sistema. La red de distribución utilizó tuberías ANSI cédula 40 de 1, ½ y ¾ de pulgada, y el distribuidor de vapor tuvo un volumen promedio de almacenamiento de 4663,75 $inch^3$. El aislamiento, seleccionado de acuerdo a las características y requerimientos del sistema, fueron cañuelas de lana de vidrio cubiertas con láminas de aluminio de 0,4mm de espesor.

Con la puesta en marcha del distribuidor, se pudo apreciar una disminución considerable de las pérdidas de calor en el sistema, estabilidad de las presiones y flujos de vapor. También, la entrega de vapor a cada equipo fue posible con las adecuadas válvulas instaladas, pudiendo así realizarse cambios en las presiones de trabajo de los diferentes equipos, estando en operación la caldera.

Palabras Clave: *Distribuidor, aislamiento térmico, vapor saturado, caldera, convección, radiación, presión, análisis de elementos finitos, válvulas.*

ABSTRACT

(Revisa la traducción con los acmbios propuestos)

This project had as purpose the design and construction of a steam distributor as well as the re dimensioning, relocation and installation of steam pipes with the proper shield to all the machines, found at the Unit Operations Laboratory of the Mathematics and Natural Sciences School of the ESPOL, that use saturated water steam as an impulse force. One of the problems that have been seen in the lab since the installation and functioning of the cauldron, has been the little or no control over the steam flows in the feeding lines of the devices of heat transfer. As a result, there was no stability of the pressure of the system. Also there were considerable heat losses, due to natural mechanisms of convection and radiation, because of the little or no thermal shield in the pipes. The steam distribution system and pipes were designed and built according to the Complementary Technique Instruction MIE- AP2 of the Pressure Devices Regulation by Spirax Sarco British manufacturer. For analyzing and determining possible structural failures in the steam distributor while working with high pressures we used the finite element analysis (FEA) presented by the informatics tool Autodesk Inventor 2016. Therefore, the thickness, material and the geometry of the distribution head had to be considered.

With the analysis and calculations according to corresponding diagrams, charts and equations, we could determine the dimensions of the steam distributor which occupies a volume of, as well as the proper piping dimensions of the network. The overall pipe system was of ANSI pipes ced.40 of 1, ½ and ¾ inches and the steam distributor had a storage volume of approximately 4663,75 $inch^3$. The shield, selected according to the characteristics and requirements of the system, was glass wool covered with aluminum paper of 0,4mm thickness.

With the startup of the manifold, we could see a considerable decrease in the heat loss of the system, stability in the pressures and steam flows. Also, the pressure regulation for all the devices and the control of amount of steam given, was now possible with the valves present in the steam distributor and pipes.

Keywords: *Shield, steam, cauldron, convection, radiation, pressure, infinite element analysis, valves, glass wool.*

ÍNDICE GENERAL

AGRADECIMIENTOS ..... **II**

DEDICATORIA ..... **III**

DECLARACIÓN EXPRESA ..... **IV**

RESUMEN ..... **V**

ABSTRACT ..... **VII**

ABREVIATURAS **11**

ÍNDICE DE FIGURAS **13**

ÍNDICE DE TABLAS **16**

ÍNDICE DE ANEXOS **18**

CAPÍTULO 1 ..... **19**

1. INTRODUCCIÓN 19

1.1. Descripción del problema. *19*

1.2. Objetivos *21*

1.3 MARCO TEÓRICO *21*

CAPÍTULO 2 ..... **50**

METODOLOGÍA DE DISEÑO **50**

2.1 DIMENSIONAMIENTO DEL DISTRIBUIDOR Y TUBERÍAS DE VAPOR 50

2.1.1 DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE TUBERÍAS 50

2.1.2 DISTRIBUIDOR DE VAPOR 61

2.2 AISLAMIENTO DEL SISTEMA 64

2.2.1 DETERMINACIÓN DEL ESPESOR DEL AISLANTE (RADIO CRÍTICO) 64

2.3 PÉRDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS 73

2.4 CONSTRUCCIÓN DE CABEZAL DE DISTRIBUCIÓN. 80

2.5 ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS 87

2.5.1 TENSIÓN EN CABEZAL DE DISTRIBUCIÓN 87

2.5.2 ANÁLISIS DE TENSIÓN EN ESTRUCTURA DE SOPORTE DEL MANIFOLD 90

2.6 MANUAL DE OPERACIÓN DE SISTEMA DE VAPOR 92

2.6.1 INSTRUCTIVO RESUMEN PARA LA OPERACIÓN (ARRANQUE) DE LA CALDERA 92

2.6.2 INSTRUCTIVO PARA LA OPERACIÓN DEL DISTRIBUIDOR DE VAPOR. 98

CAPÍTULO 3 99

RESULTADOS Y ANÁLISIS 99

CAPÍTULO 4 110

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES. 110

BIBLIOGRAFÍA 111

ANEXOS 115

ABREVIATURAS

FEA	Finite Element Analysis
mm	Milímetro
Psia	libra-fuerza por pulgada cuadrada absoluta
ANSI	American National Standards Institute
MIG	Metal Inert Gas
Bhp	Boiler horsepower (potencia de la caldera)
Hp	Caballos de Fuerza
npt	National Pipe Thread, 'rosca nacional de tubos'
m	metros
lbs	libras
ft	pies
m/s^2	metros por segundos cuadrados
lb/h	libras por hora
ft^3/lb	pies cúbicos por libra
$pulg^2$	pulgadas cuadradas
pulg	pulgadas
m/s	metros por segundo
$pulg^3/lb$	pulgadas cúbicas por libra
$pulg^3$	pulgadas cúbicas
°F	grados Fahrenheit

°C	grados Celsius
BTU/h.ft.°F	unidad térmica británica por hora. Pie. Fahrenheit
$BTU/h.ft^2.°F$	unidad térmica británica por hora. Pie cuadrado. Fahrenheit
BTU/h-ft	unidad térmica británica por hora. Pie
ΔP_{100}	caída de presión cada 100 pies de tubería

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura. 1. Sistema básico de Distribución de Vapor 23

Figura. 2. Cabezal de Vapor 25

Figura. 3. Ramal de Vapor 27

Figura. 4. Piernas Colectoras 30

Figura. 5. Separador de vapor 31

Figura. 6. Válvula Bola 34

Figura. 7. Válvula Globo 35

Figura. 8. Válvula Compuerta 36

Figura. 9. Válvula Mariposa 37

Figura. 10. Presión de vapor del agua 39

Figura. 11. Daños Causados por el Golpe de Ariete 43

Figura. 12. Inclinación de las tuberías para evitar el Golpe de Ariete 44

Figura. 13. Método para evitar el Golpe de Ariete por acumulación en tuberías 45

Figura. 14. Aislamiento en tuberías de fluidos calientes 49

Figura. 15. Sección longitudinal y transversal de una tubería 68

Figura. 16. Sección transversal de tubería recubierta de aislamiento. 70

Figura. 17. Pérdidas de calor en tubería con aislamiento 74

Figura. 18. Tubería de 1200mm de longitud con orificios 80

Figura. 19. Tapas laterales del cabezal de distribución. 81

Figura. 20. Tapas laterales del cabezal de distribución. 82

Figura. 21. Soporte del cabezal de distribución 82

Figura. 22. Cabezal de distribución anclado al piso 83

Figura. 23. Tuberías y accesorios de Hierro negro 83

Figura. 24. Válvulas de Globo instaladas en el distribuidor de vapor 84

Figura. 25. Aislamiento de tuberías y distribuidor con lana de vidrio 85

Figura. 26. Elementos constitutivos de distribuidor de vapor del LOPU 86

Figura. 27. Estrés generado por una presión interna de 200 PSI 87

Figura. 28. Tensión de Von Mises estimado por análisis de elemento finito con un estrés generado por una presión interna de 200 PSI 88

Figura. 29. Desplazamiento estimado en X por análisis de elemento finito con un estrés generado por una presión interna de 200 PSI 88

Figura. 30. Desplazamiento estimado en Y por análisis de elemento finito con un estrés generado por una presión interna de 200 PSI 89

Figura. 31. Desplazamiento estimado en Z por análisis de elemento finito con un estrés generado por una presión interna de 200 PSI 89

Figura. 32. Primera deformación principal estimada por analisis de elemento finito con un estrés generado por una presión interna de 200 PSI. 90

Figura. 33. Deformación estimada en mm realizado por análisis de elemento finito con una carga de 100 N en cada tubo 92

Figura. 34. Nivel del tanque de combustible. 93

Figura. 35. Nivel de agua en el tanque de condensado. 93

Figura. 36. Nivel de agua en la caldera 94

Figura. 37. Válvula de alimentación de agua..... 94

Figura. 38. Válvulas de fondo lateral y superior de la caldera .....**¡Error!**

Marcador no definido.

Figura. 39. Válvula de salida de vapor 95

Figura. 40. Interruptor de alimentación de corriente eléctrica..... 95

Figura. 41. Válvula de entrada de vapor al Distribuidor..... 96

Figura. 42. Válvula de alimentación de combustible 96

Figura. 43. interruptor de leva giratorio de la Bomba de Agua. 97

Figura. 44. Interruptor de leva giratorio del Quemador. 97

Figura. 45. Válvula de alimentación de vapor. 98

Figura. 46. Válvulas del cabezal de distribución 98

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla. 1. Dimensiones para colectoras en tuberías principales y ramales 29

Tabla. 2. Propiedades y ventaja del uso de Vapor saturado 40

Tabla. 3. Propiedades y desventajas del vapor sobrecalentado 41

Tabla. 4. Parámetros a considerar en el dimensionamiento de las líneas de tubería. 52

Tabla. 5. Parámetros a considerar para el cálculo de las velocidades de vapor. 53

Tabla. 6. Velocidad de vapor en líneas de tuberías. 55

Tabla. 7. Diámetros y velocidades en líneas de vapor 55

Tabla. 8. Parámetros a considerar para la caída de presión por cada 100ft de tuberías ced.40. 56

Tabla. 9. Corrección de la caída de presión/100ft teórica para las líneas de salida de vapor. 58

Tabla. 10. Datos para la obtención de la caída de presión en las líneas de salida de vapor, proporcional a 100ft de tubería 60

Tabla. 11. Parámetros a considerar para el dimensionamiento del manifold. 62

Tabla. 12. Condiciones de las líneas o equipos para hallar el radio crítico de aislamiento. 65

Tabla. 13. Parámetros medidos para la obtención del espesor teórico de aislamiento. 67

Tabla. 14. Datos utilizados para el cálculo de pérdidas de calor en las tuberías. 76

Tabla. 15. Datos utilizados para el cálculo de pérdidas de calor en las tuberías y equipo. 78

Tabla. 16. Especificaciones técnicas de válvula reductora de presión..... 84

Tabla. 17. Propiedades físicas del material usado en la construcción del soporte del dstribuidor. 90

Tabla. 18. Material usado en la construcción del soporte del distribuidor. 91

Tabla. 19. Válvulas de alimentación de ramales de vapor. 99

Tabla. 20. Dimensionamiento teórico y real de las líneas de vapor saturado. 100

Tabla. 21. Dimensionamiento teórico y real del distribuidor de vapor 100

Tabla. 22. Máxima caída de presión teórica admisible y caída de presión real por cada 100ft de tubería. 101

Tabla. 23. Comparación de pérdidas de calor antes (tuberías no aisladas) y después (tuberías aisladas) de la implementación del proyecto. 101

Tabla. 24. Resumen de análisis de tensión por Autodesk Inventor 105

Tabla. 25. Resumen de análisis de la estructura de soporte del manifold por Autodesk Inventor 108

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo. 1. Distribución de tuberías de vapor previo al rediseño y redimensionamiento. 115

Anexo. 2. Soldadura de neplos y cabezal de distribución. 115

Anexo. 3. Cabezal de distribución anclado en el laboratorio de operaciones unitarias. 116

Anexo. 4. Limpieza de cordones de soldadura. 116

Anexo. 5. Aislamiento de Cabezal de distribución. 116

Anexo. 6. Aislamiento de tuberías de vapor. 117

Anexo. 7. Instalación de válvula reguladora de presión. 117

Anexo. 8. Pruebas de fugas en el sistema de distribución de vapor. 117

Anexo. 9. Partes y piezas del Cabezal de distribución. 118

Anexo. 10. Plano de cabezal de distribución 119

Anexo. 11. Características de Acero AISI 4340 120

Anexo. 12. Dimensiones de Tubería de Acero (IPS) 121

Anexo. 13. Caída de presión en tubería de cédula 40 122

Anexo. 14. Gráfico de velocidad de vapor 123

Anexo. 15. Propiedades de Vapor Saturado 124

Anexo. 16. Transferencia de calor por convección y radiación de tubos horizontales a temperatura t_1 del aire a 70°F. 125

Anexo. 17. Especificaciones técnicas de la caldera 126

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Descripción del problema.

El laboratorio de operaciones unitarias de la ESPOL cuenta con 16 equipos de uso didáctico y pruebas piloto para los estudiantes de la Carrera de Ingeniería Química, de los cuales el 32% utilizan vapor de agua saturado para su funcionamiento, vapor que es generado por una caldera de 15 BHP.

El mal diseño de la red de tuberías de vapor, sumado al poco aislamiento térmico de las mismas, provoca un aumento considerable del condesado. Esto ocasiona la disminución del calor latente entregado a los equipos debido a la pérdida de calor por efectos de la radiación y convección desde las tuberías que son considerablemente más calientes hacia el aire circundante. El calor latente posee tres veces más energía que el calor sensible, motivo por el cual tener un vapor con el mínimo de humedad es imperativo para maximizar la eficiencia de los equipos. Este problema provoca un mayor consumo de combustible en la caldera que es usado para la producción de vapor.

La presión de trabajo de la caldera desde su montaje y operación había sido regulada por un manómetro de bulbo de mercurio para todos los equipos, sin considerar la presión específica de trabajo de cada uno. La caldera actualmente suministra de vapor a: una columna de destilación de platos perforados, un intercambiador de calor de tubos concéntricos, intercambiador de calor de carcasa y tubos, un secador de bandejas y un evaporador de simple efecto

La caldera se pensó inicialmente para abastecer los requerimientos de vapor de dos equipos, no obstante, con el paso de los años, estudiantes han ido diseñando y construyendo equipos que usan como fuente de calor, el vapor producido por la caldera. Las instalaciones realizadas para dotar de vapor a cada uno de los equipos no se las había realizado de forma técnica y se encontraban sub dimensionadas en su totalidad, provocando mayores riesgos de erosión, golpe de ariete, aumento de la velocidad y caída de presión, y menor volumen de vapor en el punto de destino.

1.2. Objetivos

1.2.1 Objetivo General.

- Diseñar y construir un apropiado sistema de distribución de vapor para el laboratorio de operaciones unitarias de la ESPOL.

1.2.2 Objetivos Específicos.

- Dimensionar un distribuidor de vapor considerando la Instrucción Técnica Complementaria MIE- AP2 del Reglamento de Aparatos a Presión, siguiendo la guía técnica de la acreditada empresa británica Spirax-Sarco
- Redimensionar, reubicar e instalar la nueva red de tuberías de vapor
- Identificar todos los puntos del sistema que generan mayores pérdidas energéticas.
- Implementar un aislamiento térmico adecuado a las tuberías de vapor.

1.3 MARCO TEÓRICO

1.3.1 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

El fundamento de la distribución es conducir el vapor saturado generado por la caldera, hasta los puntos de consumo, mediante una red de tuberías de diámetros apropiados a la demanda.

Es importante recalcar que la entalpía a temperatura constante es dirigida con una caída de presión, lo cual define las características de la red de distribución de vapor. Esto ocasiona que en las redes existan diferencias de presiones, conllevando a un flujo sin la necesidad de instalaciones de bombas, reduciendo los costos de los mismos y el mantenimiento. (Rodríguez & Rubio, 2014)

En conclusión, un sistema de distribución de vapor encierra a todos los equipos, tuberías y accesorio que nos ayuda a dirigir el vapor; desde la caldera a los sitios en donde se requiera la energía calorífica.

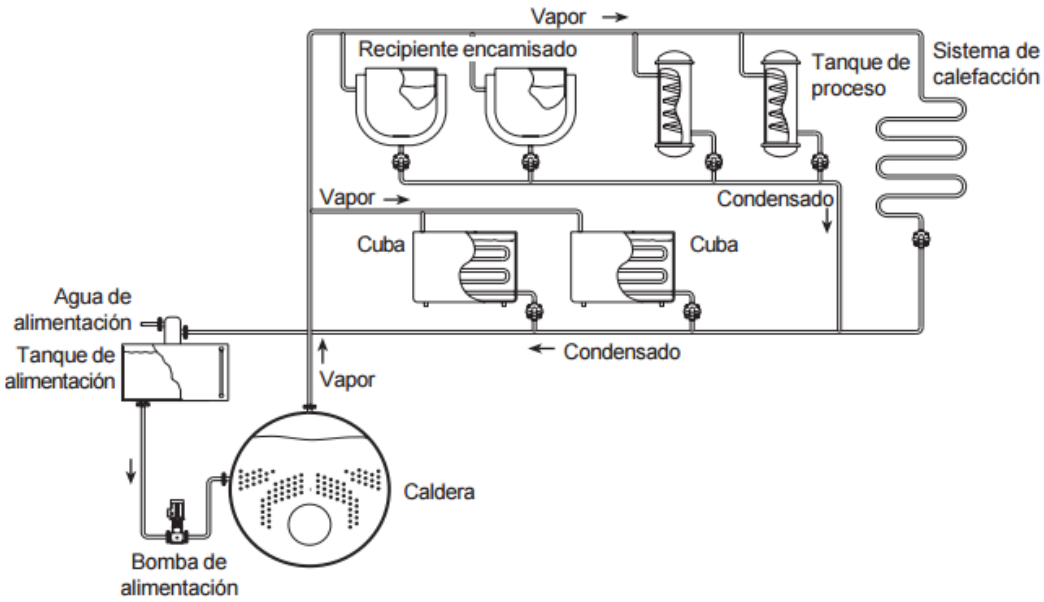


Figura. 1. *Sistema básico de Distribución de Vapor*

Fuente: Guía de Referencia, Distribución de Vapor SplraxSarco, 2015.

Recuperado de:

http://jrguezs.webs.ull.es/tecnologia/tema2/distrib_vapor.pdf

Para obtener el máximo rendimiento del sistema de distribución es necesario tomar en consideración los siguientes puntos. (Fonseca, 2011):

- Presión
- Cabezales
- Tuberías principales de vapor
- Tuberías ramales de vapor
- Colector
- Separador de vapor
- Pérdida de calor en la red

1.3.2 PRESIÓN

Se debe de tomar en cuenta la caída de presión que se ejerce en el sistema por las tuberías, codos, válvulas, entre otros accesorios. La mencionada caída de presión no debe exceder a un 5% de la presión de trabajo que realiza la caldera para las diferentes líneas.

En otras palabras, es necesario que la caldera opere a una presión mayor a la esperada al final de las líneas de vapor y de esta manera poder reducir la caída de presión a lo largo de la tubería, además de disminuir pérdidas económicas. (Fonseca, 2011)

1.3.3 CABEZALES

Un cabezal se refiere a una tubería madre de distribución de vapor, ya que recibe vapor de una o diversas calderas al mismo tiempo. (Guevara, 2013)

La alimentación del vapor comúnmente es alimentada desde la parte superior y a su vez este alimenta a las tuberías principales del distribuidor.

En el cabezal se requiere utilizar una trampa de vapor para que de esta forma se evite que sustancias inestables antes de su distribución sean removidas del vapor. (doc. Capitulo III) (Arias, 2011)

Además, el cabezal absorbe gran parte de la caída de presión en la red, lo que permite conservar que la presión sea continua.



Figura. 2. *Cabezal de Vapor*

Fuente: Arias, 2011, **Recuperado de:**

https://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/14709/9/CAPITULO%20III.doc.

Una forma de obtener la aproximación del diámetro del cabezal es mediante la ecuación siguiente: (Fonseca, 2011)

$$\emptyset T = \sqrt{\sum(\emptyset_i)^2} \qquad \text{(Ecuación 1)}$$

Donde, $\emptyset_i$ es el diámetro de cada una de las tuberías conectadas al cabezal.

1.3.4 TUBERIAS PRINCIPALES Y RAMALES DE VAPOR

Las tuberías principales, son aquellas que se encargan de transportar el vapor que genera la caldera hacia los diferentes lugares en donde se

encuentran los equipos que requieren la utilización de vapor. Por otro lado, las tuberías secundarias o también llamadas ramales son las que toman el vapor de las tuberías principales y lo lleva hacia un equipo en específico. (Fonseca, 2011) (Guevara, 2013) (Arias, 2011)

Se debe de evitar la acumulación del condesado en todos los puntos del sistema; por lo cual el diseño requiere cumplir con esta condición. (Guevara, 2013)

El procedimiento para la selección del diámetro de las tuberías se determina mediante el uso de tablas de presión y velocidad a las que se encontrará el vapor. (Fonseca, 2011). Y para conocer el material de las tuberías se requerirá utilizar materiales de acuerdo a reconocidas normas internacionales y cuyas características tanto de presión como temperatura sean similares a las que se va a operar el sistema. (SplraxSarco, 2015)

Para la instalación de los ramales de vapor, el acceso de las tuberías de vapor deben ser desde la parte superior puesto que al tomar por la parte lateral o inferior no solo tomará vapor sino también el condensado que se deposita en el segmento inferior de la tubería. (Arias, 2011)

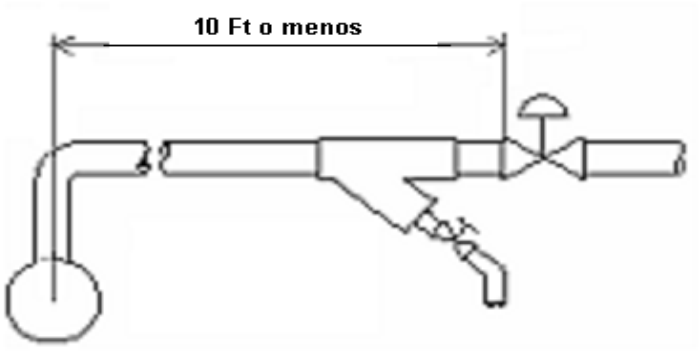


Figura. 3. *Ramal de Vapor*

Fuente: Arias, 2011,

Recuperado de: https://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/14709/9/CAPITULO%20III.doc.

Es importante mencionar que aquellas tuberías que estén colocadas a nivel del piso deberán instalarse en canales protegidos por materiales no combustibles. Además, dichas tuberías deben estar de forma accesibles para una correcta inspección de las mismas, y de esta manera evitar inconvenientes por deterioros debido al uso. (SplraxSarco, 2015)

1.3.5 COLECTOR

Tiene como función principal el drenar el condensado mediante gravedad del vapor que fluye a una elevada velocidad. Esto ayuda a que la presión diferencial sea capaz de liberar el condenado a través de una trampa de vapor. (Arias, 2011)

Así mismo, es importarte recalcar que la acumulación del condensado en las líneas de vapor genera golpe de ariete al circular el vapor, originando olas al toparse con el condensado. Si existe demasiada acumulación del condensado, el vapor a velocidades elevadas lo empujará, causando un tapón de agua que crecerá al empujar el líquido ubicado frente a él. (Fonseca, 2011)

Para determinar el diámetro del colector es necesario calcular la velocidad del vapor no superior a 5 – 10 m/s bajo las condiciones de la carga. Una velocidad baja permite que precipite la humedad arrastrada. (SplraxSarco, 2015)

El dimensionamiento de piernas colectoras es una parte fundamental para el diseño del sistema de distribución, y para esto nos podemos guiar mediante la siguiente tabla, en la que especifica la longitud y el diámetro de la pierna colectora.

Tabla. 1. *Dimensiones para colectoras en tuberías principales y ramales*

M	D	H	
Tamaño de la Tubería Principal de Vapor (in)	Diámetro de la Pierna Colectora (in)	Longitud de pierna Colectora (in)	
		Precalentamiento Supervisado	Precalentamiento Automático
½	½	10	28
¾	¾	10	28
1	1	10	28
2	2	10	28
3	3	10	28
4	4	10	28
6	4	10	28
8	4	12	28
10	6	15	28
12	6	18	28
14	8	21	28
16	8	24	28
18	10	27	28
20	10	30	30
24	12	36	36

Fuente: Arias R., 2011

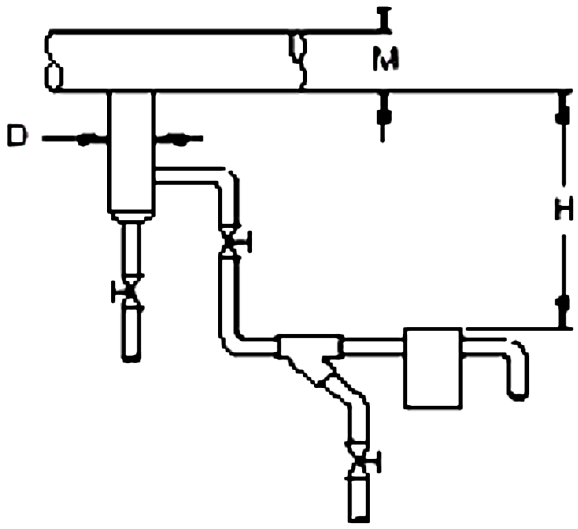


Figura. 4. *Piernas Colectoras*

Fuente: Arias, 2011, Recuperado de: https://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/14709/9/CAPITULO%20III.doc.

SEPARADOR DE VAPOR

Cumple casi la misma función que las colectoras, ya que, extraen el condensado. Su diseño se basa principalmente en eliminar partículas de condensado, los cuales son arrastrados hacia los lugares de consumo a lo largo de toda la red de distribución.

Este accesorio es importante, debido a que, permite que maquinarias sensibles a la presencia de vapor húmedo no sufran daños. También son ubicados en tuberías de vapor secundarios o también llamados ramales, puesto que tienen gran cantidad de condensado, lo cual se debe separar.

Para conocer la eficiencia de un separador se debe tomar en cuenta el peso del agua separado con respecto al peso total del agua en la tubería. (Arias, 2011)

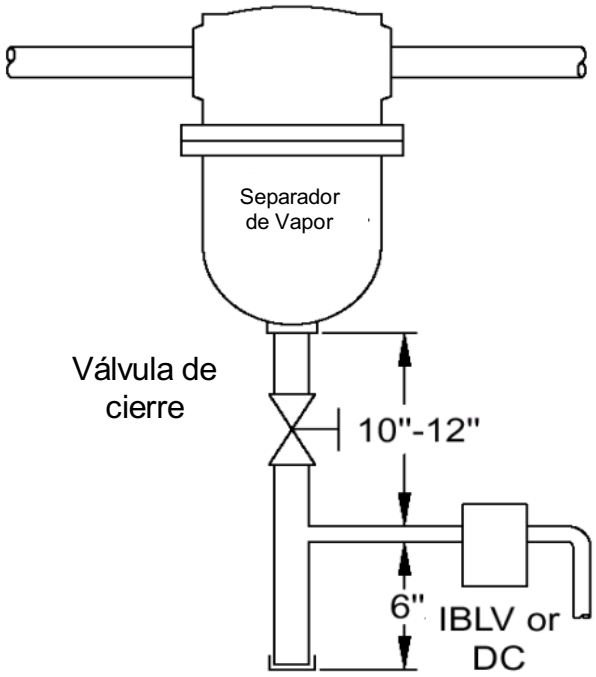


Figura. 5. *Separador de vapor*

Fuente: Arias, 2011, **Recuperado de:**

https://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/14709/9/CAPITULO%20III.doc.

1.3.6 PÉRDIDA DE CALOR EN LA RED

En todas las tuberías existe transferencia de calor con el ambiente debido a la radiación, ocasionando que parte del vapor se transforme en agua; y de esta manera provoque pérdidas de presión y temperatura, produciendo que el título de vapor disminuya. Este problema conlleva la utilización de aislante térmico, ya que de esta manera se reducirá la pérdida de energía de la transferencia de calor.

Para la selección de los aislamientos, es importante recalcar que el rendimiento depende de la densidad del elemento aislante y la temperatura de superficie limitante, el contenido de humedad, la porosidad del material, las vibraciones mecánicas a las que están expuestas y la resistencia de las acciones de las cargas y los choques térmicos. (Fonseca, 2011)

Normalmente los elementos aislantes se fundamentan en minúsculas células de aires, situadas en una base de material tales como fibra de vidrio o lana mineral, los cuales se protegen con placas de aluminio. Además, es importante tener en cuenta que el elemento aislante no esté aplastado o quede inundado de agua, puesto que las pérdidas pueden ser 50 veces mayor a las expuestas al aire.

Así mismo es recomendable aislar válvulas, separadores, bridas, entre otros accesorios, y para esto existen fundas aislantes prefabricadas,

que contienen cierras que ayudan a desmontar con facilidad dichos materiales. (SplraxSarco, 2015)

1.3.7 VÁLVULAS

Este accesorio es muy esencial, puesto que nos ayuda a regular y controlar el flujo en una tubería; ya sea desde la válvula totalmente cerrada pasando por las posiciones intermedias hasta llegar a tenerla totalmente abierta. (Villacrés, 2008)

Existen varios tipos de válvulas, pero las manuales y más comunes para los sistemas de vapor son:

- Válvula de bola
- Válvula de globo
- Válvula de compuerta
- Válvula de mariposa

1.3.7.1 VÁLVULA DE BOLA

La apertura y el cierre de estas válvulas son muy sencillas, puesto que solo se requiere girar la manivela 90º.

En este tipo de válvulas la caída de presión es despreciable cuando está completamente abierta, y se debe a que la apertura de la válvula y el interior de la tubería tienen el mimo tamaño. (wikispaces, 2016) Otra

particularidad que tiene estas válvulas es que el riesgo de fuga es mínimo, ya que el eje de la válvula solo tiene un giro de 90°. (TLV., Válvulas, 2016)

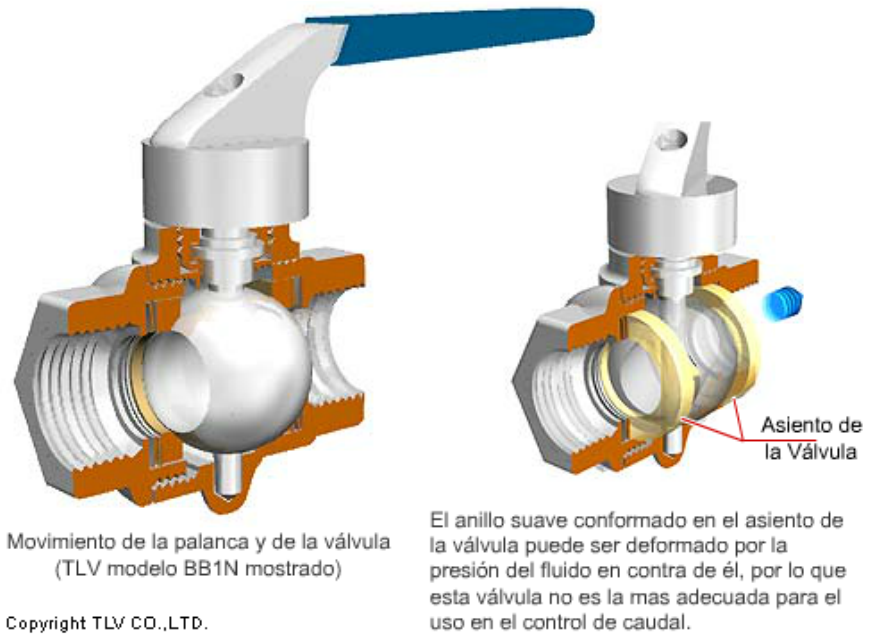


Figura. 6. *Válvula Bola*

Fuente: TLV., Válvulas, 2016. **Recuperado de:**

http://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/types-of-valves.html

1.3.7.2 VÁLVULA DE GLOBO

Este tipo de válvulas son excelentes para un buen control de caudal y el control On-Off. La caída de presión es mayor en comparación de otras

válvulas, debido a que la ruta de circulación es en forma de ‘’S’’. (TLV., Válvulas, 2016)



Figura. 7. *Válvula Globo*

Fuente: TLV., Válvulas, 2016. **Recuperado de:**

http://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/types-of-valves.html

1.3.7.3 VÁLVULA DE COMPUERTA

El diseño de estas válvulas no permite ser utilizadas para regular el flujo, lo que quiere decir que trabajan con apertura y cierres completo, de tal manera que se evite el desgastamiento del asiento y la cuña (parte interior de la válvula) y evadir la presencia de fugas. (ETF, Válvulas de compuertas, 2015)

La caída de presión cuando se encuentra totalmente abierta es mínima, ya que la abertura de la válvula y la tubería tienen el mismo diámetro. (wikispaces, 2016)

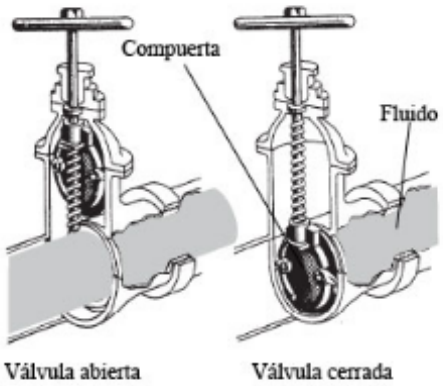


Figura. 8. Válvula Compuerta

Fuente: Wikispaces, 2015. **Recuperado de:**

http://procesosbio.wikispaces.com/Valvulas

1.3.7.4 VÁLVULA DE MARIPOSA

Usualmente son aplicadas para trabajar a baja presión, además sirven como regulador de flujo, aunque no es tan recomendable. Su cierre y apertura es rápida, debido a que su giro es de ¼. También, suelen ser utilizadas para fluidos corrosivos como ácidos y otros tipos dependiendo la temperatura y presión en la que se opere el proceso. (ETF, Válvulas Mariposa, 2015)

La caída de presión en estas válvulas es levemente superior a las válvulas de bola o compuerta, pero inferior a la de globo, ya que tiene una sección libre de obstáculos. (wikispaces, 2016)



Figura. 9. Válvula Mariposa

Fuente: ETF, Válvulas Mariposa, 2015. Recuperado de:

http://www.valvulasymedidores.com/

1.3.8 VAPOR

Se refiere al vapor de agua, aquel que es producido al calentar el agua a 100^{o}C y a presión atmosférica, que tiende a condensarse a temperatura constante por presurización. (Villacrés, 2008)

Además, es importante recordar que la presión es proporcional a la temperatura de ebullición del agua, es decir que a mayor presión mayor temperatura y viceversa, a menor presión menor temperatura, según la ley de Boyle-Mariotte.

Para entrar más a fondo hay q recordar ciertos conceptos como:

- Presión y Temperatura de vapor
- Tipos de vapor
  - Vapor Saturado
  - Vapor Sobrecalentado
  - Vapor humedo
- Ciclo de vapor

1.3.9 PRESIÓN Y TEMPERATURA DE VAPOR

La presión de vapor o también llamada presión de saturación es aquella temperatura a la cual la fase líquida y vapor se hallan en equilibrio (Ecuared, 2016), además únicamente depende la temperatura, mas no del volumen; lo que quiere decir, que un depósito que contenga en equilibrio líquido y vapor a temperatura constante, la presión va hacer independiente a la cantidad de líquido y de vapor presente en el recipiente. (Franco, 2010)

Cabe recalcar que, la presión de vapor y la temperatura no son lineales. En el agua la presión del vapor aumenta más rápido que la temperatura del sistema (Jaramillo, 2007)

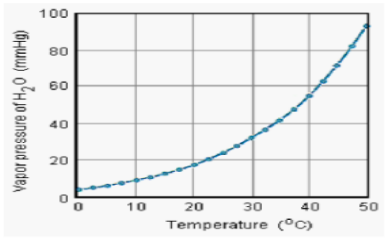


Figura. 10. Presión de vapor del agua

Fuente: Jaramillo, 2007. **Recuperado de:**

http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/Liquid3/node6.html

Existen factores que son dependientes a la presión de vapor y estos son: la naturaleza del líquido y la temperatura.

Para las líneas de distribución de vapor es importante el control de la presión y temperatura, debido a que, si hay un exceso de presión, esta perjudica a las tuberías ocasionándoles desgastes prematuros, también podría generar elevadas pérdidas de energía, lo cual es una desventaja en los procesos. Por esta razón se recomienda analizar la mejor presión a la que podría operar la red de distribución de tal manera que no afecte a los equipos que sean alimentados del vapor transportado por las líneas de distribución. (Ecuared, 2016)

1.3.10 TIPO DE VAPOR

- Vapor Saturado: Se refiere a la presión y temperatura a la cual el vapor y el líquido coexisten. (TLV., Tipos de vapor de Agua, 2016)

Este tipo de vapor tienen varias ventajas dependiendo de sus propiedades y estas se menciona en la siguiente tabla:

Tabla. 2. Propiedades y ventaja del uso de Vapor saturado

Propiedades	Ventajas
Calor equitativo mediante la transferencia de calor latente y rapidez	Incrementa la productividad y la calidad del producto
La Temperatura es controlada mediante la presión	Se establece rápida y precisamente la temperatura
Elevado coeficiente de transferencia de calor	Área de transferencia de calor requerida es menor, disminuye coste inicial del equipo
Se origina del agua	Seguro, limpio y de bajo coste

Fuente: TLV., Tipos de vapor de Agua, 2016

- Vapor Húmedo: La producción de vapor mediante caldera, normalmente lleva consigo partículas de agua que son arrastradas a la red de distribución de vapor, a ese fluido transportado se lo llama vapor húmedo.

El porcentaje de humedad debe ser mínimo, generalmente el contenido del mismo es de 3 a un 5%. Es por esta razón en los distribuidores de vapor se requieren trampas de vapor para eliminar el condensado en las líneas de distribución. (TLV., Tipos de vapor de Agua, 2016)

- Vapor Sobrecalentado: Se lo llama así por el sobrecalentamiento del vapor saturado, y de esta manera conseguir un punto mayor al de saturación. (Fonseca, 2011) Este tipo de vapor contiene mayor temperatura y menor densidad; además no son utilizados para transferencia de calor. (TLV., Tipos de vapor de Agua, 2016)

Tabla. 3. *Propiedades y desventajas del vapor sobrecalentado*

Propiedad	Desventaja
Bajo coeficiente de transferencia de calor	Reduce la productividad
	Se requiere un superficie mayor para la transferencia de calor
Temperatura variable aun a una presión constante	El vapor sobrecalentado requiere mantener una velocidad elevada, de lo contrario la temperatura disminuirá ya que se perderá el calor del sistema

Calor sensible utilizado para la transferencia de calor	Las caídas de temperatura pueden tener un impacto negativo en la calidad del producto
Temperatura extremadamente elevada	Se podrían requerir materiales más fuertes para la construcción de equipos, requiriendo un mayor costo inicial.

Fuente: TLV., Tipos de vapor de Agua, 2016

1.3.11 GOLPE DE ARIETE

Este término se refiere a un choque brusco, producido con las paredes de las tuberías, cuando el movimiento del fluido es modificado violentamente. (Orozco, 2015)

Al ocurrir el llamado golpe de ariete, la presión cambia abruptamente por más de 10MPa en el interior de la tubería. Dicho impacto ocasiona daños severos en las tuberías, equipos, bridas e incluso en las válvulas. (TLV., Golpe de Ariete, 2016)



Figura. 11. Daños Causados por el Golpe de Ariete

Fuente: TLV., Golpe de Ariete, 2016. **Recuperado de:**

http://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/what-is-waterhammer.html

En el distribuidor de vapor, la cavitación ocurre al suministrar por primera vez vapor. El procedimiento mencionado que radica en operar lentamente las válvulas, ayuda si el golpe de ariete es causado por condensado a elevada velocidad, colisionando con las paredes de las tuberías; por lo contrario, no será efectivo si es producido por la condensación súbita del vapor.

Una solución para el golpe de ariete ocasionado por el condensado subido es removerlo de manera apropiada, y esto deberá ser mediante trampas de vapor para que su remoción sea de forma rápida y completa. Cuando las tuberías no tienen una inclinación correcta, las trampas no funcionarán de manera eficiente, puesto que, el condensado no fluirá hacia ellas, provocando altos niveles de condensados en lugares inesperados. (TLV., Golpe de Ariete en Líneas de Distribución de Vapor, 2016)

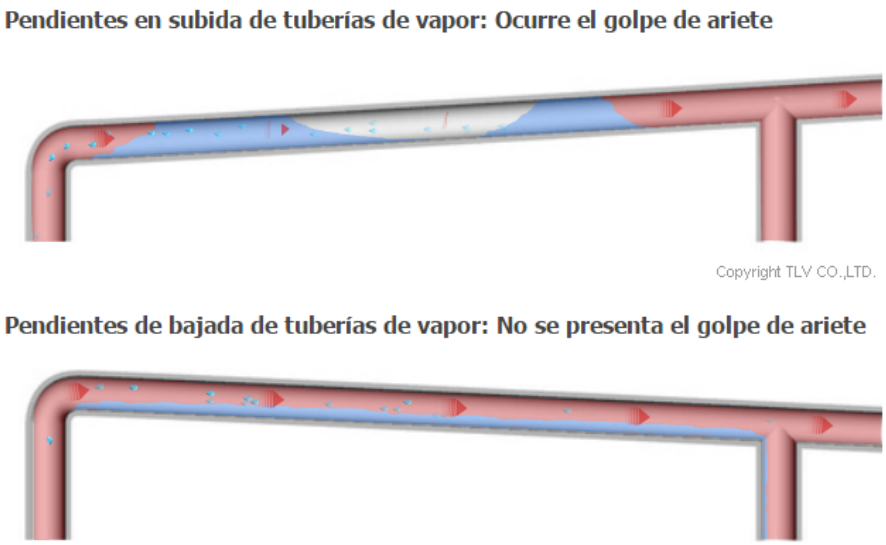


Figura. 12. *Inclinación de las tuberías para evitar el Golpe de Ariete*

Fuente: TLV., Golpe de Ariete en Líneas de Distribución de Vapor, 2016. **Recuperado de:** http://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/waterhammer-steam-distribution-lines.html

Otras posibles causas para una cavitación, se debe a la acumulación del condensado en la culminación de las líneas y para su eliminación, de debe efectuar estudios en las tuberías, de tal manera que se establezca la causa y la solución para el inconveniente.

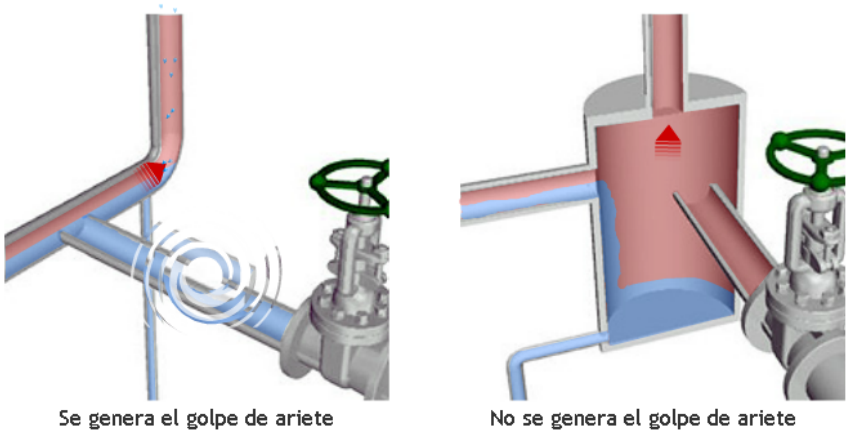


Figura. 13. Método para evitar el Golpe de Ariete por acumulación en tuberías

Fuente: TLV., Golpe de Ariete en Líneas de Distribución de Vapor, 2016. **Recuperado de:** http://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/waterhammer-steam-distribution-lines.html

1.3.12 TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor es un fenómeno muy común en procesos químicos y en diversas industrias. Suele ir acompañada de otras operaciones como son la destilación, secado, evaporación, entre otras. De manera general, en la transferencia de calor se describe el intercambio de calor entre cuerpos de distintas temperaturas, y éste fluye de la región de mayor hacia la región de menor temperatura.

1.3.13 Mecanismos de transferencia de calor

Hay tres mecanismos mediante el cual el calor puede fluir por un gradiente de temperatura. Usualmente la ocurrencia del uno no evita la presencia de los

otros dos, ya que la combinación de dos o los tres a la vez es lo más común en la naturaleza. Dichos mecanismos son la convección, conducción y radiación.

1.3.13.1 Conducción

Se define como la propagación de energía en medios sólidos que están en contacto directo y sujetos a una diferencia de temperatura. Ocurre una transferencia de energía cinética entre las moléculas, sin existir un desplazamiento entre ellas. En este mecanismo no hay transferencia de materia y generalmente ocurre a través de paredes adyacentes. (Pérez)

1.3.13.2 Convección

Este mecanismo se da por el movimiento de una masa de fluido, ya sea líquida o gaseosa. Se puede originar por la circulación de un fluido. Cuando en un mismo sistema que contiene un fluido, hay una diferencia de temperatura, las densidades ya sean del líquido o gas cambian, formándose un patrón de circulación.

1.3.13.3 Radiación

A diferencia de los mecanismos mencionados anteriormente, la radiación no necesita un medio de propagación ya que puede tener lugar en el vacío absoluto. Aquí, un objeto emisor transmite energía en forma de ondas electromagnéticas. Todos los objetos emiten calor pro radiación, y en cuanto mayor sea la temperatura del objeto, mayor será la transferencia de calor. (Pérez)

1.3.14 AISLAMIENTO TÉRMICO

En sistemas de calefacción, la parte más extensa es su red de distribución (tuberías), ya que el vapor puede recorrer largos caminos desde su generación en una caldera hasta los equipos que lo usarán. Durante el recorrido del vapor en las tuberías, ocurren pérdidas de calor por los tres mecanismos de trasmisión de calor: conducción, convección y radiación. La conducción se produce cuando el fluido caliente entra en contacto con la tubería fría, la convección ocurre cuando la tubería entra en contacto con una masa fría de aire y la radiación cuando el calor se pierde al ocurrir una emisión radiante. Además, otro problema que se presenta en las redes de distribución de vapor, consecuencia de las pérdidas de calor, es la formación de condensado y corrosión. (González & Diez, 2015)

Por estas razones, el aislamiento térmico es un requisito indispensable en las tuberías, ya que minimizan las pérdidas de calor a los alrededores y conllevan a un ahorro energético y mayor eficiencia del sistema.

Existe una gran variedad de aislantes que son clasificados y elegidos de acuerdo a su composición química principalmente sin embargo, dependiendo de la aplicación, la rigidez o flexibilidad del material es otro factor a considerar en el momento de elegir el aislante adecuado. No hay que olvidar que el costo del mismo influye mucho en la utilización o no de un aislante. En el momento de seleccionar el aislante adecuado, hay varios factores a considerar. Entre

los más importantes se encuentran: la composición química del material, su reactividad y el costo del mismo. (Soto, 1996)

Actualmente, los aislamientos más usados en la industria son:

Fibra de vidrio de rollos: Es un termoaislante compuesto de una mezcla de arenas fusionadas con alto contenido de sílice. Se fabrican en diversas formas como cañuelas, placas rígidas y semi rígidas dependiendo de su aplicación. Dependiendo de su clasificación, pueden soportan temperaturas de hasta 450 °C.

Lana de roca: Fabricado a partir de rocas tipo basáltica con un alto contenido de alúmino silicatos. De acuerdo a su proceso de elaboración, se pueden clasificar en dos grupos: los que contienen aglutinantes orgánicos, capaces de soportar temperaturas de hasta 928°C, y los que contienen aceites minerales, presentados en forma de colchoneta.

Elastoméricos: Fabricado a partir de la mezcla de resinas espumadas y hules cuya presentación es en tubos perforados u hojas. Utilizado principalmente en estructuras de bajas temperaturas de operación ya que su rango de trabajo está desde -40°C hasta 104°C.

Poliuretano: Fabricado a partir del espumado de polímeros plásticos con contenido de clorofluorocarbonos. Material ligero con excelentes propiedades de resistencia al agua. Al igual que los elastoméricos, es usado en sistemas fríos por su rango de temperaturas de trabajo, que oscila entre los -73°C y 110°C. (Soto, 1996)

Para brindar una mayor seguridad en el área de trabajo y por condiciones estéticas, en las tuberías, los sistemas aislantes son recubiertos por enchapes metálicos como el aluminio.

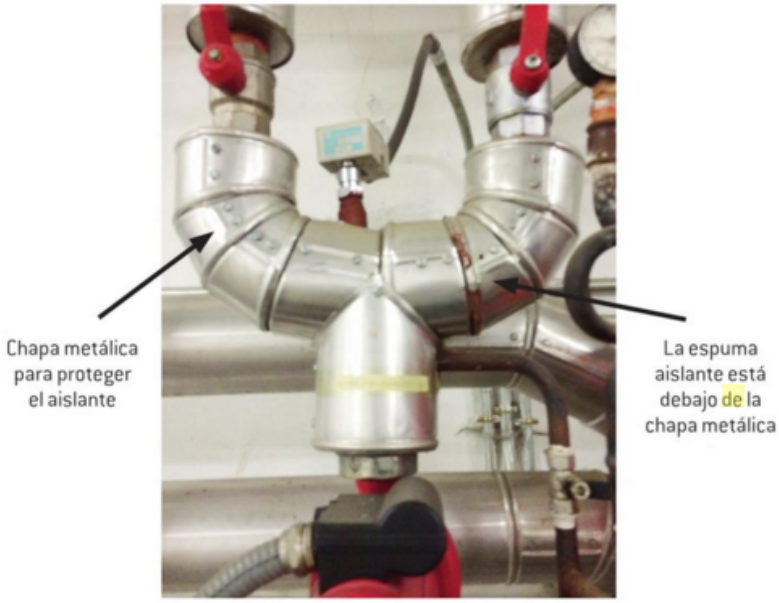


Figura. 14. Aislamiento en tuberías de fluidos calientes

Fuente: González. A, 2015

Recuperado de:

https://books.google.com.ec/books?id=koO5CgAAQBAJ&pg=PA113&dq=importancia%20de%20aislamiento%20en%20tuber%C3%ADas&hl=en&sa=X&ved=0ahUKEwjHx-fzvL_OAhVCGx4KHcvaA5gQ6AEIIzAA#v=onepage&q=importancia%20de%20aislamiento%20en%20tuber%C3%ADas&f=false

CAPÍTULO 2

METODOLOGÍA DE DISEÑO.

2.1 DIMENSIONAMIENTO DEL DISTRIBUIDOR Y TUBERÍAS DE VAPOR

2.1.1 DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE TUBERÍAS

Una adecuada distribución de vapor es el objetivo principal en toda área de trabajo en donde el uso del mismo es indispensable. Por lo que un mal dimensionamiento y diseño del sistema ocasionará que el vapor no llegue a la presión y temperatura deseada para los diferentes equipos, además de pérdidas excesivas de energía que se manifiestan en un alto consumo energético. (Coello, 2005)

Por lo tanto hay que considerar ciertos parámetros, que se mencionarán a continuación, en el momento de dimensionar una red de tuberías.

- El caudal másico, que es la cantidad de vapor que va a circular por las tuberías a dimensionar.
- La presión de vapor que se registra al inicio de la tubería que distribuirá el vapor desde la caldera.

- La máxima caída de presión que se puede admitir en el tramo de tuberías que se va a dimensionar. Hay que recordar que no debe exceder el 20% de la presión máxima en la caldera. Esta caída de presión será dada por todos los tramos rectos, accesorios y válvulas que se vayan a encontrar en el diseño. (Sarco, Normativa Guías de Referencia)

Para la selección de un diámetro adecuado de tuberías hay que tener en cuenta lo siguiente:

- Procurar que la presión del vapor que sale de la caldera no sea muy baja, ya que a menores presiones aumenta el volumen específico del vapor y por consiguiente el diámetro de las tuberías.
- Mayores caudales incrementarán la caída de presión para un tramo determinado de tubería.
- Grandes velocidades aumentan la erosión y generan ruido en las tuberías ya que la velocidad está relacionada con la caída de presión también.
- Potencial aumento de la generación de vapor que se puede dar en un futuro.

Se deben definir la presión de vapor de salida de la caldera y estimar una velocidad de salida del vapor. Además se debe establecer el caudal másico de vapor que circulará por las tuberías.

De acuerdo al *Manual de Sistema de Fluidos de Spirax Sarco*, una óptima velocidad para tuberías de vapor está entre los 5,000- 10,000 ft/min. (Sarco, The Hook Up Book, 2001)

2.1.1.1 CÁLCULOS PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE LAS TUBERÍAS (MÉTODO DE LA VELOCIDAD)

Diámetro de tuberías

Tabla. 4. Parámetros a considerar en el dimensionamiento de las líneas de tubería.

Línea	Presión de vapor (psia)	Velocidad de vapor (ft/min)	Caudal másico (lb/h)
Entrega de vapor	65	8000	500
Intercambiadores de calor	30	9000	200
Evaporador y secador	65	7000	150
Columna de destilación	65	7000	150

Elaborado: Julio, 2016.

1) Usando la gráfica de *Velocidad de vapor* , (Sarco, The Hook Up Book, 2001) adjunta en el anexo 14, se ingresará por la parte inferior izquierda con el caudal másico del vapor que ingresará a las tuberías y se hará un

desplazamiento horizontal derecho hasta interceptar con la presión de vapor que hay a la salida de la caldera.

2) Se subirá verticalmente hasta interceptarse con la línea horizontal de la velocidad de vapor asumida de acuerdo a las recomendaciones del *Manual de Guía de Fluidos de Spirax Sarco* que se ha establecido anteriormente.
3) Se seguirá la intercepción diagonal que hay en ese punto para encontrar el valor de diámetro de tubería recomendado de acuerdo a las condiciones del vapor y de trabajo.

Velocidad del vapor

Tabla. 5. Parámetros a considerar para el cálculo de las velocidades de vapor.

Línea	Caudal másico (lb/h)	Presión de vapor (psia)	Volumen específico (ft^3/lb)	Área de flujo ($pulg^2$)
Entrega de vapor	500	65	5.49	0.864
Intercambiadores de calor	200	30	9.42	0.304
Evaporador y secador	150	65	5.49	0.534
Columna de destilación	150	65	5.49	0.304

Elaborado: Julio, 2016.

Conociendo el caudal másico de vapor que va a circular por la tubería, el volumen específico del vapor a las presiones mencionadas anteriormente en la Tabla 5. y el área de las tuberías, se puede verificar que la velocidad del vapor esté dentro del rango óptimo para las tuberías de vapor con la siguiente ecuación:

$$V = \frac{2.4 Q V_s}{A} \qquad \text{(Ecuación 2)}$$

Nota: Fórmula obtenida del Manual de Diseño de Sistemas de Fluidos, (Sarco-Spirax, 2011)

Donde:

V: velocidad (pies/min)

Q: caudal másico de vapor (lbs/hora)

V_s: volumen específico a la presión de flujo (ft^3/lb)

A: área interna de las tuberías ($pulg^2$)

A partir de la ecuación mostrada, las líneas tendrán una velocidad de vapor de:

Tabla. 6. Velocidad de vapor en líneas de tuberías.

Línea	Cálculo de velocidad	Velocidad (ft/min)
Entrega de vapor	$V = \frac{2.4 * \frac{500\text{lbs}}{\text{h}} * 5.49 \frac{ft^3}{lb}}{0.864 pulg^2}$	8111.11
Intercambiadores de calor	$V = \frac{2.4 * \frac{200\text{lbs}}{\text{h}} * 9.42 \frac{ft^3}{lb}}{0.304 pulg^2}$	10194.79
Evaporador y secador	$V = \frac{2.4 * \frac{150\text{lbs}}{\text{h}} * 5.49 \frac{ft^3}{lb}}{0.534 pulg^2}$	4749.06
Columna de destilación	$V = \frac{2.4 * \frac{150\text{lbs}}{\text{h}} * 5.49 \frac{ft^3}{lb}}{0.304 pulg^2}$	6915.79

Elaborado: Julio, 2016.

De acuerdo a los cálculos realizados, los diámetros adecuados para las líneas de salida de vapor y sus respectivas velocidades fueron los siguientes:

Tabla. 7. Diámetros y velocidades en líneas de vapor

Línea	Diámetro (pulg)	Velocidad (ft/min)
Intercambiadores de calor	½	10194.79
Evaporador y secador	¾	4749.06
Torre de destilación	½	6915.79

Elaborado: Julio, 2016.

2.1.1.2 CÁLCULOS PARA LA CAÍDA DE PRESIÓN EN LAS TUBERÍAS

Caída de presión por 100ft de tubería

Tabla. 8. Parámetros a considerar para la caída de presión por cada 100ft de tuberías ced.40.

Línea	Diámetro (pulg)	Presión de vapor (psi)	Caudal másico (lbs/h)
Entrega de vapor	1	50	500
Intercambiadores de calor	½	15	200
Evaporador y secador	¾	50	150
Torre de destilación	½	50	150

Elaborado: Julio, 2016.

1) Usando el gráfico de *caída de presión en tubería de cédula 40* (Sarco, The Hook Up Book, 2001), adjunta en el anexo 13, se ingresará por la parte inferior con el caudal másico del vapor que ingresará a las tuberías y se

hará un desplazamiento vertical hasta interceptar con el diámetro utilizado de tubería.

2) Se hará un desplazamiento horizontal izquierdo hasta leer el valor de la caída de presión por cada 100ft de tubería.
3) A este valor obtenido, se lo multiplicará por un factor de corrección ya que la presión de vapor presente en ninguna línea es de 100psi.
4) Para hallar el factor, se leerá la presión de vapor de cada línea, ubicada en la parte superior del diagrama y se usará el correspondiente factor de corrección ubicado debajo de cada presión.

   Así, para la línea de entrega de vapor, la caída presión por cada 100ft de tubería es de 6psi por cada 100ft.

   Éste sería el valor si la presión del vapor fuese de 100psi, sin embargo, de acuerdo a la tabla la presión es de 50psi por lo que se debe usar el factor de corrección.

   Para 50psi el factor de corrección es de 1,75 por lo tanto:

$$\frac{caída\ de\ presión}{100ft} = 6psi\ x\ 1{,}75 = 10{,}5psi$$

Para las demás líneas, se utilizó el mismo procedimiento descrito anteriormente.

Tabla. 9. Corrección de la caída de presión/100ft teórica para las líneas de salida de vapor.

Línea	ΔP_{100}(psi) a 100psi	Factor de corrección	ΔP_{100}(psi) corregida
Intercambiadores de calor	4	3.6	4psi x 3.6= 14.4
Evaporador y secador	2	1.75	2psi x 1.75= 3.5
Columna de destilación	3	1.75	3psi x 1.75= 5.25

Elaborado: Julio, 2016.

Hay que indicar que la gráfica utilizada obedece a la ecuación empírica de Darcy-Weisbach que relaciona la pérdida de presión en tuberías a causa de la fricción. (Chow, 1982)

Forma general de la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$hf = \frac{fLV^2}{D2g} \qquad \text{(Ecuación 3)}$$

Nota: Fórmula obtenida del libro de Procesos de Transferencia de Calor (Kern D. , 1999)

Donde:

hf: pérdida de carga debida a la fricción (m)

f: factor de fricción de Darcy (adimensional)

L: longitud de la tubería (m)

D: diámetro de la tubería (m)

V: velocidad media del fluido (m/s)

g: aceleración de la gravedad (m/s^2)

Caída de presión experimental

Para obtener la caída de presión experimental, se procede a tomar la lectura del manómetro presente en el distribuidor (para la tubería de entrega de vapor), y las lecturas de los manómetros presentes en cada equipo (para las tuberías de salida de vapor). La caída de presión será:

$$\Delta P = P_c - P_m \qquad \text{(Ecuación 4)}$$

Donde:

ΔP: Caída de presión (psi)

P_c: Presión manométrica de la caldera (psi)

P_m: Presión de vapor que llega al equipo (psi)

A partir de esta ecuación, la caída de presión experimental que se da en la línea de entrega de vapor es de:

$$\Delta P = 50 - 48 = 2psi$$

Para comprobar si la caída de presión obtenida se encuentra dentro del límite máximo permisible de 10,5psi, se va a considerar la longitud actual de esta

línea cuyo valor es de 18m o 55,77ft. Se encontrará la caída de presión proporcional a 100ft de tubería de la siguiente manera:

$$\frac{2psi}{59{,}05ft} x\ 100ft = 3{,}39psi$$

Se procederá de igual forma para las líneas de salida de vapor presentes en el distribuidor.

Tabla. 10. Datos para la obtención de la caída de presión en las líneas de salida de vapor, proporcional a 100ft de tubería

Línea	Presión manométrica del equipo (psi)	$\Delta P\ (psi)$	Longitud de tubería (ft)	Caída de presión proporcional a 100ft de tubería
Intercambiadores de calor	48	$50 - 48 = 2psi$	30	$\frac{2\text{psi}}{30\text{ft}} \text{x } 100\text{ft} = 6{,}67\text{psi}$
Evaporador y secador	47	$50 - 47 = 3\text{psi}$	52,42	$\frac{3\text{psi}}{52{,}42\text{ft}} \text{x } 100\text{ft} = 5{,}72\text{psi}$
Columna de destilación	47	$50 - 47 = 3\text{psi}$	52,42	$\frac{3\text{psi}}{52{,}42\text{ft}} \text{x } 100\text{ft} = 5{,}72\text{psi}$

Elaborado: Julio, 2016.

2.1.2 DISTRIBUIDOR DE VAPOR

El dimensionamiento del distribuidor fue realizado considerando la *Instrucción Técnica Complementaria MIE- AP2 del Reglamento de Aparatos a Presión.* Por lo tanto, un requisito elemental en el diseño era la implementación de un sistema de purga de condensados para evitar el paso de agua a las tuberías de distribución y por consiguiente a los equipos. (Sarco-Spirax, 2011)

A continuación se mencionarán las especificaciones a tener en cuenta para el dimensionamiento de un distribuidor de vapor:

- Es importante que el diámetro del distribuidor sea calculado en base a una velocidad de vapor no superior a los 10m/s o 2,000ft/min para así ayudar a que la humedad presente se precipite y caiga.
- Las salidas de vapor siempre deben ser colocadas en la parte superior del equipo para asegurar la salida de únicamente vapor seco. Tanto la gravedad como la baja velocidad del vapor en el colector van a asegurar la eliminación de agua en las corrientes de vapor.
- Es importante que toda tubería y equipo que trabaje con fluidos calientes debe de estar diseñada para soportar dilataciones.
- Es importante colocar una purga de vapor en todo colector de vapor, con el objetivo de eliminar el condensado lo antes posible. Este dispositivo debe ser colocado en la parte inferior ya que el condensado siempre será eliminado por gravedad. (Sarco, Normativa Guías de Referencia)

2.1.2.1 CÁLCULOS DEL DIMENSIONAMIENTO DEL DISTRIBUIDOR

1) Se halló el volumen teórico requerido del utilizando el flujo másico del vapor que sale dese la caldera y el volumen específico a la presión del flujo.
2) Al ser el de forma cilíndrica, se halló el largo usando la fórmula de volumen de cilindros. El diámetro interno del fue de 6''. Este valor fue elegido considerando la estética del diseño.

Tabla. 11. Parámetros a considerar para el dimensionamiento del manifold.

Equipo	Manifold
Flujo másico de vapor (lbs/h)	500
Presión de entrada de vapor (psia)	65
Volumen específico (pulg^3/lb)	6.655
Diámetro seleccionado (pulg)	6

Elaborado: Julio, 2016.

Volumen del Distribuidor

$$V = mV_s \qquad \text{(Ecuación 5)}$$

Donde:

V: volumen del Distribuidor ($pulg^3$)

M: masa promedio de almacenamiento de vapor (lbs)

Vs: volumen específico del vapor a la presión de trabajo ($pulg^3$/lb)

Utilizando la información mostrada en la Tabla VII, se procede a calcular el volumen requerido del manifold:

$$V = 200lbs * 6.655 \frac{pulg^3}{lb}$$

$$V = 1\ 331.75\ pulg^3$$

Longitud del Distribuidor

Considerando la geometría cilíndrica de la que el manifold dispondrá, se utilizará la respectiva fórmula de volumen para luego despejar la longitud del manifold de acuerdo a los requerimientos de almacenamiento de vapor. Por lo tanto, se tendrá la siguiente ecuación:

$$h = \frac{V}{\pi r^2} \qquad \text{(Ecuación 6)}$$

Donde:

V: volumen del manifold ($pulg^3$)

r: radio del manifold (pulg)

$$h = \frac{1331.75 pulg^3}{\pi (3pulg)^2}$$

$$h = 58.81 pulg = 1.19 m$$

2.2 AISLAMIENTO DEL SISTEMA

2.2.1 DETERMINACIÓN DEL ESPESOR DEL AISLANTE (RADIO CRÍTICO)

Para definir el espesor del aislamiento, podría parecer que mientras más gruesa sea la capa de aislante, menores serán las pérdidas de calor. Sin embargo, esto solo es aplicable para superficies planas. Para superficies curvas o cilíndricas, a medida que el grosor del aislante aumenta, la superficie de la que el calor debe ser removido por el aire también. Por lo tanto, la pérdida de calor puede aumentar si el área aumenta más rápidamente que la resistencia. (Kern D. , 1999) Es por esta razón, que se debe definir un procedimiento para poder establecer un óptimo de aislamiento a usar en cualquier sistema que no sea plano.

Para poder determinar el espesor del aislante en tuberías, teóricamente se procede a calcular el radio crítico. Este parámetro es medida del radio de un aislante en el que la resistencia del flujo de calor es muy baja. Al colocar un material aislante se debe verificar que el radio externo de este sea mayor al radio critico o que el radio critico sea menor al radio del exterior cilindro, para que cumpla debidamente con su propiedad de aislante. (USCO Ingeniería, s.f.)

Es deseable que el radio crítico sea lo más pequeño posible, de manera que al aplicar el aislante se proporcione una reducción de las pérdidas de calor. Para determinar el espesor del aislante, se deben considerar los siguientes factores:

- El diámetro nominal de la tubería
- Temperatura de operación
- Tipo de fluido y material aislante

En estructuras cilíndricas, el radio crítico está dado por la siguiente expresión:

$$r_{c.r} = \frac{k}{h} \qquad \text{(Ecuación 7)}$$

Nota: Fórmula obtenida del libro de Procesos de Transferencia de Calor (Kern D. , 1999)

Donde:

K: Coeficiente de conductividad térmica en función del material. (BTU/h.ft.°F)

h: Coeficiente de transferencia de calor por convección y radiación en función de la temperatura, fluido y material. (BTU/h.ft^2.°F)

Tabla. 12. Condiciones de las líneas o equipos para hallar el radio crítico de aislamiento.

Línea o equipo	Diámetro externo (pulg)	Radio externo (pulg)	Temperatura de pared externa (°F)	K del aislamiento (BTU/h.ft.°F)
Distribuidor	6.62	3.31	113	0.0225
Entrega de vapor	1.32	0.66	104	0.0225
Intercambiadores de calor	0.84	0.42	104	0.0225
Evaporador y secador	1.05	0.52	104	0.0225
Columna de destilación	0.84	0.42	104	0.0225

Elaborado: Agosto, 2016.

1) Usando la gráfica de *Transferencia de calor por convección y radiación de tubos horizontales de temperatura t1 del aire a 70°F* (Kern D. , 1999), adjunta en el anexo 16, se ingresará por la parte inferior con la diferencia entre la temperatura de la pared externa de cada línea de tubería o equipo y la temperatura ambiente promedio que es de 70°F.
2) Se hace un desplazamiento vertical hasta interceptar con el respectivo diámetro de tubería o equipo y se lee el coeficiente de transferencia de calor por convección y radiación.

3) Una vez obtenido este coeficiente y con el coeficiente de conductividad térmica el aislante a usar, se obtiene el radio crítico para cada sistema, mediante la ecuación 7.

4) Una vez obtenido el radio crítico, se lo resta del radio externo de tubería ubicado en la *Tabla. 12* y el valor absoluto será el espesor de aislamiento óptimo a usar.

Tabla. 13. Parámetros medidos para la obtención del espesor teórico de aislamiento.

Línea o equipo	h (BTU/h.ft^2. °F)	Radio crítico (ft)	Radio crítico (pulg)	Espesor óptimo de aislamiento (pulg)
Distribuidor	1.7	$\frac{0.0225 \text{BTU/h.ft}^2.}{1.7 \text{BTU/h.ft}^2.\text{°F}} = 0.0159$	$0.0159 * \frac{12 pulg}{1 ft} = 0.286$	$\lvert 0.286 - 3.31 \rvert = 2.15$
Entrega de vapor	2.2	$\frac{0.0225 \text{BTU/h.ft}^2.}{2.2 \text{BTU/h.ft}^2.\text{°F}} = 0.0102$	$0.0102 * \frac{12 pulg}{1 ft} = 0.122$	$\lvert 0.122 - 0.66 \rvert = 0.54$
Intercambiadores de calor	2.3	$\frac{0.0225 \text{BTU/h.ft}^2.}{2.3 \text{BTU/h.ft}^2.\text{°F}} = 0.0098$	$0.0098 * \frac{12 pulg}{1 ft} = 0.118$	$\lvert 0.118 - 0.42 \rvert = 0.33$

Evaporador y secador	2.3	$\frac{0.0225\text{BTU/h.ft}^2.}{2.3\text{BTU/h.ft}^2.\text{°F}} = 0.0098$	$0.0098 * \frac{12pulg}{1ft} = 0.118$	$\lvert 0.118 - 0.52 \rvert = 0.42$
Columna de destilación	2.3	$\frac{0.0225\text{BTU/h.ft}^2.}{2.3\text{BTU/h.ft}^2.\text{°F}} = 0.0098$	$0.0098 * \frac{12pulg}{1ft} = 0.118$	$\lvert 0.118 - 0.42 \rvert = 0.33$

Elaborado: Agosto, 2016.

FLUJOS DE CALOR A TRAVÉS DE TUBERÍAS

El flujo de calor, no es más que el paso del calor a lo largo de una trayectoria. Éstas pueden ser una serie de paredes o paredes planas, a través de esferas huecas o a lo largo de cilindros, entre otras. Para éste proyecto, se considerará el flujo del calor a lo largo de tubos.

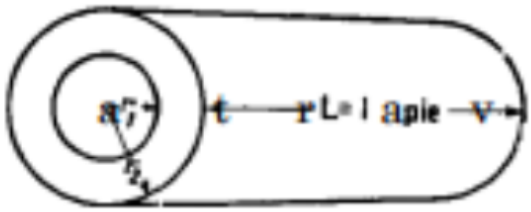


Figura. 15. Sección longitudinal y transversal de una tubería

Fuente: Kern. D, 1999.

Recuperado de:

http://switch2011.upa.edu.mx/biblioteca/Ingenier%C3%ADa/Procesos%20de%20Transferencia%20de%20Calor%20(Donald%20Q.%20Kern).pdf

En base a la *Figura 2* que muestra una tubería de longitud L, el área del recorrido del flujo de calor a través de la pared aumenta con la distancia de la trayectoria desde r_1 a r_2. Hay que considerar que el calor fluye hacia afuera de la tubería. Sabiendo que el área para cualquier cilindro de radio r es $2\pi r$ y que el gradiente de temperatura para el aumento de longitud *dr* es *dt/dr*, el flujo de calor por pie lineal a través de una tubería se

$$q = \frac{2\pi k(T_i - T_o)}{2.3 \log\left(r_o / r_i\right)} \qquad \text{(Ecuación 8)}$$

Nota: Fórmula obtenida del libro de Procesos de Transferencia de Calor (Kern D. , 1999)

Donde:

q: Pérdida de calor por pie lineal (BTU/h)

T_i: Temperatura de saturación de vapor (°F)

T_o: Temperatura de superficie externa (°F)

r_i: Radio interno de tubería (ft)

r_o: Radio externo de tubería (ft)

K: Conductividad térmica del aislamiento 1 (BTU/(h-ft2)(°F/ft))

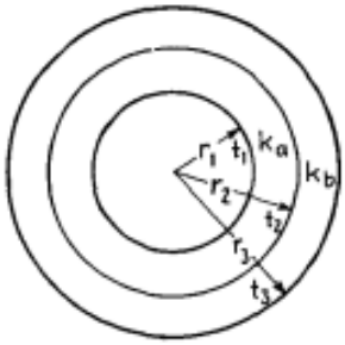


Figura. 16. Sección transversal de tubería recubierta de aislamiento.

Fuente: Kern. D, 1999

Recuperado de:

http://switch2011.upa.edu.mx/biblioteca/Ingenier%C3%ADa/Procesos%20de%20Transferencia%20de%20Calor%20(Donald%20Q.%20Kern).pdf

En el caso de tuberías recubiertas de uno o más aislantes como se observa en la Figura *3*, el flujo de calor por pie lineal estaría dado por la siguiente ecuación:

$$q = \frac{2\pi(T_i - T_o)}{\sum_{capas\ aislantes} \frac{2.3 \log \frac{r_{i+1}}{r_i}}{k_i}} \qquad \text{(Ecuación 8)}$$

Nota: Fórmula obtenida del libro de Procesos de Transferencia de Calor (Kern D. , 1999)

Donde:

q: Pérdida de calor por pie lineal (BTU/h)

T_i: Temperatura de saturación de vapor (°F)

T_o: Temperatura de superficie externa (°F)

r_i: Radio interno (ft)

r_{i+1}: Radio externo (ft)

K_i: Conductividad térmica del aislamiento (BTU/(h-ft^2)(°F/ft))

Cálculo del flujo de calor en tuberías sin aislamiento

Línea de entrega de vapor saturado (1 pulg)

$$q = \frac{2\pi 1.3(281 - 167)°F}{2.3\log\left({}^{1.32}/_{1.049}\right)}$$

q= 4054.68 BTU/h

Líneas de entrada de equipos (½ pulg)

$$q = \frac{2\pi 1.3(281 - 170)°F}{2.3\log\left({}^{0.84}/_{0.622}\right)}$$

q= 3019.43 BTU/h

Cálculo del flujo de calor en tuberías con aislamiento

Línea de entrega de vapor saturado (1 pulg)

$$q = \frac{2\pi(281 - 104)}{\frac{2.3\log\left(^{2.32}/_{1.32}\right)}{0.0225} + \frac{2.3\log\left(^{2.351}/_{2.32}\right)}{0.025}}$$

q= 43.50 BTU/h

Línea de salida a secador y evaporador (¾ pulg)

$$q = \frac{2\pi(281 - 104)}{\frac{2.3\log\left(^{2.05}/_{1.05}\right)}{0.0225} + \frac{2.3\log\left(^{2.081}/_{2.05}\right)}{0.025}}$$

q= 36.71 BTU/h

Línea del secador y evaporador (¾ pulg)

$$q = \frac{2\pi(281 - 104)}{\frac{2.3\log\left(^{2.05}/_{1.05}\right)}{0.0225} + \frac{2.3\log\left(^{2.081}/_{2.05}\right)}{0.025}}$$

q= 36.71 BTU/h

Línea de intercambiadores de calor y torre de destilación (½ pulg)

$$q = \frac{2\pi(281 - 104)}{\frac{2.3\log\left(^{1.84}/_{0.84}\right)}{0.0225} + \frac{2.3\log\left(^{1.871}/_{1.84}\right)}{0.025}}$$

q= 31.35 BTU/h

Cálculo del flujo de calor en el distribuidor de vapor

$$q = \frac{2\pi(281 - 113)}{\frac{2.3\log\left({}^{7.625}/_{6.625}\right)}{0.0225} + \frac{2.3\log\left({}^{7.656}/_{7.625}\right)}{0.025}}$$

q= 684.86 BTU/h

2.3 PÉRDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS

Para poder estimar los flujos de calor en tuberías, se toma como suposición que la temperatura de la superficie externa de la pared se mantiene constante. Sin embargo, la temperatura externa de las paredes no solamente depende de las resistencias empleadas como indica la fórmula, sino también de la atmósfera para remover el calor de la superficie caliente. Cuando un vapor de determinada temperatura t_s circula dentro de una tubería, su principal resistencia será el querer condensarse y ceder su calor a la superficie interna del tubo de temperatura t_s'. Pero esta resistencia será muy insignificante por lo que t_s y t_s' serán consideradas iguales. La siguiente resistencia presente será la tubería. Sin embargo ésta también es insignificante salvo para tuberías gruesas. Por lo tanto, las únicas resistencias considerables para el flujo del calor serán la que proporcione el aislamiento y la resistencia de la atmósfera que rodea a la tubería. Ésta última resistencia ocurre por convección natural del aire del ambiente en conjunto con la radiación. Este efecto combinado de convección y radiación no puede ser representado por el término convencional

de resistencias $R_a = L_a/K_aA$ debido a que la longitud es indeterminada. Por estas razones, se ha desarrollado empíricamente, a través de un coeficiente h_a, una forma de medir esta resistencia producto de la convección y radiación. Este coeficiente recibe el nombre de coeficiente superficial de transferencia de calor o coeficiente combinado de convección y radiación y depende del diámetro de la tubería y de la diferencia de temperatura entre la atmósfera y la superficie externa de la tubería. (Kern D. , 1999)

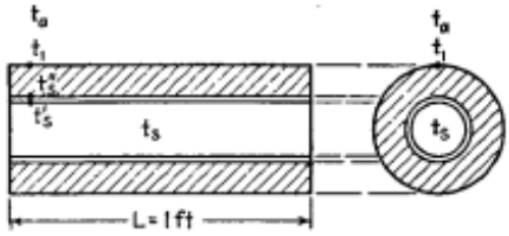


Figura. 17. Pérdidas de calor en tubería con aislamiento

Fuente: Kern. D, 1999.

Recuperado de:

http://switch2011.upa.edu.mx/biblioteca/Ingenier%C3%ADa/Procesos%20de%20Transferencia%20de%20Calor%20(Donald%20Q.%20Kern).pdf

Para tuberías sin aislamiento, las pérdidas de calor pueden ser calculadas mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{Q}{L} = \frac{\pi(T_s - T_a)}{\frac{2.3\log\left({}^{D_2}/_{D_1}\right)}{2k_{m1}} + \frac{1}{h_a D_2}} \qquad \text{(Ecuación 9)}$$

Nota: Fórmula obtenida del libro de Procesos de Transferencia de Calor (Kern D. , 1999)

Donde:

$\frac{Q}{L}$: Pérdida de calor por unidad de longitud (BTU/h-ft)

T_a: Temperatura ambiente (°F)

T_s: Temperatura de saturación de vapor (°F)

D_2: Diámetro externo de la tubería (ft)

D_1: Diámetro interno de la tubería (ft)

K_{m1}: Conductividad térmica del aislamiento (BTU/(h-ft2)(°F/ft))

h_a: Coeficiente combinado de convección y radiación (BTU/h-ft2-°F)

Para tuberías con aislamiento, la ecuación es muy similar, con excepción de que considera las resistencias que proporcionan todos los aislamientos que puedan estar presentes.

$$q = \frac{2\pi(T_s - T_a)}{\sum_{capas\ aislantes} \frac{2.3 \log \frac{r_{i+1}}{r_i}}{k_i} + \frac{1}{h_a r_{i+1}}} \qquad \text{(Ecuación 10)}$$

Nota: Fórmula obtenida del libro de Procesos de Transferencia de Calor (Kern D. , 1999)

Donde:

$\frac{Q}{L}$: Pérdida de calor por unidad de longitud (BTU/h-ft)

T_a: Temperatura ambiente (°F)

T_s: Temperatura de saturación de vapor (°F)

r_i: Radio interno (ft)

r_{i+1}: Radio externo (ft)

K_i: Conductividad térmica del aislamiento (BTU/(h-ft^2)(°F/ft))

h_a: Coeficiente combinado de convección y radiación (BTU/h-ft2-°F)

Cálculo de pérdidas de calor en tuberías sin aislamiento

Tabla. 14. Datos utilizados para el cálculo de pérdidas de calor en las tuberías.

Datos	Tubería 1”	Tubería ½”
T_a (°F)	70	70
T_s (°F)	281	281
D_1 (pulg)	1.049	0.622
D_2 (pulg)	1.32	0.840
K_m	1.3	1.3

Elaborado: Julio, 2016.

1) Usando la gráfica de *Transferencia de calor por convección y radiación de tubos horizontales de temperatura t1 del aire a 70°F* (Kern D. , 1999), adjunta en el anexo 16, se ingresará por la parte inferior con la diferencia entre la temperatura de la pared externa de cada línea de tubería o equipo y la temperatura ambiente promedio que es de 70°F. Las temperaturas de

las paredes fueron estimadas con un termómetro de mercurio convencional.

2) Se hace un desplazamiento vertical hasta interceptar con el respectivo diámetro de tubería y se lee el coeficiente de transferencia de calor por convección y radiación.
3) Una vez obtenido este coeficiente, se procede a hallar las pérdidas de calor mediante la ecuación 8.

Línea de entrega de vapor saturado (1 pulg)

$$\frac{Q}{L} = \frac{\pi(281 - 70)}{\frac{\ln(1.32/1.049)}{2 * 1.3} + \frac{1}{2.2 * 1.32}}$$

$$\frac{Q}{L} = 1342.624 \text{ BTU/h-ft}$$

Líneas de entrada a equipos (½ pulg)

$$\frac{Q}{L} = \frac{\pi(281 - 70)}{\frac{\ln(0.84/0.622)}{2 * 1.3} + \frac{1}{2.3 * 0.84}}$$

$$\frac{Q}{L} = 1046.931 \text{ BTU/h-ft}$$

Cálculo de pérdidas de calor en tuberías con aislamiento

Tabla. 15. Datos utilizados para el cálculo de pérdidas de calor en las tuberías y equipo.

Datos	Tubería 1"	Tubería ¾"	Tubería ½"	Manifold
Ta (°F)	78.8	78.8	78.8	78.8
Ts (°F)	281	281	281	281
D_1 (pulg)	1.32	1.05	0.840	6
D_2 (pulg)	2.32	2.05	1.840	8
D_3 (pulg)	2.35	2.081	1.871	8.031
K_{m1}	0.025	0.025	0.025	0.025
K_{m2}	0.0225	0.0225	0.0225	0.0225
ha	2.2	2.3	2.3	1.97

Elaborado: Julio, 2016.

Para hallar las pérdidas de calor en las tuberías aisladas, hay que seguir los mismos pasos indicados para el cálculo de flujo de calor en tuberías con aislamiento, a diferencia que se empleará la ecuación 9 una vez obtenido el coeficiente de transferencia de calor por convección y radiación.

Línea de entrega de vapor saturado (1 pulg)

$$\frac{Q}{L} = \frac{\pi(281 - 70)}{\frac{\ln(^{2.35}/_{2.32})}{2 * 0.025} + \frac{\ln(^{2.32}/_{1.32})}{2 * 0.0225} + \frac{1}{2.2 * 2.35}}$$

$$\frac{Q}{L} = 41.286 \text{ BTU/h-ft}$$

Línea del secador y evaporador (¾ pulg)

$$\frac{Q}{L} = \frac{\pi(281 - 70)}{\frac{\ln(^{2.081}/_{2.05})}{2 * 0.025} + \frac{\ln(^{2.05}/_{1.05})}{2 * 0.0225} + \frac{1}{2.3 * 2.081}}$$

q= 35.023 BTU/h

Línea de intercambiadores de calor y torre de destilación (½ pulg)

$$\frac{Q}{L} = \frac{\pi(281 - 70)}{\frac{\ln(^{1.871}/_{1.84})}{2 * 0.025} + \frac{\ln(^{1.84}/_{0.84})}{2 * 0.0225} + \frac{1}{2.3 * 1.871}}$$

q= 30.231 BTU/h

Cálculo de pérdidas de calor en el distribuidor de vapor

$$\frac{Q}{L} = \frac{\pi(281 - 70)}{\frac{\ln(^{7.656}/_{7.623})}{2 * 0.025} + \frac{\ln(^{7.625}/_{6.625})}{2 * 0.0225} + \frac{1}{2.3 * 7.656}}$$

q= 95.531 BTU/h

2.4 CONSTRUCCIÓN DE CABEZAL DE DISTRIBUCIÓN.

1. El cabezal de distribución está construido con una tubería cédula 40 de 1200mm AISI4340 de longitud a la que se le realizaron orificios con un taladro de pedestal industrial, cantidades y diámetros que se detallan a continuación:

Número de orificios	Diámetro (pulgadas)
5	3/4
1	1
1	1/2

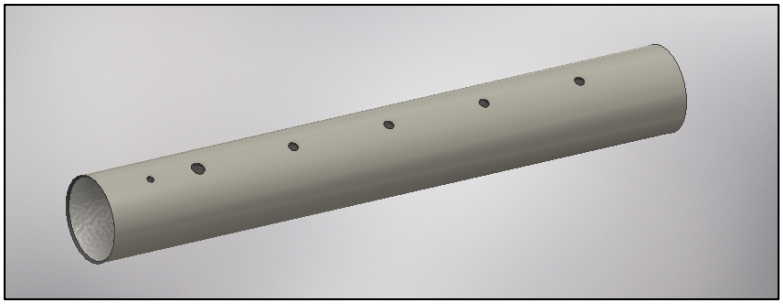


Figura. 18. Tubería de 1200mm de longitud con orificios

Elaborado: agosto, 2016

2. Se realizaron cortes con plasma de las dos tapas laterales del distribuidor de una plancha de 6mm de espesor cada una con su respectivo bisel para posteriormente proceder con la soldadura.

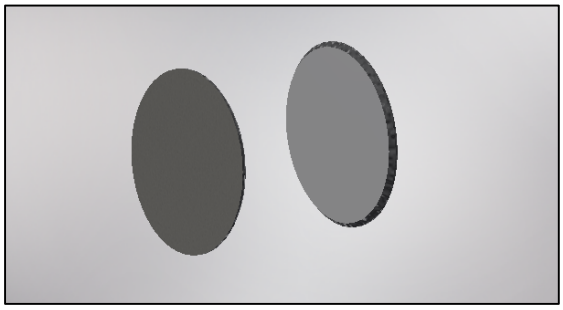


Figura. 19. Tapas laterales del cabezal de distribución.

Elaborado: agosto, 2016

3. Los neplos fueron cortados a la mitad para soldar la parte sin rosca en la tubería de 6 pulgadas.
4. Le realizó la soldada de las tapas y neplos con soldadura UTP 65 52528





Figura. 20. Tapas laterales del cabezal de distribución.

Fuente: Autores, agosto de 2016

5. El soporte para el distribuidor fue construido con tubería cuadrada de acero inoxidable 304 de 2 x 2 y 1,5 x 1,5 pulgadas, con espesor de 2mm.

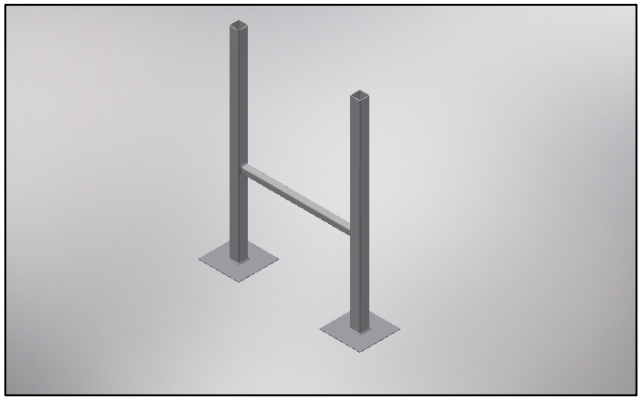


Figura. 21. Soporte del cabezal de distribución

Elaborado: agosto de 2016

6. El cabezal de distribución y el soporte fueron soldados con soldadura MIG para acero inoxidable, y posteriormente anclados al piso del laboratorio de operaciones unitarias con pernos expansores.

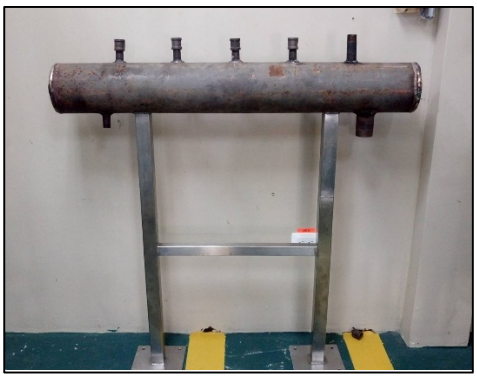


Figura. 22. Cabezal de distribución anclado al piso

Fuente: Autores, agosto de 2016

7. Se instalaron tuberías y accesorios de hierro negro para todo el sistema de distribución de vapor en el laboratorio.



Figura. 23. Tuberías y accesorios de Hierro negro

Fuente: Autores, agosto de 2016

8. Se instaló una reguladora de presión para los intercambiadores de calor de tubos concéntricos - tubos y carcaza, con las siguientes especificaciones técnicas

Tabla. 16. Especificaciones técnicas de válvula reductora de presión

Marca	NEW ARMSTRONG
Modelo	GD-45
Rango de regulación	7-80 PSIG
Máxima presión de entrada	300 PSIG
Máxima temperatura de entrada	450F
Diámetro	1/2” npt
Procedencia	USA

Elaborada: agosto, 2016

9. Para permitir el flujo de vapor se instalaron válvulas de globo de 3/4 y 1 pulgada

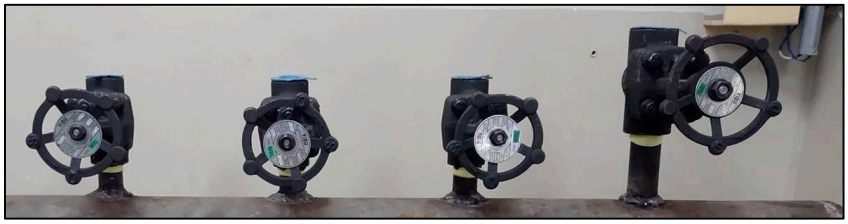


Figura. 24. Válvulas de Globo instaladas en el distribuidor de vapor

Fuente: Autores, agosto de 2016

10. El aislamiento de las tuberías se lo realizó con cañuelas de lana de vidrio y el distribuidor con láminas del mismo material.



Figura. 25. Aislamiento de tuberías y distribuidor con lana de vidrio

Fuente: Autores, agosto de 2016

11. El distribuidor está construido con partes y accesorios que se detallan a continuación:

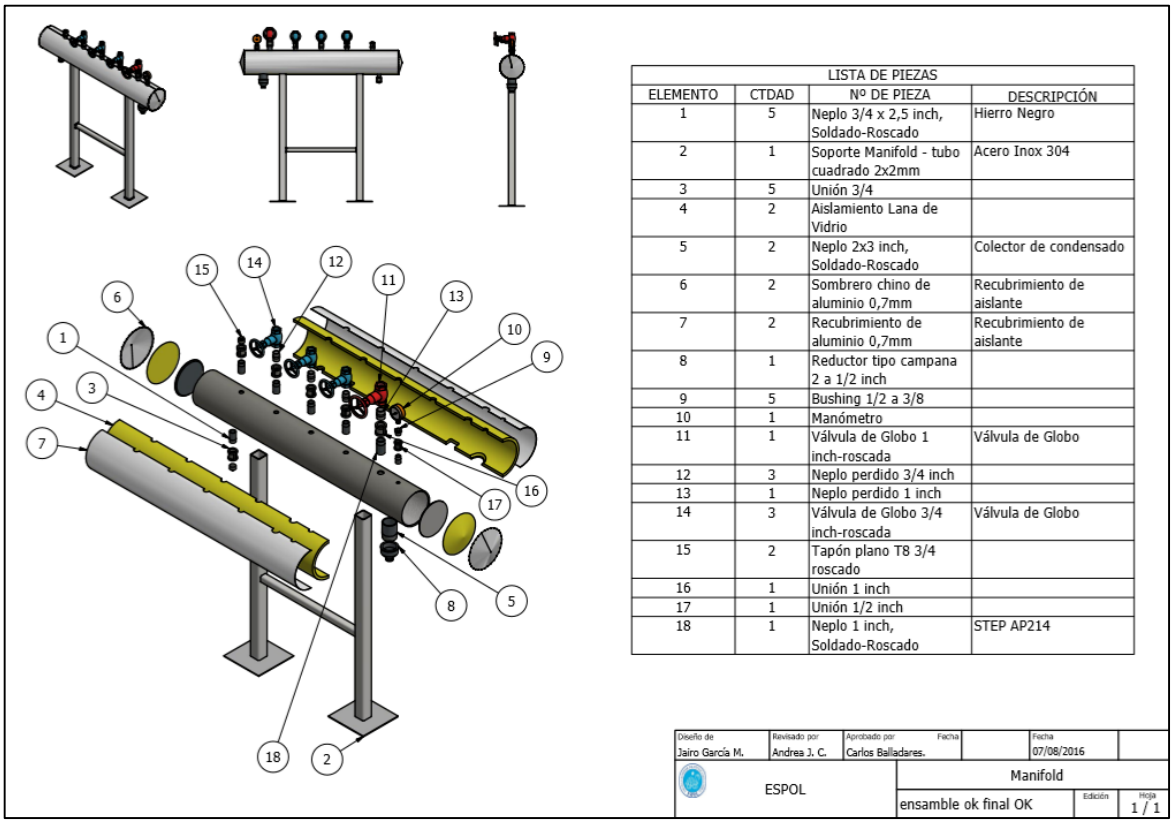


Figura. 26. Elementos constitutivos de distribuidor de vapor del LOPU

Elaborado: agosto de 2016

2.5 ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS

2.5.1 TENSIÓN EN CABEZAL DE DISTRIBUCIÓN

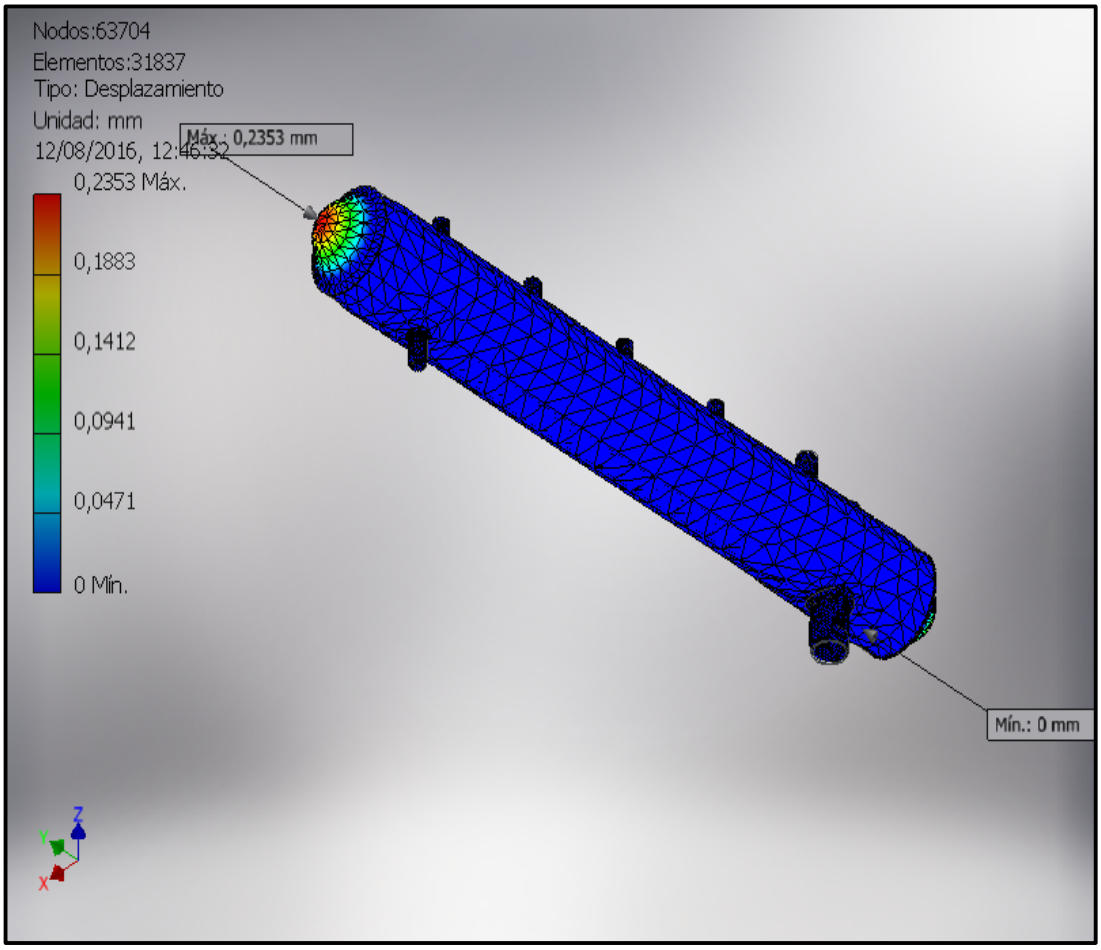


Figura. 27. Estrés generado por una presión interna de 200 PSI

Elaborado: Agosto de 2016

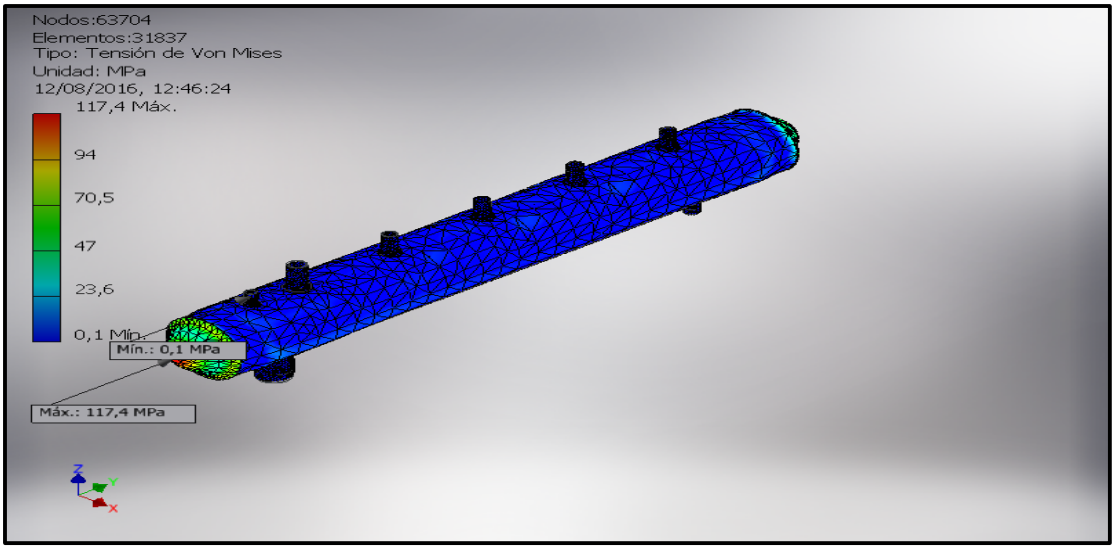


Figura. 28. Tensión de Von Mises estimado por análisis de elemento finito con un estrés generado por una presión interna de 200 PSI

Elaborado: Agosto de 2016

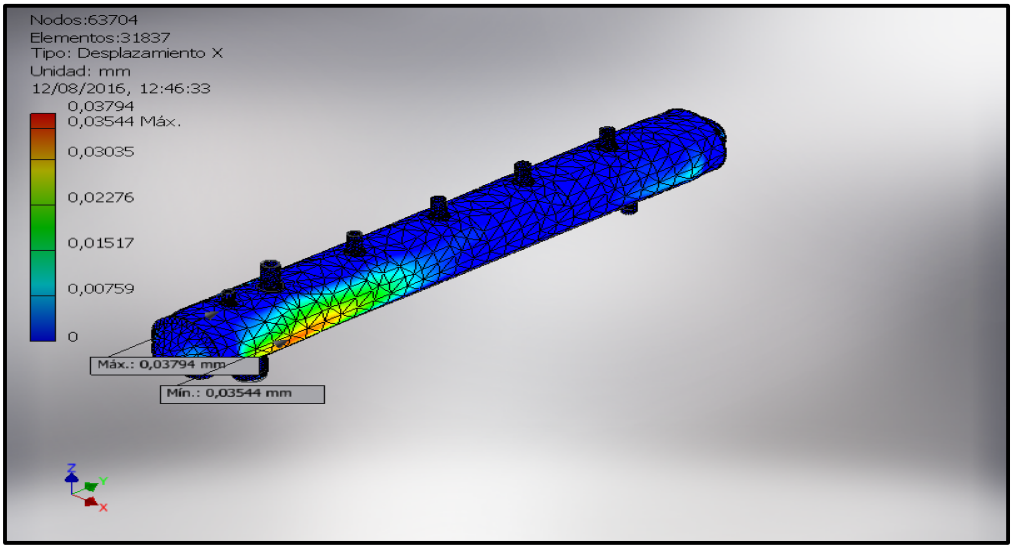


Figura. 29. Desplazamiento estimado en X por análisis de elemento finito con un estrés generado por una presión interna de 200 PSI

Elaborado: Agosto de 2016

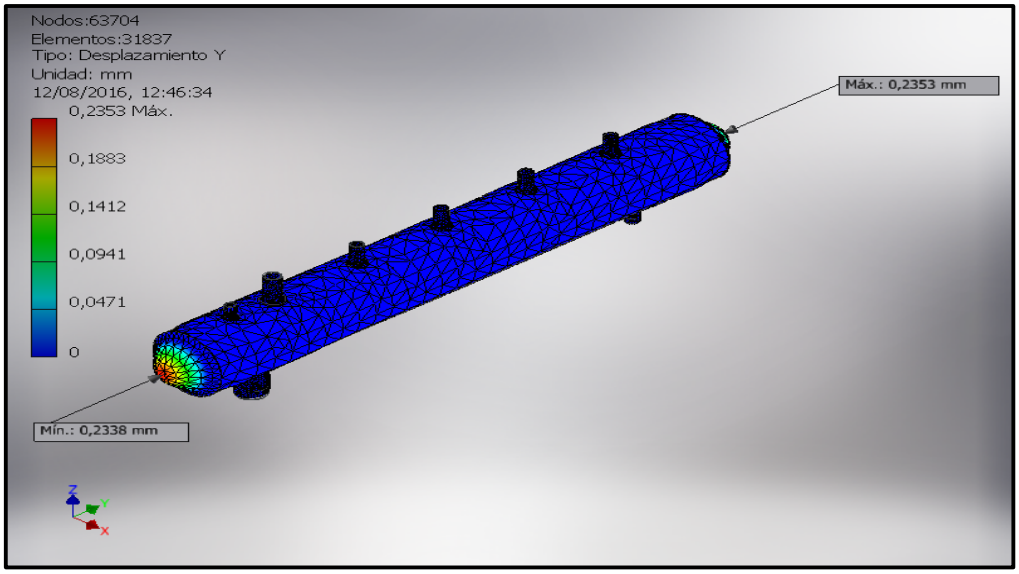


Figura. 30. Desplazamiento estimado en Y por análisis de elemento finito con un estrés generado por una presión interna de 200 PSI

Elaborado: Agosto de 2016

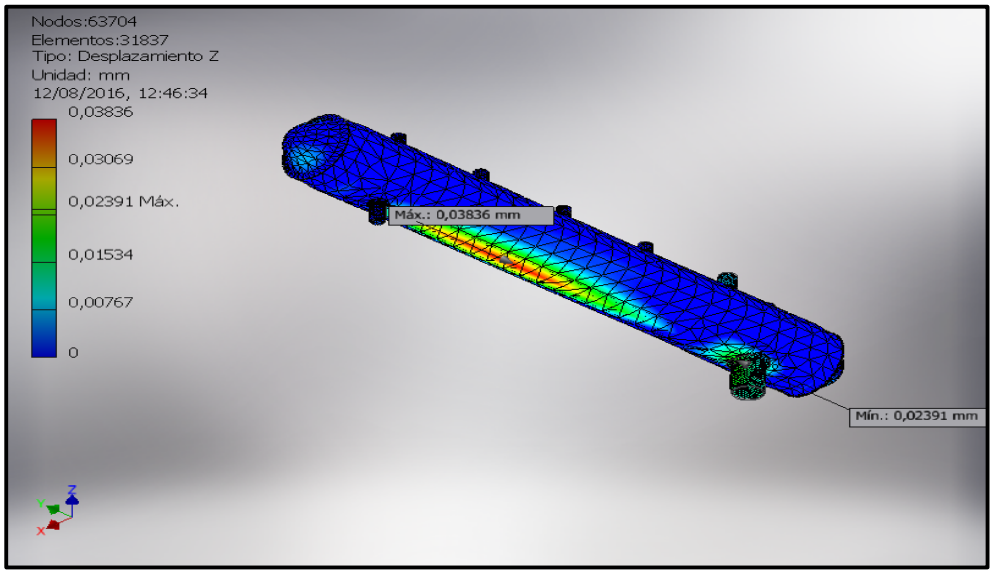


Figura. 31. Desplazamiento estimado en Z por análisis de elemento finito con un estrés generado por una presión interna de 200 PSI

Elaborado: Agosto de 2016

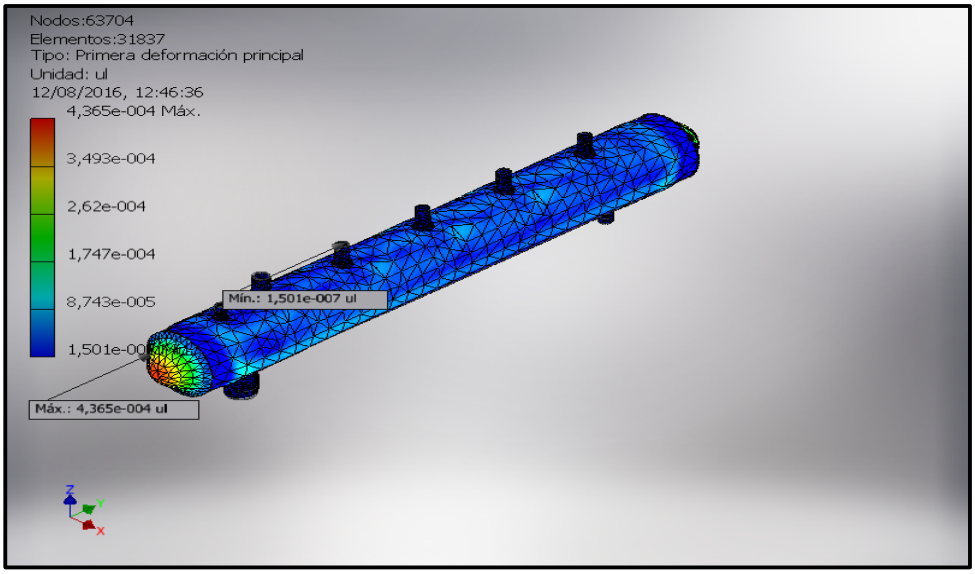


Figura. 32. Primera deformación principal estimada por analisis de elemento finito con un estrés generado por una presión interna de 200 PSI.

Elaborado: Agosto de 2016

2.5.2 ANÁLISIS DE TENSIÓN EN ESTRUCTURA DE SOPORTE DEL MANIFOLD

PROPIEDADES FÍSICAS

Tabla. 17. *Propiedades físicas del material usado en la construcción del soporte del dstribuidor.*

Masa	10,986 kg
Área	10274,101 mm^2
Volumen	1594,419 mm^3

Centro de gravedad	x=-13,996 mm y=67,449 mm z=0,000 mm

Elaborado: Agosto de 2016

MATERIAL

Tabla. 18. Material usado en la construcción del soporte del distribuidor.

Nombre	Acero inoxidable AISI 304	
General	Densidad de masa	8,000 g/cm^3
	Límite de elasticidad	215,000 MPa
	Resistencia máxima a tracción	505,000 MPa
Tensión	Módulo de Young	195,000 GPa
	Coeficiente de Poisson	0,290 su

Elaborado: Agosto de 2016

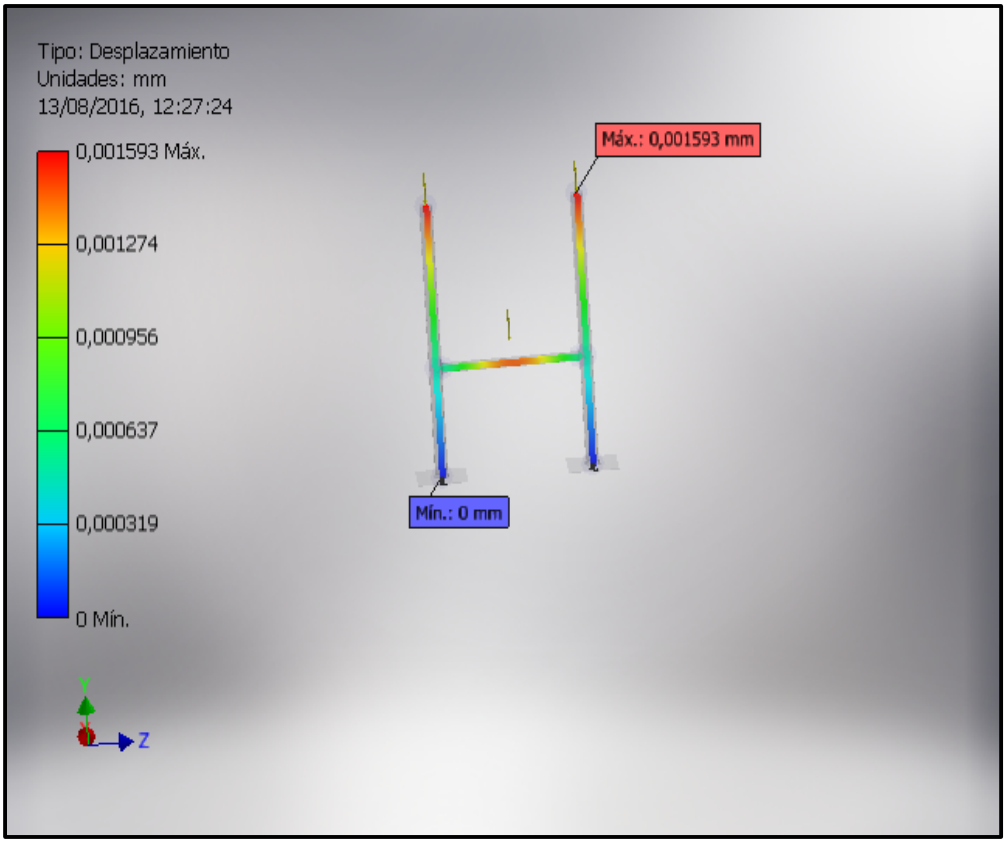


Figura. 33. Deformación estimada en mm realizado por análisis de elemento finito con una carga de 100 N en cada tubo

Elaborado: Agosto de 2016

2.6 MANUAL DE OPERACIÓN DE SISTEMA DE VAPOR

2.6.1 INSTRUCTIVO RESUMEN PARA LA OPERACIÓN (ARRANQUE) DE LA CALDERA

1. Verificar el nivel de combustible. (Se deberá garantizar al menos 300mm de altura de combustible)



Figura. 34. Nivel del tanque de combustible.

Elaborado: Agosto de 2016

2. Verificar visualmente el nivel de agua en el tanque de condensado y garantizar que haya flujo de agua en el sistema de agua potable.

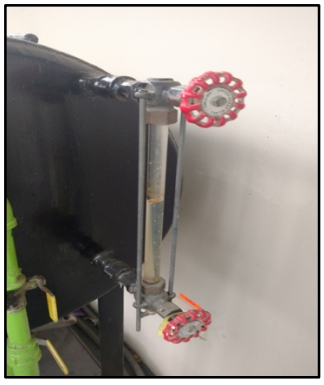


Figura. 35. Nivel de agua en el tanque de condensado.

Elaborado: Agosto de 2016

3. Verificar visualmente el nivel de agua de la caldera



Figura. 36. Nivel de agua en la caldera

Elaborado: Agosto de 2016

4. Verificar que la válvula de alimentación de agua de la caldera este abierta.



Figura. 37. Válvula de alimentación de agua

Elaborado: Agosto de 201

5. Verificar que la válvula de salida de vapor de la caldera esté cerrada para presurizarla rápidamente.



Figura. 38. Válvula de salida de vapor

Elaborado: Agosto de 2016

6. Energizar el tablero de control, ubicar en la posición de encendido el interruptor de leva giratorio.



Figura. 39. Interruptor de alimentación de corriente eléctrica

Elaborado: Agosto de 2016

7. Verificar que se encuentre cerrado la entrada de vapor de la caldera hacia el distribuidor.



Figura. 40. Válvula de entrada de vapor al Distribuidor.

Elaborado: Agosto de 2016

8. Verificar que la válvula de paso de combustible se encuentre abierta.



Figura. 41. Válvula de alimentación de combustible

Elaborado: Agosto de 2016

9. Colocar en posición de AUTOMÁTICA el interruptor de leva giratorio de la Bomba de Agua.



Figura. 42. interruptor de leva giratorio de la Bomba de Agua.

Elaborado: Agosto de 2016

10. Colocar en posición de ON el interruptor de leva giratorio del QUEMADOR



Figura. 43. Interruptor de leva giratorio del Quemador.

Elaborado: Agosto de 2016

11. Esperar hasta que se alcance la presión de trabajo establecida y abrir el paso de vapor hacia el distribuidor lentamente.

2.6.2 INSTRUCTIVO PARA LA OPERACIÓN DEL DISTRIBUIDOR DE VAPOR.

1. Abrir la válvula de globo de V1 de la entrada de vapor del caldero.

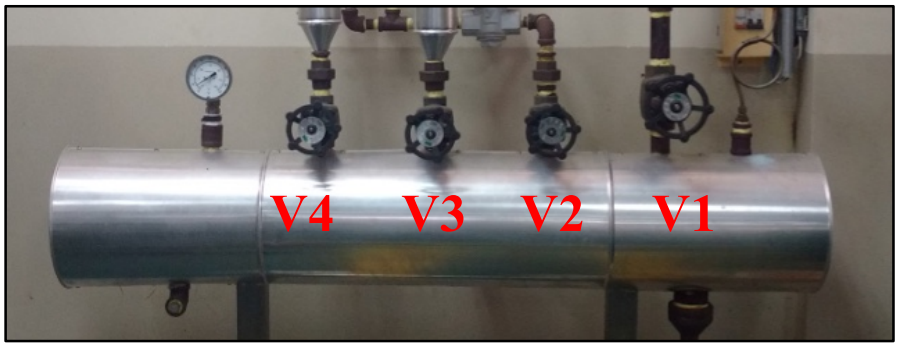


Figura. 44. Válvula de alimentación de vapor.

Elaborado: Agosto de 2016

2. Abrir las válvulas según sea el requerimiento de vapor de los equipos, la distribución de los ramales de vapor se encuentra configurado según se detalla en la siguiente figura y tabla;

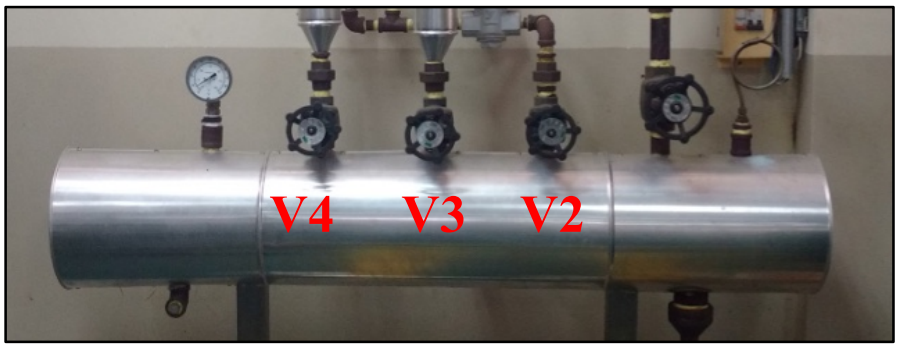


Figura. 45. Válvulas del cabezal de distribución

Elaborado: Agosto de 2016

Tabla. 19. Válvulas de alimentación de ramales de vapor.

Válvula	Equipos que conforman el ramal de vapor
V2	Intercambiador de calor de tubos y carcaza. Intercambiador de calor de tubos concéntricos.
V3	Evaporador de Simple Efecto.
V4	Columna de destilación de alcohol de platos perforados.

Elaborado: Agosto, 2016

CAPÍTULO 3

RESULTADOS Y ANÁLISIS

RESULTADOS

Tabla. 20. Dimensionamiento teórico y real de las líneas de vapor saturado.

Línea	Diámetro teórico (pulg)	Diámetro real (pulg)	Espesor de aislamiento teórico (pulg)	Espesor de aislamiento real (pulg)
Entrega de vapor	1	1	0.54	0.5
Intercambiadores de calor	½	½	0.33	0.5
Evaporador y secador	¾	¾	0.42	0.5
de destilación	½	½	0.33	0.5

Elaborado: Agosto, 2016.

Tabla. 21. Dimensionamiento teórico y real del distribuidor de vapor

Línea	Longitud teórica (m)	Longitud real (m)	Espesor de aislamiento teórico (pulg)	Espesor de aislamiento real (pulg)
Entrega de vapor	1.38	1.20	2.15	1

Elaborado: Agosto, 2016.

Tabla. 22. Máxima caída de presión teórica admisible y caída de presión real por cada 100ft de tubería.

Línea	ΔP_{100}(psi) teórica	ΔP_{100}(psi) real
Entrega de vapor	10.5	6.77
Intercambiadores de calor	14.4	6.67
Evaporador y secador	3.5	5.72
Torre de destilación	5.25	5.72

Elaborado: Agosto, 2016.

Tabla. 23. Comparación de pérdidas de calor antes (tuberías no aisladas) y después (tuberías aisladas) de la implementación del proyecto.

Línea o equipo	Pérdidas de calor en tuberías no aisladas (BTU/ft-h)	Pérdidas de calor en tuberías aisladas (BTU/ft-h)	Reducción de pérdidas de calor (%)
Manifold	-	95.531	-
Tubería 1 pulgada	1342.624	41.286	95.92

Tubería ¾ pulgada	-	35.023	-
Tubería ½ pulgada	1046.931	30.231	96.11

Elaborado: Agosto, 2016.

Tanto para el dimensionamiento de las tuberías como para el del se consideraron todas las condiciones propias del sistema, dadas por la caldera del laboratorio y los requerimientos de los equipos de transferencia de calor. Para una caldera con las características indicadas en el Anexo 17, la máxima entrega de vapor en lbs/h es de alrededor de 500; capacidad que satisface la demanda actual de los equipos. Una vez conocido el caudal másico y las propiedades termodinámicas del vapor de trabajo, se inició con el dimensionamiento del manifold. Debido a que este laboratorio es un área piloto con pequeños volúmenes de vapor y equipos a considerar, las dimensiones del manifold fueron pequeñas en comparación con un manifold presente en una industria.

Una vez halladas las dimensiones teóricas del manifold, se estableció el número de líneas necesarias para la distribución de los equipos. Para esto, primero se determinó el total de equipos que utilizan vapor saturado y luego se analizó sus condiciones de operación; presión de trabajo y flujo másico requerido.

Teniendo en cuenta estas consideraciones, se procedió a implementar tres líneas de salida de vapor en el manifold. La primera sería específicamente para los intercambiadores de calor, cuya presión de trabajo es inferior a la cual el caldero entrega su vapor saturado y cuyo total consumo de vapor es de alrededor de 200lbs/h. Para poder regular la presión de entrada de esta línea, fue necesario colocar una válvula reguladora de presión con su respectivo manómetro. La segunda línea distribuiría vapor a dos equipos cuyas presiones de trabajo son la misma a la que la caldera entrega el vapor. Se consideró una misma línea para dos equipos ya que su consumo individual de vapor era muy pequeño, sumando un total de alrededor de 150bs/h. Por último, la tercera línea de vapor sería para la torre de destilación, cuya presión y caudal másico de trabajo son, igualmente de 65psia y 150lbs/h.

Para la selección de los diámetros de las tuberías, se utilizó el método gráfico de la velocidad. Para las condiciones de trabajo dadas, fueron necesarios diámetros pequeños, de ½, ¾ y 1 pulgada.

Para comprobar el buen funcionamiento de las líneas de vapor, se determinó, tanto teóricamente como experimentalmente, las caídas de presiones del sistema. De acuerdo a la *Tabla 22*, se puede verificar que las caídas de presiones experimentales no exceden en ningún caso a las máximas caídas de presiones permisibles para las condiciones dadas.

Además del dimensionamiento del sistema de distribución de vapor, la variable más importante a analizar es la pérdida de calor en el sistema. Una

máxima disminución en las pérdidas de calor en sistemas de calefacción, es el reto principal para lograr ahorros energéticos y económicos como se lo ha mencionado anteriormente. Por este motivo fue necesario calcular las pérdidas de calor existentes en el sistema antes y después de la implementación del proyecto. Para así garantizar la eficiencia y buen diseño del mismo.

Antes de re diseñar el sistema de tuberías, se calcularon las pérdidas de calor presentes en cada línea utilizando la *ecuación 7*, presente en la bibliografía de transferencia de calor. Cabe mencionar que antes del proyecto, casi la totalidad de tuberías se encontraba sin aislamiento por lo que se consideró al sistema como uno sin aislar.

Para cumplir con uno de los objetivos presentes en el proyecto, disminuir las pérdidas de calor en el sistema, fue necesario de hallar la cantidad necesaria de aislamiento. Para nuestro proyecto, cañuelas de lana de vidrio fueron las utilizadas ya que su rango de temperatura de trabajo se ajusta a las condiciones dadas y son de bajo costo. La selección del espesor adecuado fue hecha en base al método del radio crítico. Obtenidos los espesores, se procedió a aislar el sistema de tuberías y distribuidor de vapor. Para mejorar la seguridad en el área de trabajo, se recubrieron las cañuelas de lana de vidrio de láminas de aluminio. Éste recubrimiento también fue considerado en los cálculos de flujos y pérdida de calor, sin embargo no representaron un aporte significativo.

Como se puede observar en la tabla 23, las pérdidas de calor en las tuberías no superaron los 45 BTU/ft-h, con excepción del manifold cuyo valor fue de 95,53 BTU/ft-h. Se pudo observar que a mayores diámetros de tubería, mayores fueron las pérdidas de calor obtenidas.

Comparando las pérdidas de calor en el sistema de distribución de vapor antes y después del proyecto, se tuvo una reducción promedio del 96% según la tabla 23. Esto conlleva a un ahorro significativo en el consumo energético del laboratorio. Sin embargo, debido a que el funcionamiento del sistema no es continuo y está sujeto a fluctuaciones muy variables de uso, no fue factible cuantificar el futuro ahorro de energía.

ANÁLISIS DE TENSIÓN EN CABEZAL DE DISTRIBUCIÓN

RESUMEN DE ANÁLISIS DE TENSIÓN

Tabla. 24. Resumen de análisis de tensión por Autodesk Inventor

Nombre	**Mínimo**	**Máximo**
Volumen	2702730 mm^3	
Masa	21,1244 kg	
Tensión de Von Mises	0,0863237 MPa	117,434 MPa
Primera tensión principal	-29,8231 MPa	118,829 MPa
Tercera tensión principal	-119,068 MPa	19,455 MPa

Desplazamiento	0 mm	0,235337 mm
Coeficiente de seguridad	2,69763 su	15 su
Tensión XX	-118,497 MPa	117,657 MPa
Tensión XY	-37,5004 MPa	31,7956 MPa
Tensión XZ	-43,3779 MPa	44,584 MPa
Tensión YY	-84,9557 MPa	29,7383 MPa
Tensión YZ	-36,4728 MPa	36,7393 MPa
Tensión ZZ	-118,758 MPa	118,759 MPa
Desplazamiento X	-0,0379356 mm	0,0354372 mm
Desplazamiento Y	-0,233795 mm	0,235337 mm
Desplazamiento Z	-0,0383578 mm	0,0239095 mm
Deformación equivalente	0,000000371195 su	0,000556146 su
Primera deformación principal	0,000000150115 su	0,00043653 su
Tercera deformación principal	-0,000513526 su	0,0000207741 su
Deformación XX	-0,000489255 su	0,000422634 su
Deformación XY	-0,000241878 su	0,000205082 su
Deformación XZ	-0,000279788 su	0,000287567 su
Deformación YY	-0,000340175 su	0,000334988 su
Deformación YZ	-0,00023525 su	0,000236969 su
Deformación ZZ	-0,000462992 su	0,000422197 su
Presión de contacto	0 MPa	267,645 MPa

Presión de contacto X	-219,089 MPa	221,018 MPa
Presión de contacto Y	-150,335 MPa	139,971 MPa
Presión de contacto Z	-184,786 MPa	194,214 MPa

Elaborado: Agosto de 2016

Basados en el análisis de estrés Von Mises se puede observar que el máximo estrés experimentado por la estructura se encuentra en las caras del cilindro. El estrés en estos puntos es aproximadamente 117.4MPa, mientras que el resto de la estructura se encuentra bajo un estrés promedio de 20 MPa. Este estrés es producido bajo una presión de 200psi que representa aproximadamente tres veces el estrés bajo el cual la estructura estará en condiciones de trabajo normales (60psi). Debido a que el acero usado es AISI4340 con un punto de deformación plástica a 470MPa (AZO, 2012) se obtiene un factor de seguridad contra deformación plástica de 4. El factor de seguridad obtenido es considerablemente alto dado el hecho que la simulación se corrió bajo presiones mucho más altas de las condiciones de trabajo normales y sin embargo el estrés experimentado se encuentra por debajo del punto de deformación plástica. Los cambios de presión en la estructura no son lo suficientemente altos para generar una fractura frágil por lo que puede trabajar con ciclos infinitos de cambios de presiones sin riesgos a fracturas repentinas en la estructura. Sin embargo, debido a que las partes fueron unidas mediante soldadura se espera una ligera fragilidad en los puntos de

unión en los que se podría generar una fractura bajo presiones altas. El riesgo en aquellas regiones es baja debido a que el estrés promedio alrededor de la soldadura se espera que sea aproximadamente 75MPa bajo presiones de 200psi.

ANÁLISIS DE TENSION EN ESTRUCTURA

Basados en el análisis de estrés Generado por el Sotfware Autodesk Inventor se puede observar que al aplicarle 100N de fuerza en cada tubo del soporte, se estima una posible deformación de $1{,}60x10^{-3}$mm. El peso aproximado del cabezal de distribución es de 21kg mas la fuerza ejercida por las tuberías instaladas, con lo que podemos concluir que el material y el diseño del soporte están acorde a las especificaciones requeridas para mantener firme el sistema de distribución.

RESUMEN DE RESULTADOS ESTÁTICOS

Tabla. 25. Resumen de análisis de la estructura de soporte del manifold por Autodesk Inventor

Nombre		**Mínimo**	**Máximo**
Desplazamiento		0,000 mm	0,002 mm
Fuerzas	Fx	-0,000 N	0,000 N
	Fy	-7,125 N	7,126 N

	Fz	0,000 N	152,556 N
Momentos	Mx	-586,240 N mm	766,875 N mm
	My	-0,000 N mm	0,000 N mm
	Mz	-0,000 N mm	0,000 N mm
Tensiones normales	Smax	-0,250 MPa	0,203 MPa
	Smin	-0,323 MPa	0,000 MPa
	Smax(Mx)	-0,000 MPa	0,212 MPa
	Smin(Mx)	-0,212 MPa	0,000 MPa
	Smax(My)	-0,000 MPa	0,000 MPa
	Smin(My)	-0,000 MPa	0,000 MPa
	Saxial	-0,264 MPa	0,000 MPa
Tensión de corte	Tx	-0,000 MPa	0,000 MPa
	Ty	-0,045 MPa	0,045 MPa
Tensiones de torsión	T	-0,000 MPa	0,000 MPa

Elaborado: Agosto de 2016

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES.

1) A menores diámetros de tubería, menores serán las pérdidas de calor hacia los alrededores.
2) Para las condiciones de trabajo del laboratorio, la implementación de un adecuado aislamiento a las líneas distribuidoras de vapor disminuye alrededor del 95% las pérdidas de calor.
3) Tuberías de longitudes cortas, menores a 100 pies, las caídas de presiones no son significativas.
4) Hay que procurar velocidades de vapor establecidas dentro de los rangos recomendados por el *Manual de Sistema de Fluidos de Spirax Sarco,* ya que altas velocidades son la principal causa de erosión y ruido en las tuberías.
5) Trabajar con presiones bajas aumenta el volumen específico del vapor y por lo tanto el diámetro recomendado de tubería, sin embargo se aprovecha en mayor proporción el calor latente del vapor.
6) El distribuidor construido podrá soportar 200 psi, 3 veces más presión que la de operación actual y mantenerse con un factor de seguridad contra deformación plástica de 4
7) Considerando el futuro crecimiento del número de equipos de transferencia de calor en el laboratorio, se recomienda la

implementación de una caldera con mayor capacidad de entrega de vapor.

Bibliografía

Rodríguez, D., & Rubio, O. (2014). *Diseño del Sistema de Distribución de Vapor y Selección del Caldero para el Hospital San Juan De Dios.* Cuenca: Universidad Politécnica Salesiana.

Fonseca, P. (octubre de 2011). *Diseño de la Red de Distribución de Vapor para una Lavandería Industrial.* Guatemala: Universidad de San Carlos de Guatemala. Obtenido de Universidad de San Carlos de Guatemala: http://biblioteca.usac.edu.gt/tesis/08/08_0595_MI.pdf

Guevara, R. (2013). *Las Plantas Consumioras de Energía y lo Fluido Energéticos Industriales.* Nuevo Chimbote: Universidad Nacional Del Santa. Obtenido de Universidad Nacional Del Santa: http://biblioteca.uns.edu.pe/saladocentes/archivoz/curzoz/p.c.e_y_los_fluidos_energeticos_industriales.pdf

Arias, R. (2011). Obtenido de Escuela Superior Politécnica Del Litoral: https://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/14709/9/CAPITULO%20III.doc.

SplraxSarco. (2015). *Guía de Referencia, Distribución de Vapor.* Obtenido de SplraxSarco: http://jrguezs.webs.ull.es/tecnologia/tema2/distrib_vapor.pdf

Villacrés, J. (2008). *Ahorro energético en el Sistema de Recuperador de Condensados de una Planta Industrial en Guayaquil utilizano un Surge Tank.* Obtenido de ESPOL: https://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/7739/1/D-39472.pdf

wikispaces. (2016). *Válvulas*. Obtenido de wikispaces: http://procesosbio.wikispaces.com/Valvulas

TLV. (2016). *Válvulas*. Obtenido de TLV. compañía Especialista en Vapor: http://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/types-of-valves.html

ETF. (2015). *Válvulas de compuertas*. Obtenido de ETF Especialistas Técnicos en Fluidos de Occidente : http://www.valvulasymedidores.com/valvulas_de_compuerta.html

ETF. (2015). *Válvulas Mariposa*. Obtenido de ETF Especialistas Técnicos en Fluidos de Occidente: http://www.valvulasymedidores.com/

Ecuared. (2016). *Presión de vapor*. Obtenido de Ecuared: http://www.ecured.cu/Presi%C3%B3n_de_vapor

Franco, A. (2010). *Medida de la presión de vapor del agua*. Obtenido de Blog Ehusfera: http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/estadistica/otros/vapor1/vapor1.htm

Jaramillo, O. (2007). *Presión de vapor*. Obtenido de CIE: http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/Liquid3/node6.html

TLV. (2016). *Tipos de vapor de Agua*. Obtenido de TLV. Compañía Especialista en Vapor: http://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/types-of-steam.html

Orozco, S. (2015). *Golpe de Ariete* . Obtenido de EIA: http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articuloses/flujoentuberias/golpedeariete/golpedeariete.html

TLV. (2016). *Golpe de Ariete*. Obtenido de TLV. Compañía Especialista en Vapor: http://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/what-is-waterhammer.html

TLV. (2016). *Golpe de Ariete en Líneas de Distribución de Vapor*. Obtenido de TLV. Compañía Especialista en Vapor: http://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/waterhammer-steam-distribution-lines.html

AZO. (7 de 09 de 2012). Recuperado el 13 de 08 de 2016, de AZO Materiales: http://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6772

Kern, D. Q. (1999). *Procesos de Transferencia de Calor* (Trigésima Primera reimpresión ed.). (I. N. Ambrossi, Trad.) D.F., México: Compañía Editorial Continental, S.A. .

Spirax Sarco. (2001). Design of Fluid Systems. Blythewood, SC, EE. UU.

Spirax Sarco. (2001). Design of Fluid Systems. Blythewood, EE.UU.

Pérez, J. B. (s.f.). Distintas forma de transferencia de energía en forma de calor . En J. B. Pérez, *Física y Química* (págs. 138, 139). Editex.

Coello, M. A. (2005). *Mejoramiento del Sistema de Vapor y Cndensado en una Industria Cartonera.* Guayaquil.

Sarco, S. (s.f.). *Normativa Guías de Referencia* . Barcelona.

Sarco, S. (Junio de 2001). *The Hook Up Book*. Obtenido de http://www.spiraxsarco.com/global/us/Products/Documents/Design_of_Fluid_Systems_Hook-ups-Sales%20Brochure.pdf

Sarco-Spirax. (2011). *Guia de referencia técnica*. Obtenido de file:///C:/Users/Andrea/Downloads/Documento12.pdf

Chow, V. T. (1982). *Hidráulica de los Canales Abiertos.*

Kern, D. (1999). *Procesos de Transferencia de Calor.* Ciudad de México: Continental S.A .

González, A., & Diez, A. M. (2015). *Eficiencia Energética en las Instalaciones de Calefacción y ACS en los Edificios.*

Soto, J. J. (1996). *Fundamentos Sobre Ahorro de Energía.* Mérdia.

USCO Ingeniería. (s.f.). *WORDPRESS* . Obtenido de WORDPRESS : https://uscoingenieria.wordpress.com/radio-critico-de-aislamiento/

(s.f.).

ANEXOS

REGISTRO FOTOGRÁFICO DE CONSTRUCCIÓN



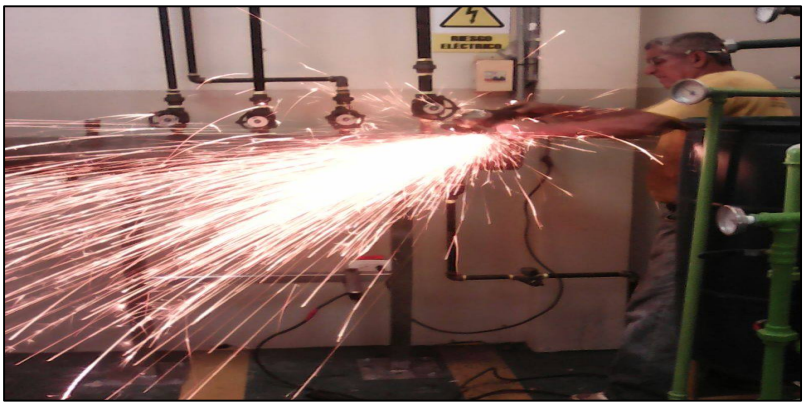
Anexo. 1. Distribución de tuberías de vapor previo al rediseño y redimensionamiento.



Anexo. 2. Soldadura de neplos y cabezal de distribución.



Anexo. 3. Cabezal de distribución anclado en el laboratorio de operaciones unitarias.



Anexo. 4. Limpieza de cordones de soldadura.



Anexo. 5. Aislamiento de Cabezal de distribución.



Anexo. 6. Aislamiento de tuberías de vapor.

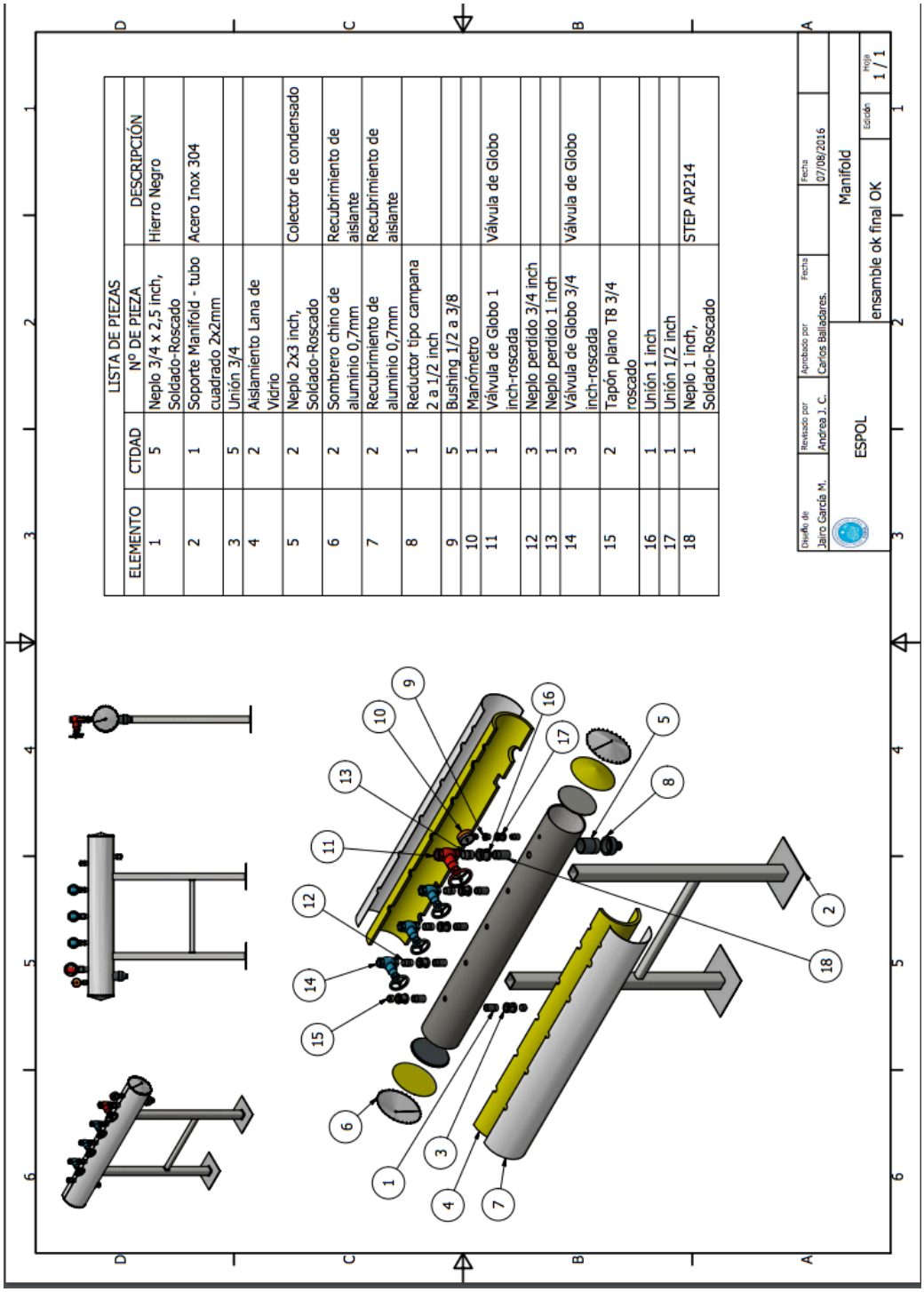


Anexo. 7. Instalación de válvula reguladora de presión.



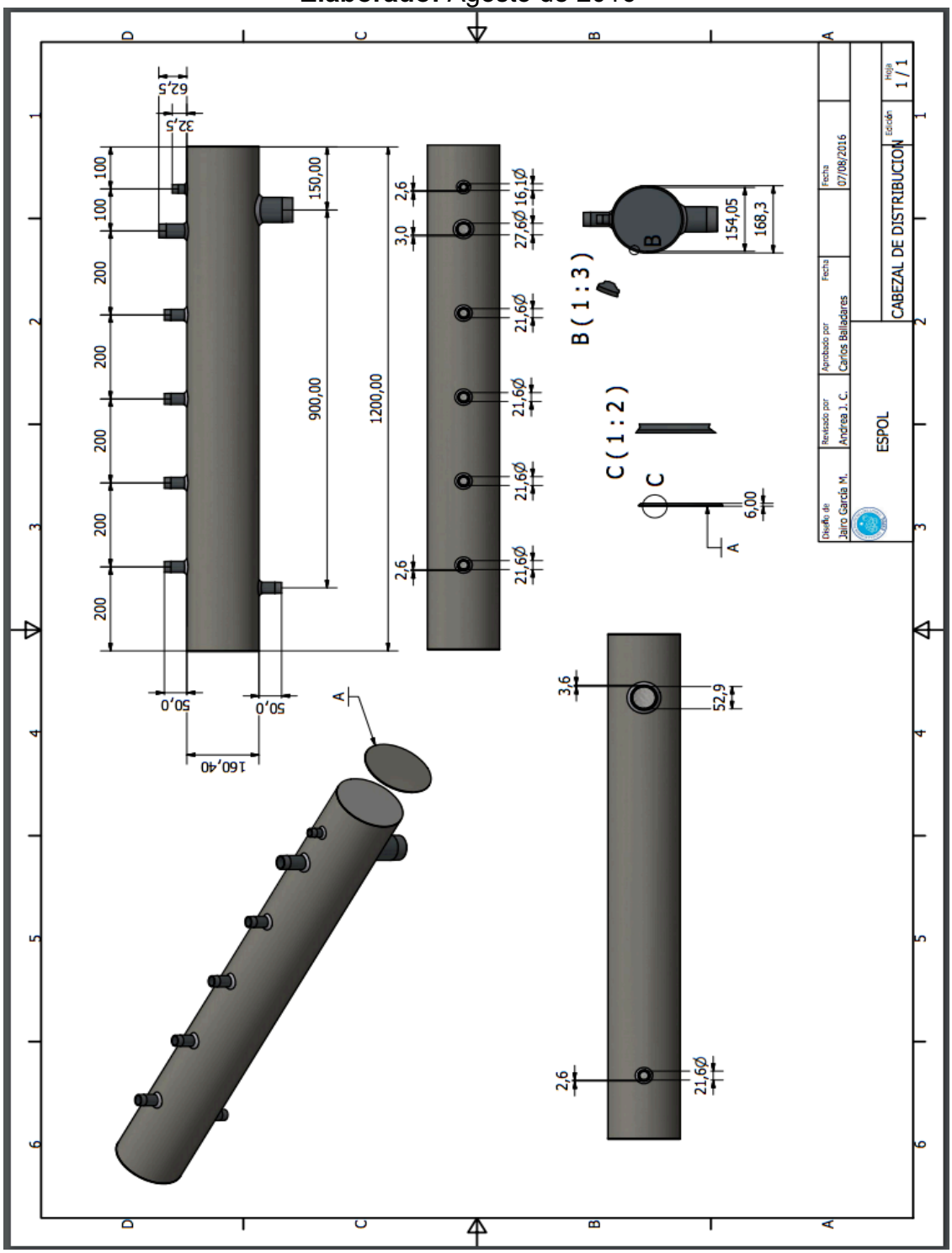
Anexo. 8. Pruebas de fugas en el sistema de distribución de vapor.

PLANOS DE CONSTRUCCIÓN:



Anexo. 9. Partes y piezas del Cabezal de distribución.

Elaborado: Agosto de 2016



Anexo. 10. Plano de cabezal de distribución

Elaborado: Agosto de 2016

AISI 4340 Alloy Steel (UNS G43400)

Element	Content (%)
Iron, Fe	95.195 - 96.33
Nickel, Ni	1.65 - 2.00
Chromium, Cr	0.700 - 0.900
Manganese, Mn	0.600 - 0.800
Carbon, C	0.370 - 0.430
Molybdenum, Mo	0.200 - 0.300
Silicon, Si	0.150 - 0.300
Sulfur, S	0.0400
Phosphorous, P	0.0350

Physical Properties

The physical properties of AISI 4340 alloy steel are given in the following table.

Properties	Metric	Imperial
Density	7.85 g/cm^3	0.284 lb/in^3
Melting point	1427°C	2600°F

Mechanical Properties

The mechanical properties of annealed AISI 4340 alloy steel are displayed in the following table.

Properties	Metric	Imperial
Tensile strength	745 MPa	108000 psi
Yield strength	470 MPa	68200 psi
Bulk modulus (typical for steel)	140 GPa	20300 ksi
Shear modulus (typical for steel)	80 GPa	11600 ksi
Elastic modulus	190-210 GPa	27557-30458 ksi
Poisson's ratio	0.27-0.30	0.27-0.30
Elongation at break	22%	22%
Reduction of area	50%	50%
Hardness, Brinell	217	217
Hardness, Knoop (converted from Brinell hardness)	240	240

Saved from URL: http://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6772

P 2/4

Anexo. 11. Características de Acero AISI 4340

Fuente: (AZO, 2012)

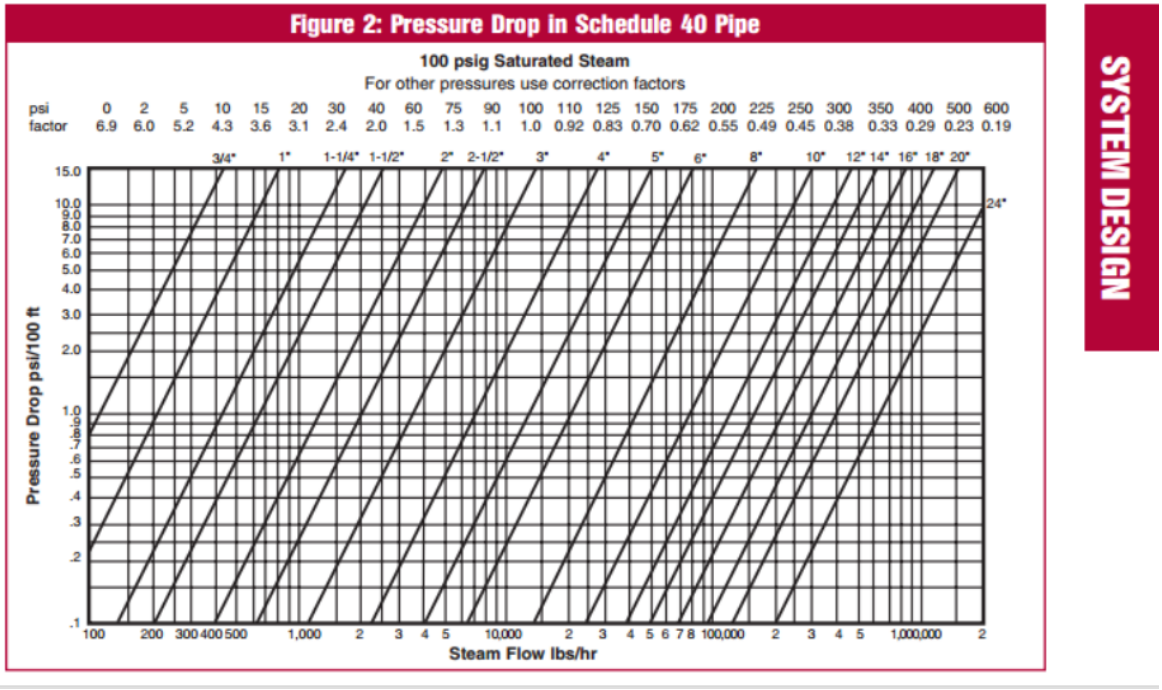
TABLA 11. DIMENSIONES DE TUBERIA DE ACERO (IPS)

Tamaño nominal del tubo, IPS plg	DE, plg	Cédula No.	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg²	Superficie por pie lineal, pies²/pie		Peso por pie lineal, lb de acero
					Exterior	Interior	
⅛	0.405	40*	0.269	0.058	0.106	0.070	0.25
		80†	0.215	0.036		0.056	0.32
¼	0.540	40*	0.364	0.104	0.141	0.095	0.43
		80†	0.302	0.072		0.079	0.54
⅜	0.675	40*	0.493	0.192	0.177	0.129	0.57
		80†	0.423	0.141		**0.111**	0.74
½	0.840	40*	0.622	0.304	0.220	0.163	0.85
		80†	0.546	0.235		0.143	1.09
¾	1.05	40*	0.824	0.534	0.275	0.216	1.13
		80†	0.742	0.432		0.194	1.48
1	1.32	40*	1.049	0.864	0.344	0.274	1.68
		80†	0.957	0.718		0.250	**2.17**
1¼	1.66	40*	1.380	1.50	0.435	0.362	2.28
		80†	1.278	1.28		0.335	**3.00**
1½	**1.90**	40*	1.610	2.04	0.498	0.422	2.72
		80†	1.500	1.76		0.393	3.64
2	2.38	40*	2.067	3.35	0.622	0.542	3.66
		80†	1.939	2.95		0.508	5.03
2½	2.38	40*	2.469	4.79	0.753	0.647	5.80
		80†	2.323	4.23		0.609	7.67
3	3.50	40*	3.068	7.38	**0.917**	**0.804**	7.58
		80†	2.900	6.61		0.760	10.3
4	4.50	40*	4.026	12.7	1.178	**1.055**	**10.8**
		80†	3.826	11.5		**1.002**	**15.0**
6	6.625	40*	6.065	28.9	1.734	1.590	19.0
		80†	5.761	26.1		1.510	28.6
8	8.625	40*	7.981	50.0	2.258	2.090	28.6
		80†	7.625	45.7		**2.000**	43.4
10	-0.75	40*	10.02	**78.8**	2.814	2.62	40.5
		60	9.75	**74.6**		2.55	54.8
12	**2.75**	30	**12.09**	115	3.338	3.17	43.8
14	**4.0**	30	**13.25**	**138**	3.665	3.47	54.6
16	6.0	30	**15.25**	**183**	4.189	4.00	62.6
18	8.0	20‡	**17.25**	**234**	4.712	4.52	**72.7**
20	ro.0	20	19.25	**291**	5.236	5.05	**78.6**
22	r2.0	20‡	211.25	355	5.747	**5.56**	**84.0**
24	14.0	20	**23.25**	425	6.283	**6.09**	**94.7**

*Comúnmente conocido como **estándar**.
†**Comúnmente** conocido como **extragrueso**.
‡ **Aproximadamente.**

Anexo. 12. Dimensiones de Tubería de Acero (IPS)

Fuente: (Kern D. Q., 1999)

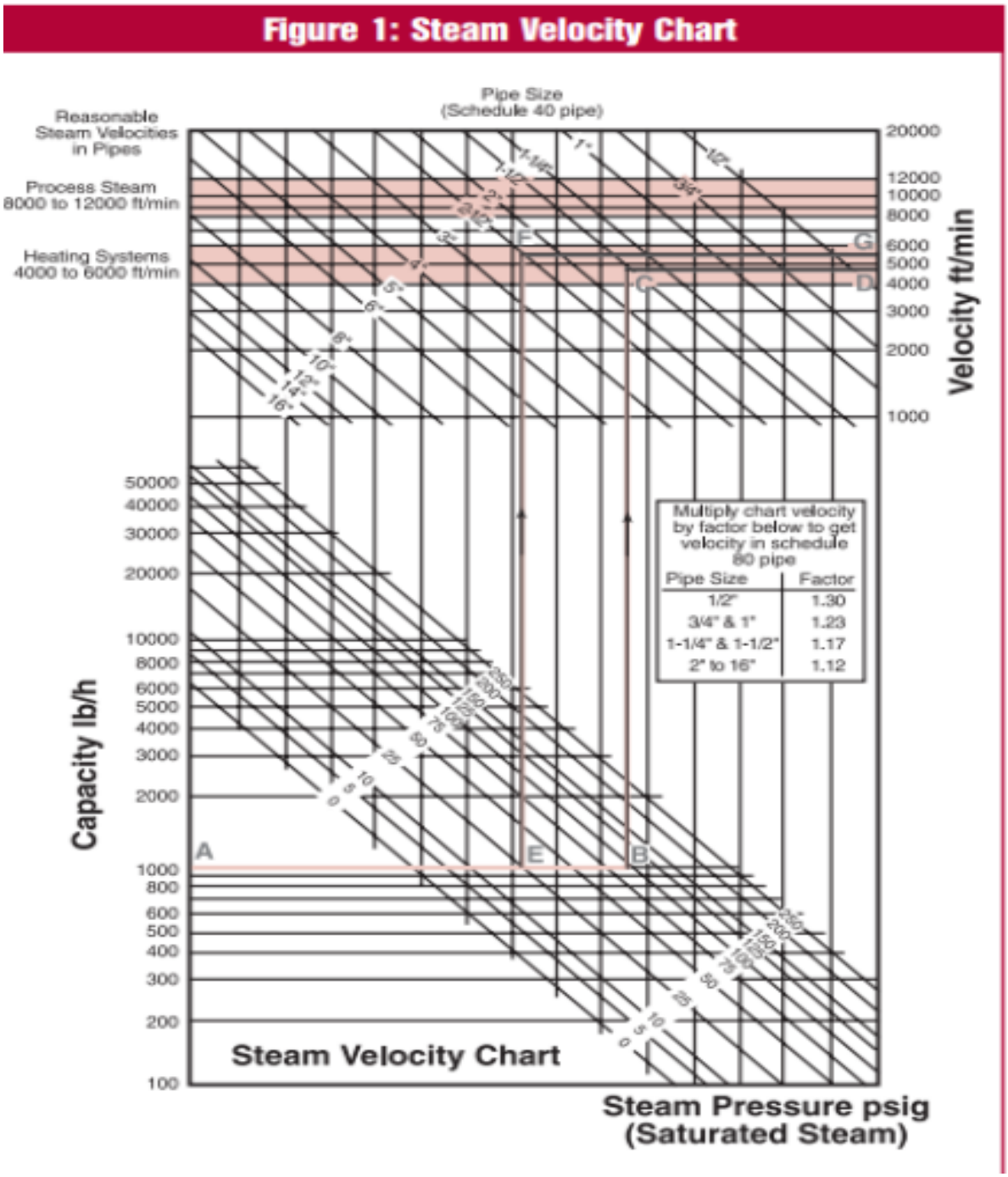


SYSTEM DESIGN

Anexo. 13. Caída de presión en tubería de cédula 40

Fuente: (Spirax Sarco, 2001) **Recuperado de:**

http://www.spiraxsarco.com/global/us/Products/Documents/Design_of_Fluid_Systems_Hook-ups-Sales%20Brochure.pdf



Anexo. 14. Gráfico de velocidad de vapor

Fuente.- (Spirax Sarco, 2001)**, Recuperado de:**

http://www.spiraxsarco.com/global/us/Products/Documents/Design_of_Fluid_Systems_Hook-ups-Sales%20Brochure.pdf

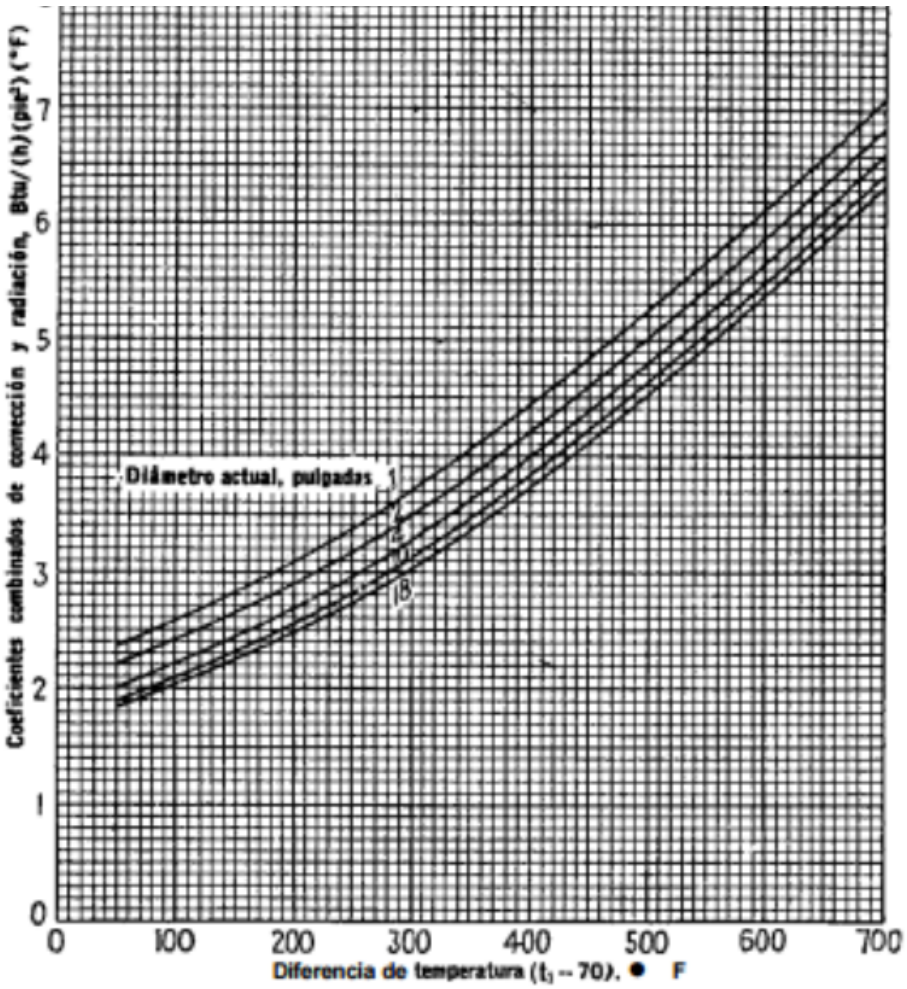
Table 3: Properties of Saturated Steam

Gauge Pressure PSIG	Temperature °F	Heat in Btu/lb. Sensible	Latent	Total	Specific Volume Cu. ft. per lb.	Gauge Pressure PSIG	Temperature °F	Heat in Btu/lb. Sensible	Latent	Total	Specific Volume Cu. ft. per lb.
IN VAC. 25	**134**	**102**	**1017**	**1119**	**142.0**	185	382	355	843	1198	2.29
20	162	129	1001	1130	73.9	190	384	358	841	1199	2.24
15	179	147	990	1137	51.3	195	386	360	839	1199	2.19
10	192	160	982	1142	39.4	**200**	**388**	**362**	**837**	**1199**	**2.14**
5	203	171	976	1147	31.8	205	390	364	836	1200	2.09
0	**212**	**180**	**970**	**1150**	**26.8**	210	392	366	834	1200	2.05
1	215	183	968	1151	25.2	215	394	368	832	1200	2.00
2	219	187	966	1153	23.5	220	396	370	830	1200	1.96
3	222	190	964	1154	22.3	**225**	**397**	**372**	**828**	**1200**	**1.92**
4	224	192	962	1154	21.4	230	399	374	827	1201	1.89
5	**227**	**195**	**960**	**1155**	**20.1**	235	401	376	825	1201	1.85
6	230	198	959	1157	19.4	240	403	378	823	1201	1.81
7	232	200	957	1157	18.7	245	404	380	822	1202	1.78
8	233	201	956	1157	18.4	**250**	**406**	**382**	**820**	**1202**	**1.75**
9	237	205	954	1159	17.1	255	408	383	819	1202	1.72
10	**239**	**207**	**953**	**1160**	**16.5**	260	409	385	817	1202	1.69
12	244	212	949	1161	15.3	265	411	387	815	1202	1.66
14	248	216	947	1163	14.3	270	413	389	814	1203	1.63
16	252	220	944	1164	13.4	**275**	**414**	**391**	**812**	**1203**	**1.60**
18	256	224	941	1165	12.6	280	416	392	811	1203	1.57
20	**259**	**227**	**939**	**1166**	**11.9**	285	417	394	809	1203	1.55
22	262	230	937	1167	11.3	290	418	395	808	1203	1.53
24	265	233	934	1167	10.8	295	420	397	806	1203	1.49
26	268	236	933	1169	10.3	**300**	**421**	**398**	**805**	**1203**	**1.47**
28	271	239	930	1169	9.85	305	423	400	803	1203	1.45
30	**274**	**243**	**929**	**1172**	**9.46**	310	425	402	802	1204	1.43
32	277	246	927	1173	9.10	315	426	404	800	1204	1.41
34	279	248	925	1173	8.75	320	427	405	799	1204	1.38
36	282	251	923	1174	8.42	**325**	**429**	**407**	**797**	**1204**	**1.36**
38	284	253	922	1175	8.08	330	430	408	796	1204	1.34
40	**286**	**256**	**920**	**1176**	**7.82**	335	432	410	794	1204	1.33
42	289	258	918	1176	7.57	340	433	411	793	1204	1.31
44	291	260	917	1177	7.31	345	434	413	791	1204	1.29
46	293	262	915	1177	7.14	**350**	**435**	**414**	**790**	**1204**	**1.28**
48	295	264	914	1178	6.94	355	437	416	789	1205	1.26
50	**298**	**267**	**912**	**1179**	**6.68**	360	438	417	788	1205	1.24
55	300	271	909	1180	6.27	365	440	419	786	1205	1.22
60	307	277	906	1183	5.84	370	441	420	785	1205	1.20
65	312	282	901	1183	5.49	**375**	**442**	**421**	**784**	**1205**	**1.19**
70	316	286	898	1184	5.18	380	443	422	783	1205	1.18
75	**320**	**290**	**895**	**1185**	**4.91**	385	445	424	781	1205	1.16
80	324	294	891	1185	4.67	390	446	425	780	1205	1.14
85	328	298	889	1187	4.44	395	447	427	778	1205	1.13
90	331	302	886	1188	4.24	**400**	**448**	**428**	**777**	**1205**	**1.12**
95	335	305	883	1188	4.05	450	460	439	766	1205	1.00
100	**338**	**309**	**880**	**1189**	**3.89**	500	470	453	751	1204	.89
105	341	312	878	1190	3.74	550	479	464	740	1204	.82
110	344	316	875	1191	3.59	600	489	473	730	1203	.75
115	347	319	873	1192	3.46	**650**	**497**	**483**	**719**	**1202**	**.69**
120	350	322	871	1193	3.34	700	505	491	710	1201	.64
125	**353**	**325**	**868**	**1193**	**3.23**	750	513	504	696	1200	.60
130	356	328	866	1194	3.12	800	520	512	686	1198	.56
135	358	330	864	1194	3.02	900	534	529	666	1195	.49
140	361	333	861	1194	2.92	**1000**	**546**	**544**	**647**	**1191**	**.44**
145	363	336	859	1195	2.84	1250	574	580	600	1180	.34
150	**366**	**339**	**857**	**1196**	**2.74**	1500	597	610	557	1167	.23
155	368	341	855	1196	2.68	1750	618	642	509	1151	.22
160	371	344	853	1197	2.60	2000	636	672	462	1134	.19
165	373	346	851	1197	2.54	**2250**	**654**	**701**	**413**	**1114**	**.16**
170	375	348	849	1197	2.47	2500	669	733	358	1091	.13
175	**377**	**351**	**847**	**1198**	**2.41**	2750	683	764	295	1059	.11
180	380	353	845	1198	2.34	3000	696	804	213	1017	.08

Anexo. 15. Propiedades de Vapor Saturado

Fuente.- (Spirax Sarco, 2001)**, Recuperado de:**

http://www.spiraxsarco.com/global/us/Products/Documents/Design_of_Fluid_Systems_Hook-ups-Sales%20Brochure.pdf



Anexo. 16. Transferencia de calor por convección y radiación de tubos horizontales a temperatura t_1 del aire a 70°F.

Fuente.- (Kern D. , 1999)**, Recuperado de:**

http://switch2011.upa.edu.mx/biblioteca/Ingenier%C3%ADa/Procesos%20de%20Transferencia%20de%20Calor%20(Donald%20Q.%20Kern).pdf

Tipo de caldera	Pirotubular vertical
Temperatura de vapor saturado	75°C
Potencia de motor	2.2 HP
Capacidad	15 BHP
Marca	Thermocon
Modelo N°	69308
Diámetro exterior de tubos	1''
Número de tubos	40
Presión de trabajo	Hasta 100 psi
Presión de operación	35 psi
Tipo de combustible	Diésel
Consumo de combustible (máx carga)	4,6 gal/h
Número de pasos	3
Material de tubos	ASTM A-312 T304L

Anexo. 17. Especificaciones técnicas de la caldera

Elaborado: Agosto de 2017