

# UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

FACULTAD DE INGENIERÍA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



## **REDISEÑO DE LAS TUBERÍAS DE VAPOR DESDE CALDERAS HASTA EL CABEZAL DE DISTRIBUCIÓN, DE UNA EMPRESA PRODUCTORA Y DISTRIBUIDORA DE ACEITES Y GRASAS COMESTIBLES.**

HÉCTOR GABRIEL RAMÍREZ ASTURIAS

GUATEMALA

2011



**REDISEÑO DE LAS TUBERÍAS DE VAPOR DESDE  
CALDERAS HASTA EL CABEZAL DE  
DISTRIBUCIÓN, DE UNA EMPRESA  
PRODUCTORA Y DISTRIBUIDORA DE ACEITES Y  
GRASAS COMESTIBLES.**

# UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

FACULTAD DE INGENIERÍA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



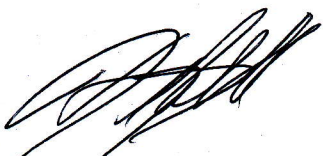
## **REDISEÑO DE LAS TUBERÍAS DE VAPOR DESDE CALDERAS HASTA EL CABEZAL DE DISTRIBUCIÓN, DE UNA EMPRESA PRODUCTORA Y DISTRIBUIDORA DE ACEITES Y GRASAS COMESTIBLES.**

TRABAJO DE GRADUACIÓN PRESENTADO POR HÉCTOR GABRIEL  
RAMÍREZ ASTURIAS PARA OPTAR A GRADO ACADÉMICO DE INGENIERO  
MECÁNICO.

GUATEMALA

2011

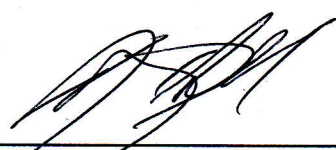
**Vo. Bo. :**

(f)   
\_\_\_\_\_ **Ing. Víctor Hugo Ayerdi Bardales**

**Tribunal Examinador:**

(f)   
\_\_\_\_\_ **Ing. Diego Zapparoli**

(f)   
\_\_\_\_\_ **Ing. Manuel Ruano**

(f)   
\_\_\_\_\_ **Ing. Víctor Hugo Ayerdi Bardales**

**Fecha de aprobación: Guatemala, 06 de mayo de 2011**

# **PREFACIO**

Este trabajo de graduación se desarrollo con base a mi experiencia de prácticas profesionales en una empresa productora y distribuidora de grasas comestibles. Quiero agradecer a mi asesor, el Ingeniero Víctor Hugo Ayerdi, por ayudarme en todo momento en la elaboración de este trabajo. Así también quisiera agradecer al señor Hugo Molina por permitirme hacer mis prácticas profesionales en su empresa.

# CONTENIDO

<b>PREFACIO.....</b>	<b>v</b>
<b>LISTA DE TABLAS.....</b>	<b>viii</b>
<b>LISTA DE ILUSTRACIONES.....</b>	<b>ix</b>
<b>RESUMEN.....</b>	<b>x</b>
<b>I. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>1</b>
<b>II. OBJETIVOS.....</b>	<b>2</b>
<b>A. OBJETIVO GENERAL.....</b>	<b>2</b>
<b>B. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....</b>	<b>2</b>
<b>III. MARCO TEÓRICO.....</b>	<b>3</b>
<b>A. CALDERAS.....</b>	<b>3</b>
1. TIPOS DE CALDERAS.....	3
<b>B. COMBUSTIBLES Y COMBUSTIÓN.....</b>	<b>4</b>
1. COMBUSTIBLES.....	4
<b>C. SELECCIÓN DE TUBERÍA.....</b>	<b>6</b>
1. ESTÁNDARES.....	6
2. MATERIALES.....	7
3. DIMENSIONAMIENTO.....	8
<b>D. ACCESORIOS.....</b>	<b>12</b>
1. CODOS.....	12
2. TEES.....	12
3. TRAMPAS DE VAPOR.....	12
4. JUNTAS DE EXPANSIÓN.....	13
5. VÁLVULAS.....	13
6. PÉRDIDA MENORES DE ENERGÍA.....	17
<b>E. OTRAS FORMAS DE DIMENSIONAMIENTO.....</b>	<b>18</b>
1. FÓRMULA DE UNWIN.....	18
2. DIAGRAMA DE SPIRAX-SARCO.....	18
<b>F. TRANSFERENCIA DE CALOR.....</b>	<b>19</b>
1. MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	20
2. AISLAMIENTOS TÉRMICOS.....	21
3. CÁLCULO DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	22
<b>IV. DISEÑO.....</b>	<b>24</b>
<b>V. CÁLCULOS.....</b>	<b>26</b>

<b>A. SELECCIÓN DE LA TUBERÍA:</b> .....	<b>26</b>
1. PÉRDIDAS MAYORES DE ENERGÍA.....	27
2. PÉRDIDAS MENORES DE ENERGÍA.....	29
3. CÁLCULO PÉRDIDA DE PRESIÓN .....	30
<b>B. SELECCIÓN DE AISLAMIENTO:</b> .....	<b>30</b>
1. CÁLCULO DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	31
<b>C. COSTOS</b> .....	<b>36</b>
<b>VI. RESULTADOS</b> .....	<b>39</b>
<b>A. SELECCIÓN DE LA TUBERÍA:</b> .....	<b>39</b>
<b>B. SELECCIÓN DE AISLAMIENTO:</b> .....	<b>40</b>
<b>C. COSTOS:</b> .....	<b>40</b>
<b>VII. DISCUSIÓN</b> .....	<b>41</b>
<b>VIII. CONCLUSIONES</b> .....	<b>42</b>
<b>IX. BIBLIOGRAFÍA</b> .....	<b>43</b>
<b>X. APÉNDICE</b> .....	<b>44</b>
<b>OTROS MÉTODOS PARA SELECCIÓN DE TUBERÍA</b> .....	<b>48</b>
<b>GLOSARIO</b> .....	<b>57</b>

# LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Poder calorífico de algunos combustibles.....	5
Tabla 2. Diversas composiciones de acero en designación UNS .....	7
Tabla 3. Materiales de aislamiento térmico .....	22
Tabla 4. Grosor mínimo recomendado para aislamiento .....	22
Tabla 5. Propiedades de tubería 6" al carbono .....	27
Tabla 6. Accesorios del diseño .....	29
Tabla 7. Coeficientes K para tubería de 6".....	29
Tabla 8. Datos para transferencia de calor de tubería de 8".....	31
Tabla 9. Número de Prandtl para transferencia de calor .....	31
Tabla 10. Coeficientes de conducción .....	32
Tabla 11. Coeficientes de convección.....	32
Tabla 12. Datos para transferencia de calor de tubería de 10" .....	34
Tabla 13. Costos unitarios .....	37
Tabla 14. Total de costo de materiales para tubería de 6".....	37
Tabla 15. Total de costo de materiales para tubería de 8".....	38
Tabla 16. Total de costo de materiales para tubería de 10".....	38
Tabla 17. Generalidades de la tubería seleccionada .....	39
Tabla 18. Resultados para la selección de la tubería .....	39
Tabla 19. Pérdida de energía .....	40
Tabla 20. Costos totales de materiales para 8" y 10" .....	40
Tabla 21. Diámetros de tuberías cédula no. 40.....	44
Tabla 22. Rugosidad distintos materiales.....	44
Tabla 23. Propiedades vapor saturado .....	45
Tabla 24. Número de Prandtl de vapor saturado.....	46
Tabla 25. Factor K, pérdida menor de energía.....	47
Tabla 26. Resultado fórmula Unwin .....	50
Tabla 27. Pérdidas admisibles para cada línea .....	53

# LISTA DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1. Clasificación de combustibles industriales.....	5
Ilustración 2. Clasificación de combustibles fósiles .....	6
Ilustración 3. Clasificación de materiales para tuberías .....	7
Ilustración 4. Diagrama de Moody .....	10
Ilustración 5. Válvula de compuerta .....	14
Ilustración 6. Válvula de globo .....	15
Ilustración 7. Válvula de bola .....	15
Ilustración 8. Válvula de mariposa .....	16
Ilustración 9. Válvula de cheque .....	16
Ilustración 10. Válvula de cheque .....	17
Ilustración 11. Diagrama Spirax Sarco .....	19
Ilustración 12. Ubicación de calderas.....	24
Ilustración 13. Propuesta de diseño .....	25
Ilustración 14. Diagrama de Spirax Sarco para cédula 40 .....	51
Ilustración 15. Cálculo en diagrama de Spirax Sarco .....	52
Ilustración 16. Cálculo uniendo dos líneas en una línea de 8" .....	54
Ilustración 17. Cálculo uniendo dos líneas en una línea de 10" .....	55
Ilustración 18. Cálculo para dos líneas independientes de 6" .....	56
Ilustración 19. Cálculo para dos líneas independientes de 8" .....	57

# RESUMEN

Este estudio se realizó a partir de la necesidad de una empresa de alimentos, de reubicar sus dos calderas de bunker en otra área. Actualmente dichas calderas se encuentran ubicadas en una bodega que está al lado de la planta de producción. Sin embargo, debido a que la empresa necesita ampliar sus líneas de producción, requiere de este espacio, razón por la cual es necesario trasladar las calderas a otro lugar.

El estudio consiste en rediseñar la red de tuberías de las calderas de bunker desde la nueva ubicación hasta el cabezal de distribución. El rediseño se basa en fundamentos teóricos de mecánica de fluidos y termodinámica. Entre los fundamentos de mecánica de fluidos se toma en cuenta la ecuación de Bernoulli, el número de Reynolds para la turbulencia, el factor de fricción de D'arcy-Weisbach y las pérdidas menores de energía por accesorios.

Las calderas de bunker suministran vapor a una presión de 161.7 psi en la ubicación actual. La demanda de las líneas de producción, incluyendo la ampliación que se tiene prevista, es de 145 psi, por lo que se elaboró un diseño que cumple con estos requisitos.

Para cumplir con estos requisitos se requiere utilizar una sola tubería de 8" cédula no. 40 de aleación acero al carbono (G10XX) con una rugosidad máxima de 0.046mm, para ambas calderas. El nuevo diseño cuenta con un largo total de tubería de 150 metros, 2 válvulas de compuerta, 3 válvulas de cheque, 4 codos de 90° y 5 codos de 45°. Utilizando este diseño se obtiene una pérdida de presión de 13.33 psi.

La pérdida total de calor utilizando un aislamiento de fibra de vidrio con un grosor de 3.5" es de 12.86kW.

El costo total de los materiales para elaborar el diseño propuesto en este proyecto es de Q.202,705.

# I. INTRODUCCIÓN

Este estudio se enfoca en el rediseño de una red de tubería de vapor de una empresa que se dedica a la producción y distribución de aceites y grasas comestibles. La empresa cambiará la ubicación de dos calderas para poder introducir más líneas de producción. Las dos calderas utilizan combustibles fósiles y se encuentran en una bodega adjunta a la planta de producción. Esta área se desea utilizar para la instalación de nuevas líneas en el proceso productivo, por lo que las dos calderas serán retiradas y reubicadas en otra área de la empresa.

Una distribución de tuberías eficaz suministra vapor a una presión establecida por la demanda de las líneas de producción. La movilización de las calderas requiere del rediseño de la red de las tuberías de vapor para obtener la presión requerida con la menor pérdida de calor.

El trabajo se efectuará con base a estudios de mecánica de fluidos y transferencia de calor. Existen diversas maneras de efectuar el diseño, tales como el uso de tablas, gráficas y fórmulas para determinar las propiedades de la tubería.

Este estudio se enfocará en el análisis de aspectos que se deben considerar para realizar un rediseño adecuado de la red de tuberías, de forma que al trasladar las dos calderas, el nuevo sistema de tuberías sea eficiente y cumpla con los requerimientos de los procesos de producción.

Entre estos aspectos encontramos:

- La selección de la tubería adecuada (material y dimensionamiento) para obtener la presión establecida,
- La selección del aislamiento adecuado (material y grosor)
- La selección de los accesorios necesarios.

## **II. OBJETIVOS**

### **A. OBJETIVO GENERAL**

- Rediseñar la red de tuberías desde la nueva ubicación de las calderas de combustible fósil hasta el cabezal de distribución, generando la presión requerida por los procesos de producción.

### **B. OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Determinar el diámetro óptimo de tubería para transportar el vapor de las calderas al cabezal de distribución.
- Establecer los accesorios requeridos para la nueva distribución de tuberías.
- Obtener la menor pérdida de calor posible en el nuevo diseño de tubería mediante el uso de aislamientos térmicos.
- Establecer el costo más bajo de los materiales para instalar el nuevo sistema.

# III. MARCO TEÓRICO

## A. CALDERAS

Las calderas, los evaporadores y los condensadores son intercambiadores de calor de dos fases. (Kakac 1991)

**1. TIPOS DE CALDERAS.** Las calderas se pueden clasificar dependiendo de sus características, tales como: uso, presión, materiales de construcción, tamaño, contenido, forma y posición de tubos, sistema del fogón, fuente de calor, clases de combustible, fluido utilizado, sistema de circulación, posición del hogar, forma general, nombre registrado del fabricante y propiedades especiales. Siendo las más comunes las clasificaciones de uso, presión, materiales de construcción, contenido de los tubos, fuentes de calor y tipo del hogar.

Para este estudio, las calderas se clasifican según el combustible utilizado: combustible fósil (bunker).

**a. Contenido de los tubos.** Las calderas pueden ser piro-tubulares o acuotubulares. Las calderas piro-tubulares los gases pasan dentro de los tubos y generan vapor saturado. Mientras que en las calderas acuotubulares los gases pasan fuera de los tubos y producen vapor sobrecalentado.

**1) Caldera piro-tubular.** En estas calderas los gases de combustión son obligados a pasar por el interior de los tubos, los que se encuentran sumergidos en el agua. Los gases calientes de la combustión transmiten el calor al agua. Estas calderas tienen una presión de trabajo que no excede normalmente de los 20 kg/cm<sup>2</sup> (285 psi). La producción de vapor se encuentra alrededor de las 25 toneladas por hora. (Soto 1996)

Las calderas analizadas en el trabajo cuentan con una capacidad de 32,000 libras por hora (15 t/hr) y 161.7 psi.

Las calderas pirotubulares se dividen en calderas pirotubulares de hogar integral y calderas compactas de hogar tubular. La caldera de hogar integral consiste en una combinación de parrilla, alta de refractario, cenicero y cámara de combustión. Las superficies internas de las paredes del hogar están revestidas de material refractario. El cuerpo de la caldera se halla suspendido en bases de material refractario. Las calderas pirotubulares compactas con hogar tubular consisten en un tubo central sumergido en el agua. Los gases de combustión transfieren el calor a este tubo por radiación. (Soto 1996)

**2) Caldera acuotubular.** Estas calderas contienen el agua en el interior de los tubos, mientras el fuego es aplicado en la superficie exterior del tubo.

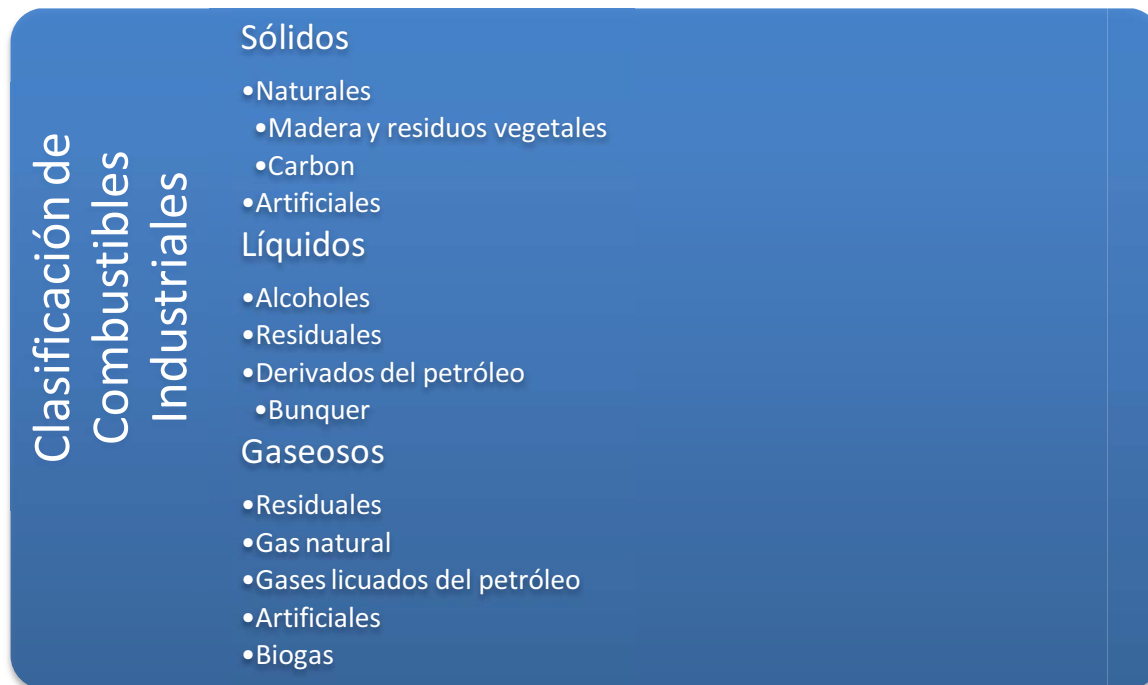
En la industria, se utilizan estas calderas con presión de trabajo que no excede normalmente de los  $64 \text{ kg/cm}^2$ . La producción de vapor se encuentra alrededor de las 100 t/hr. Las calderas acuotubulares se dividen en calderas acuotubulares compactas de hogar integral pequeño y calderas acuotubulares compactas de hogar integral grande. (Soto 1996)

## **B. COMBUSTIBLES Y COMBUSTIÓN**

**1. COMBUSTIBLES.** Los combustibles son considerados como una fuente finita de energía potencial química en el cual la energía es almacenada en estructuras moleculares de un compuesto particular y liberada por reacciones químicas complejas. (Mahallawy 2002)

La clasificación de los combustibles se puede hacer mediante su estado de la materia: combustibles sólidos, combustibles líquidos y combustibles gaseosos. (Soto 1996)

### Ilustración 1. Clasificación de combustibles industriales



(García, 2001)

Los combustibles contienen tres elementos químicos principales: carbono, hidrógeno y azufre. El azufre es de menor importancia como fuente de calor, pero es de gran importancia en los problemas de corrosión y contaminación. (Soto 1996)

Las principales propiedades que se pueden destacar de los combustibles son: la humedad, densidad, viscosidad, poder calorífico, punto de inflamación, punto de combustión, contenido de azufre y cenizas. De estas propiedades la de mayor importancia es el poder calorífico que se define como la cantidad de energía calorífica que puede producir un combustible al ser quemado, expresándose en kcal/kg, BTU/lb, o Joule/kg. (Soto 1996)

**Tabla 1. Poder calorífico de algunos combustibles**

Combustible	Poder Calorífico	
<b>Carbón</b>	27,256 kJ/kg	6,520 kCal/kg
<b>Petróleo</b>	42,956 kJ/kg	10,260 kCal/kg
<b>Aceite Diesel</b>	45,343 kJ/kg	10,830 kCal/kg
<b>Combustible ligero</b>	43,249 kJ/kg	10,330 kCal/kg
<b>Gas natural</b>	52,335 kJ/kg	12,500 kCal/kg

(Soto, 1996)

a. **Bunker (Crudo).** El bunker o crudo es producto de la refinación del petróleo. La operación fundamental de las refinerías es la destilación fraccionada del petróleo bruto. (Primo 1996)

Ilustración 2. Clasificación de combustibles fósiles



(Primo, 1996)

## C. SELECCIÓN DE TUBERÍA

1. **ESTÁNDARES.** El comité de la ASME (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos) estableció el número de cédula para tener una relación uniforme de 1000 veces la expresión  $P/S$  (Presión / Esfuerzo Admisible) de la fórmula de Barlow. Existen 11 distintos números de cedula: 5, 10, 20, 30, 40, 60, 80, 100, 120, 140 y 160. La tubería más ligera que se puede utilizar para aplicaciones de vapor es la cedula número 40. (ASME, 2004)

El número de cédula determina el grosor de cada tubería, entre mayor sea el número de cédula mayor será el grosor.

La Sociedad de Ingenieros Automecánicos (SAE por sus siglas en inglés) estableció una metodología para la designación numérica de los aceros. Para esto la SAE publicó el Sistema Numérico Unificado para Metales y Aleaciones (UNS por sus siglas en inglés). En este sistema

se emplea una letra de prefijo para designar el material (G para el carbono y los aceros de aleación; A para aleaciones de aluminio; C para aleaciones de cobre; etc). Después de esta letra siguen cinco números. Estos números varían dependiendo el material que sea designado para los aceros los primeros dos números se utilizan para indicar la composición y los otros tres indica el contenido aproximado en centésimos de 1%. (Shingley, 2001)

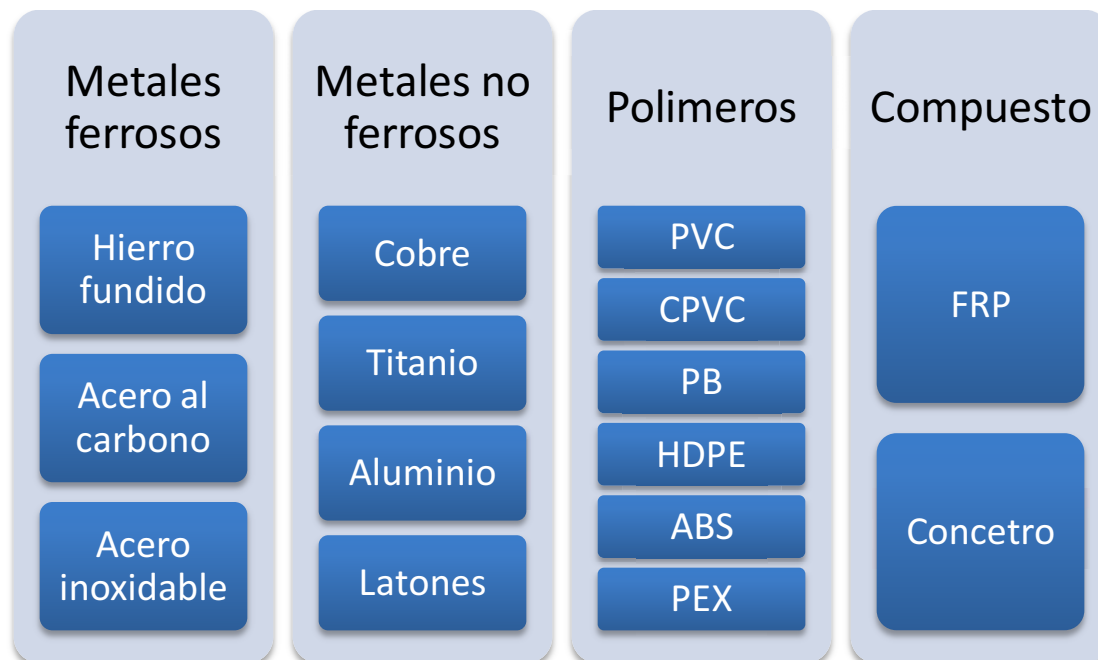
**Tabla 2. Diversas composiciones de acero en designación UNS**

Designación UNS	Componente de la aleación	Designación UNS	Componentes
<b>G10</b>	Carbono simple	<b>G46</b>	Niquel-Molibdeno
<b>G11</b>	Azufre o fosforo	<b>G48</b>	Niquel-Molibdeno
<b>G13</b>	Manganeso	<b>G50</b>	Cromo
<b>G23</b>	Niquel	<b>G51</b>	Cromo
<b>G25</b>	Niquel	<b>G52</b>	Cromo
<b>G31</b>	Niquel-Cromo	<b>G61</b>	Cromo-Vanadio
<b>G33</b>	Niquel-Cromo	<b>G86</b>	Cromo-Niquel-Molibdeno
<b>G40</b>	Molibdeno	<b>G87</b>	Cromo-Niquel-Molibdeno
<b>G41</b>	Cromo-Molibdeno	<b>G92</b>	Manganeso-Silicio
<b>G43</b>	Niquel-Cromo-Molibdeno	<b>G94</b>	Niquel-Cromo-Molibdeno

(Shigley, 2001)

**2. MATERIALES.** Las tuberías se pueden clasificar en cuatro categorías: metales ferrosos, metales no ferrosos, polimeros y compuestos. (Silowash 2010)

**Ilustración 3. Clasificación de materiales para tuberías**



(Silowash, 2010)

La selección del material dependerá del tipo de fluido que maneje la tubería. Las tuberías de materiales ferrosos pueden ser de acero o de hierro fundido (ambas aleaciones de hierro-carbono). Las tuberías de acero son utilizadas para vapor de agua, agua líquida, lubricantes y combustibles. Las tuberías de hierro fundido son utilizadas en su mayoría para agua líquida, gases y drenajes. (Silowash 2010)

Las tuberías elaboradas con materiales no ferrosos regularmente son de latón y cobre. Las tuberías de latón son utilizadas en su mayoría para fluidos corrosivos. Las tuberías de cobre son utilizadas generalmente para aire comprimido, líneas hidráulicas, instalaciones domésticas y combustibles. (Silowash 2010)

**3. DIMENSIONAMIENTO.** El propósito de un sistema de distribución de vapor es suministrar vapor a la presión y calidad requerida por el proceso o punto de uso. Para dimensionar la tubería se debe tomar en cuenta la primera ley de la termodinámica. Con la primera ley de la Termodinámica, se deriva la ecuación de la conservación de Energía Mecánica conocida como la ecuación de Bernoulli:

$$P_1 + \frac{\rho V_1^2}{2} + \rho g h_1 = P_2 + \frac{\rho V_2^2}{2} + \rho g h_2 + \rho g h_f$$

La pérdida de energía tiene dos componentes: la pérdida mayor de energía debido a fricción y la pérdida menor de energía debido a accesorios. (White 2001)

$$h_f = h_{f \text{ tubería}} + h_{f \text{ accesorios}}$$

**a. Ecuación de D'arcy – Weisbach.** La ecuación de D'arcy-Weisbach se utiliza para determinar la pérdida mayor de energía debido a fricción en la tubería. Está es aplicable para flujos turbulentos y laminares. Esta ecuación fue propuesta por Julius Weisbach, un profesor alemán, quien en 1850 publicó el primer libro moderno de hidrodinámica. (White 2001)

La ecuación es:

$$h_{f \text{ tubería}} = f \frac{L V^2}{d 2g}$$

Donde,

$h_f$  = pérdida de cabeza por fricción

$f$  = coeficiente de fricción

$L$  = largo de la tubería

$d$  = diámetro interno de la tubería

$V$  = velocidad del fluido

$g$  = gravedad

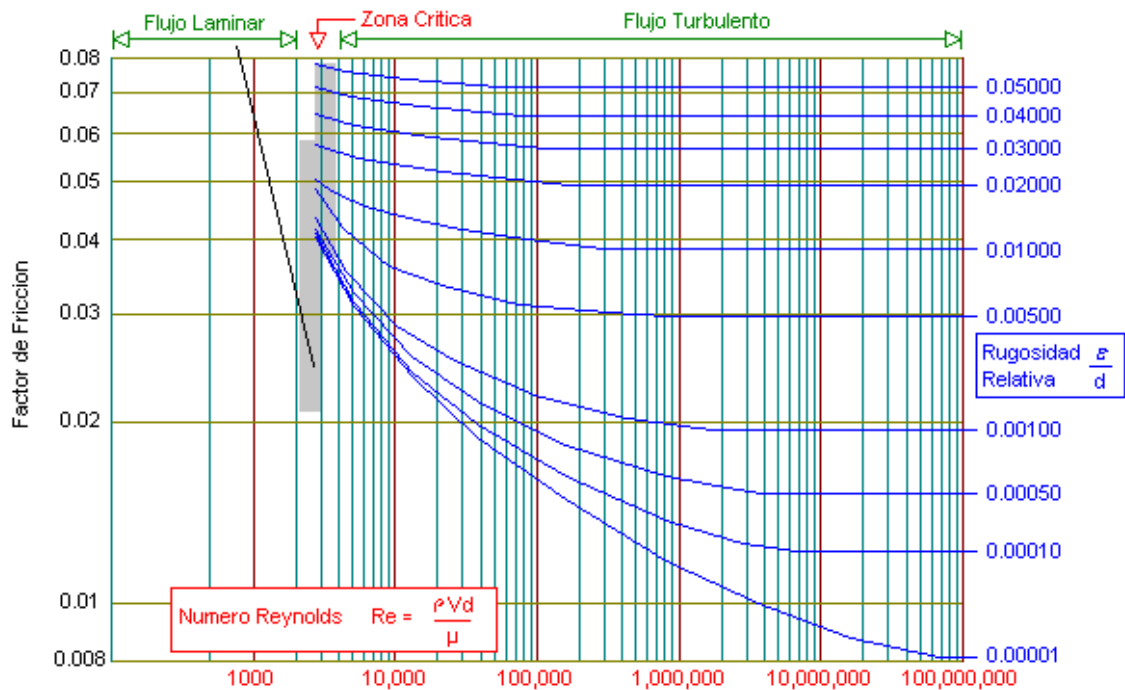
Para determinar el coeficiente de fricción se pueden utilizar dos métodos:

1. Mediante un diagrama de Moody
2. De forma analítica, utilizando la ecuación de Colebrooks

**b. Diagrama de Moody.** Mediante el uso del diagrama de Moody se puede determinar fácilmente el coeficiente de fricción.

El diagrama de Moody es una de las figuras más populares y útiles en la mecánica de fluidos. Este diagrama tiene una certeza de  $\pm 15\%$ . Además, puede ser utilizada para tuberías de cualquier geometría y para canales abiertos. (White 2001)

Ilustración 4. Diagrama de Moody



(White, 2001)

c. **Ecuación de Colebrooks.** La ecuación de Colebrook sirve para calcular el coeficiente de fricción de D'arcy - Weisbach. Esta ecuación combina tuberías de distintas rugosidades. Esta valida únicamente para flujo turbulento. (White 2001)

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -2 \log\left(\frac{\epsilon/d}{3.7} + \frac{2.51}{Re f^{1/2}}\right)$$

En donde,

$f$  = Coeficiente de fricción de D'arcy-Weisbach

Re = Número de Reynolds

$\epsilon$  = rugosidad de la superficie de tubería (Ver Apéndice)

d = diámetro interno de la tubería

Para ciertos casos se requiere de iteración para la resolución de la ecuación. O se pueden utilizar aproximaciones como: (White 2001)

$$f = \left( -1.8 \log \left[ \left( \frac{\varepsilon/d}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right] \right)^{-2}$$

**d. Número de Reynolds.** La transición de un flujo laminar a turbulento depende de la geometría de la superficie, la rugosidad, la velocidad del fluido, la temperatura de la superficie y el tipo de fluido. Osborn Reynolds definió una unidad adimensional para describir el movimiento de los fluidos. El número de Reynolds mide la inercia del fluido en relación a su viscosidad. (Cengel 2007)

Según White (2001) el número de Reynolds se puede clasificar en:

- Laminar:  $Re < 2,300$
- Transición:  $2,300 < Re < 4,000$
- Turbulento:  $Re > 4,000$

El número de Reynolds se determina mediante la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{V d}{\nu}$$

Donde:

- $Re$  = Número de Reynolds (adimensional)
- $V$  = velocidad del fluido (m/s)
- $d$  = diámetro de la tubería (m)
- $\nu$  = viscosidad cinemática ( $m^2/s$ ) (Ver Apéndice)

## D. ACCESORIOS

Los sistemas de tuberías requieren de accesorios para cambiar la dirección, conectar a todos los equipos que requieren del uso del fluido y para regular el flujo. (Silowash 2010)

Los accesorios deben ser elaborados para todo tipo de tubería y de conexión. Entre los accesorios podemos encontrar: bridas, codos, reductores, tees, uniones, reductores, tapones, acoplamientos, entre otros. (Silowash 2010)

**1. CODOS.** El codo es el accesorio más utilizado, esto debido a que introduce flexibilidad a los sistemas de tuberías. Los codos son utilizados para pasar alrededor de cualquier obstáculo. (Silowash 2010)

**2. TEES.** Las tees son utilizadas para formar ramificaciones en las tuberías. Muchas veces las tees son utilizadas para tener acceso para retornos de condensados o limpieza de la tubería. (Silowash 2010)

**3. TRAMPAS DE VAPOR.** Las trampas de vapor remueven el condensado y el aire de las líneas de vapor. Si existe suficiente presión en la línea de vapor, el condensado será empujado de regreso a la caldera sin necesidad de utilizar bombas. Existen distintos tipos de trampas de vapor entre estos mecánicos, termodinámicos, termostáticos y bimetálicos. Las trampas de vapor mecánicas pueden ser cubeta invertida y de flotador. Las trampas de vapor termodinámicas son de disco, que su ventaja es compacta y se utilizan en aplicaciones pequeñas. Las trampas de vapor bimetálicas son de una aleación de dos metales. Las trampas de vapor termostáticas utilizan un gas que se expande y comprime. (Silowash 2010)

**4. JUNTAS DE EXPANSIÓN.** Las juntas de expansión son utilizadas para absorber el desplazamiento causado por la expansión térmica. Las juntas de expansión deben de ser evitadas si es posible, pero a veces los desplazamientos y fuerzas provocados por la expansión térmica son muy grandes. (Silowash 2010)

**5. VÁLVULAS.** Actualmente existe una gran variedad de válvulas disponibles en el mercado. La selección de éstas se basa en la aplicación técnica, la facilidad de uso y el costo. Las válvulas son utilizadas con dos propósitos: (Silowash 2010)

- Activar o desactivar los servicios, el uso de la válvula es completamente abierta para permitir el flujo o completamente cerrada para impedirlo.
- Limitar los servicios, el uso de la válvula es para modular el flujo

**a. Válvula de compuerta.** La válvula de compuerta utiliza un disco en forma de cuña o compuerta que opera perpendicular al flujo. Esta se sube para permitir el flujo y se baja para impedirlo. El uso de esta válvula es completamente abierta o completamente cerrada. No debe ser utilizada parcialmente abierta debido a que el flujo provoca vibraciones en la compuerta generando daños en ésta. (Frankel 2010)

**b. Válvula de globo.** Estas válvulas son llamadas así por la forma de globo en el cuerpo de la válvula. Estas válvulas son utilizadas para regular el flujo. Una válvula de globo debe ser instalada con el flujo entrando debajo del disco. (Frankel 2010)

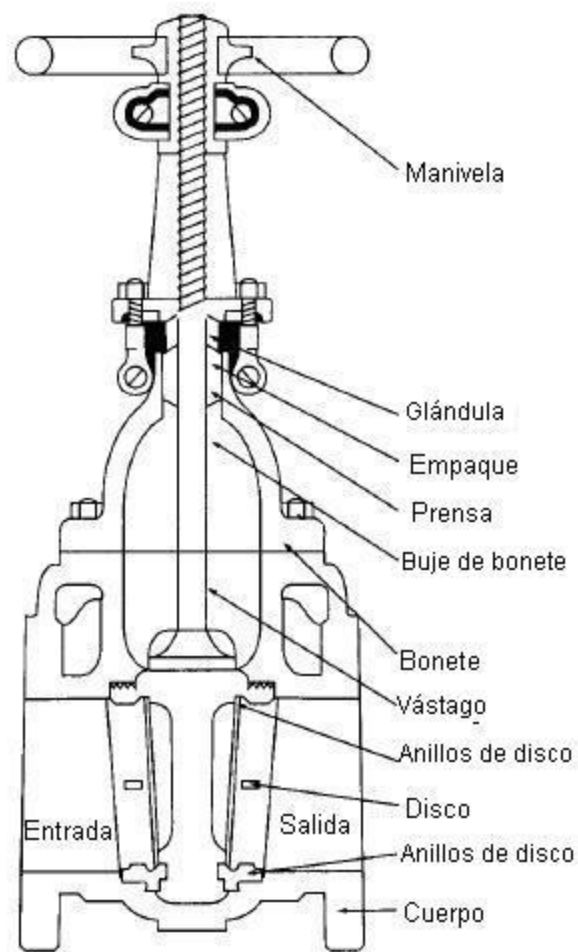
**c. Válvula de bola.** La válvula de bola utiliza una esfera con un hoyo perforado. Esta válvula se acciona rápidamente girando 90 grados la manivela, y el flujo depende del tamaño de la abertura en la bola. (Frankel 2010)

**d. Válvula de mariposa.** La válvula de mariposa tiene un disco delgado que gira para cerrar el dispositivo. Al igual que la válvula de bola, esta válvula se opera girando 90 grados

la manivela para abrirla completamente o cerrarla completamente. Cuando la válvula está cerrada, la orilla del disco sella herméticamente contra el asiento de la válvula. (Frankel 2010)

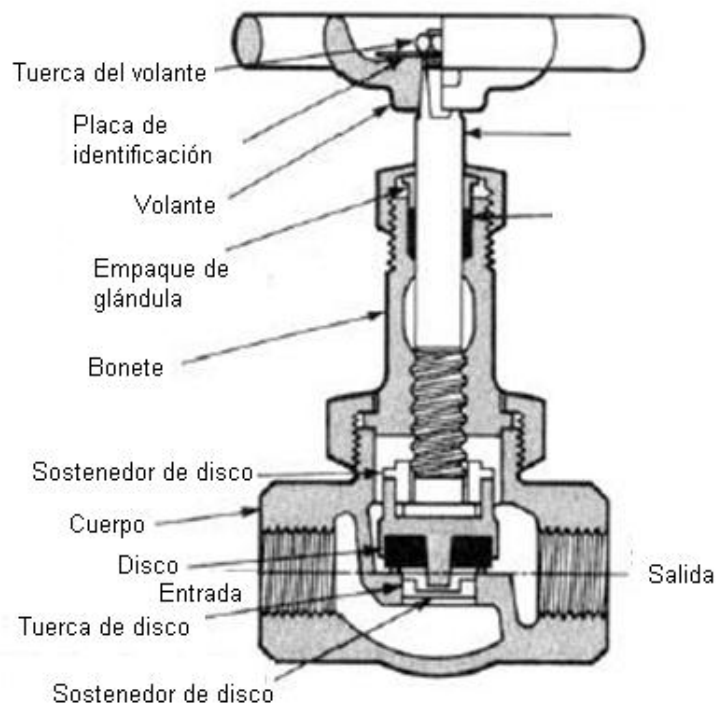
**e. Válvula de cheque.** La válvula de cheque automáticamente previene un el regreso del flujo. Existen diversas configuraciones para estas válvulas. A continuación se presentan: (Frankel 2010)

**Ilustración 5. Válvula de compuerta**



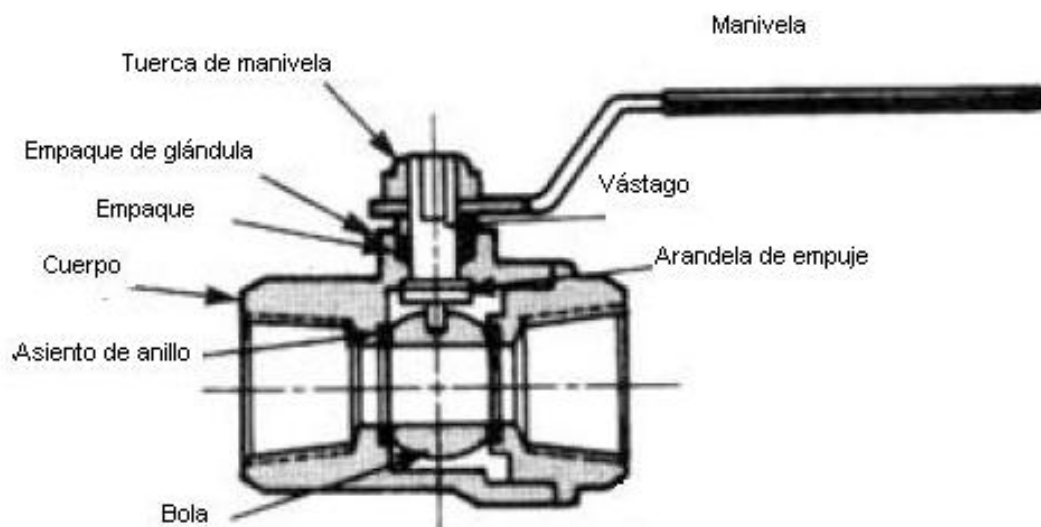
(Frankel, 2010)

Ilustración 6. Válvula de globo

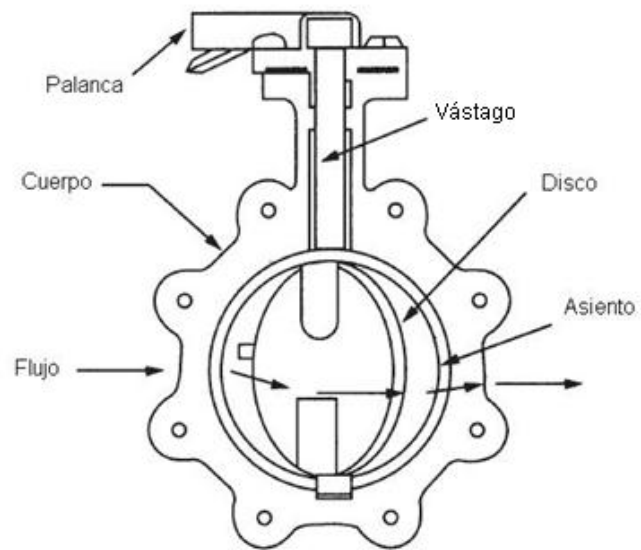


(Frankel, 2010)

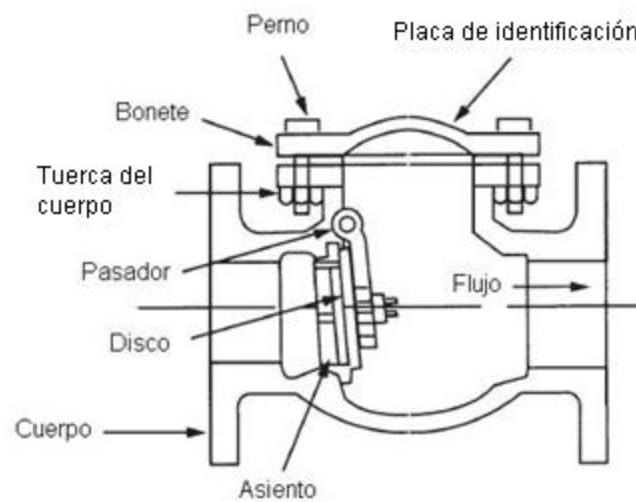
Ilustración 7. Válvula de bola



(Frankel, 2010)

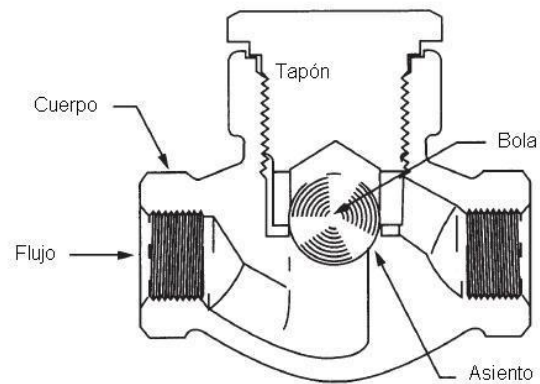
**Ilustración 8. Válvula de mariposa**

(Frankel, 2010)

**Ilustración 9. Válvula de cheque**

(Frankel, 2010)

Ilustración 10. Válvula de cheque



(Frankel, 2010)

**6. PÉRDIDA MENORES DE ENERGÍA.** Para cualquier sistema de tubería, adicionales a las pérdidas por fricción, existen las pérdidas menores de energía provocadas por:

- Entradas y salidas de tubería
- Expansiones y contracciones repentinas de la tubería
- Codos, tees, uniones, otras uniones
- Válvulas, abiertas o parcialmente cerradas
- Expansiones y contracciones graduales de la tubería

(White 2001)

$$h_{f \text{ accesorios}} = K \frac{V^2}{2g}$$

En donde,

 $h_f$  = Pérdidas menores de energía

K = Coeficiente de fricción de cada accesorio (ver apéndice)

V = Velocidad del fluido

g = Gravedad

Para el cálculo de varios accesorios se deben sumar todos los coeficientes de fricción y aplicar la sumatoria en la fórmula.

## E. OTRAS FORMAS DE DIMENSIONAMIENTO

### 1. FÓRMULA DE UNWIN

$$\Delta P = \frac{3.628 \left( 1 + \frac{3.6}{d} \right) v w^2}{10^6 d^5}$$

Donde,

$\Delta P$  = Pérdida de presión por cada 100 ft de tubería (psi)

$v$  = volumen específico (ft<sup>3</sup>/lb)

$w$  = flujo másico (lb/hr)

$d$  = diámetro interno (in)

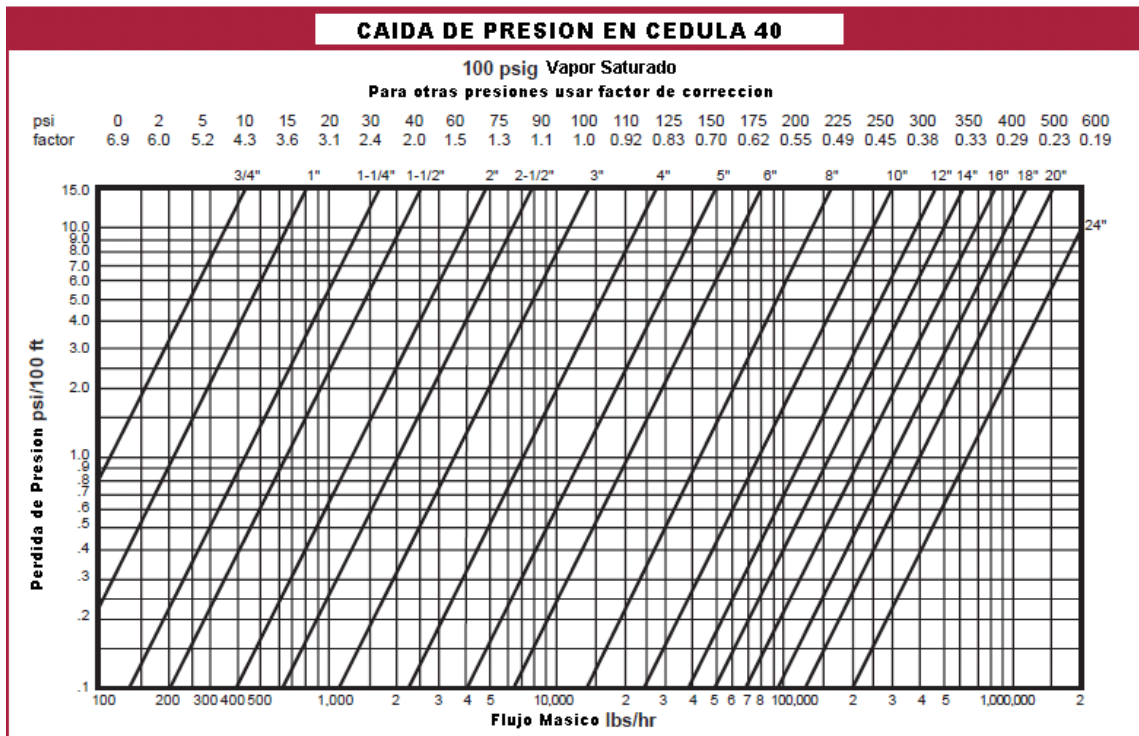
La formula de Unwin debe utilizarse para vapor saturado, aunque también puede ser utilizado para vapor sobrecalentado. (George 1986)

### 2. DIAGRAMA DE SPIRAX-SARCO

Mediante el uso de esta gráfica se puede calcular fácilmente la pérdida de presión en las tuberías por tramos de 100ft. La gráfica actual es válida para vapor saturado a 100psi. Si se está trabajando a otra presión se utiliza un factor de corrección. Este factor es multiplicado a la pérdida de presión.

Para determinar el diámetro de la tubería se requiere conocer el flujo másico y la pérdida admisible de presión. Se trazan líneas rectas desde cada valor hasta que se intercepten. Desde el punto de intercepción se busca la diagonal que esté al lado derecho del punto. Ésta nos da la dimensión de la tubería.

Ilustración 11. Diagrama Spirax Sarco



(Spirax Sarco, 2000)

## F. TRANSFERENCIA DE CALOR

Existen diversas formas de energía, entre éstas está la térmica, mecánica, cinética, potencial, eléctrica, magnética, química y nuclear. La sumatoria de todas estas energías se denomina la energía total del sistema. La energía se puede transferir de dos maneras: por calor o por trabajo. Según la primera ley de la termodinámica: (Cengel, 2007)

$$\text{Energía Entrante} - \text{Energía Saliente} = \text{Cambio de Energía en el Sistema}$$

## 1. MECANISMOS DE TRANFERENCIA DE CALOR

**a. Conducción.** La base de la conducción es la ley de Fourier. Esta ley indica que el flujo de calor es directamente proporcional al gradiente de temperatura en una dirección  $n$ . (Kreith, 2005)

$$q_k = -k A \frac{\partial T}{\partial n}$$

La conducción es la transferencia de energía entre partículas en el mismo estado de la materia adyacentes, de una de mayor energía hacia una de menor energía. (Soto, 1996)

**b. Convección.** La convección es la interacción de transferencia de energía entre una partícula de un sólido y un gas o líquido adyacente. (Soto, 1996)

**c. Número de Nusselt.** El número de Nusselt representa la transferencia de calor a través de un fluido como resultado de la relación de conducción y convección. Este es adimensional y representado por la fórmula: (Cengel 2007)

$$Nu = 0.125 * f * Re * Pr^{1/3}$$

$$Nu = \frac{h L}{k}$$

Mientras más grande sea el número de Nusselt es mayor la transferencia por convección. Si el número de Nusselt  $Nu = 1$ , indica que la transferencia es por conducción pura. (Cengel 2007)

**d. Número de Prandtl.** El número de Prandtl es un parámetro adimensional que relaciona la viscosidad cinemática con la difusión térmica. (Cengel 2007)

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{c_p \mu}{k}$$

Valores típicos del número de Prandtl son:

- Metales líquidos: 0.004-0.03
- Gases: 0.7-1.0
- Agua: 1.7-13.7
- Fluidos orgánicos ligeros: 5-50
- Aceites y grasas: 50-100,000
- Glicerina: 2,000 – 100,000

(Cengel 2007)

**2. AISLAMIENTOS TÉRMICOS.** Hay cuatro razones por las que deben usarse los aislamientos térmicos: prevenir el condensado, reducir la pérdida de calor, proteger al personal y reducir el ruido. (Frankel 2010)

**a. Materiales para aislamiento térmico.** <<Los materiales para aislamiento térmico más comunes, se pueden considerar como mezclas de cuerpos celulares, granulosos o fibrosos, con aire, dispuestos en posiciones y proporciones relativas, de tal modo que dificulten de manera importante la conducción térmica.>> (Soto 1996)

Al seleccionar un material para aislamiento térmico se debe tomar en cuenta su conductividad térmica. Estos se clasifican de acuerdo a sus tipos genéricos. (Soto 1996).

- Fibras minerales: Materiales procesados de fusión de roca, escoria o vidrio.
- Celulares: Compuestos por celdas individuales de vidrio o plástico espumado.
- Granulares: Compuestos por nódulos que contienen espacios vacíos.

Tabla 3. Materiales de aislamiento térmico

Aislamiento	Temperatura mínima		Temperatura máxima		Coeficiente de conducción W/m*K
	(oC)	(oF)	(oC)	(oF)	
Vidrio celular	-260	-450	480	900	0.048
Espuma elastomérica	-55	-70	120	250	0.035
Fibra de vidrio	-30	-20	540	1000	0.05
Lana de roca	0	32	1000	1800	0.03 - 0.041
Espuma fenolica			150	300	0.025
Espuma poliisocianurato	-180	-290	150	300	0.029
Poliestireno	-50	-60	75	165	0.03
Poliuretano	-210	-350	120	250	0.02

(Soto, 1996)

b. **Espesor económico de aislamiento.** A continuación se presentan el grosor mínimo recomendado para aislamiento dependiendo de la temperatura del fluido. (Soto 1996).

Tabla 4. Grosor mínimo recomendado para aislamiento

GROSOR MÍNIMO RECOMENDADO PARA AISLAMIENTO				
Tamaño nominal de tubería (in)	Rango de temperatura (oC)			
	50 – 90	90 - 120	120 - 150	150 - 230
	Rango de temperatura (oF)			
	120 – 200	201 - 250	251 - 305	306 - 450
	Agua caliente	Vapor presión baja	Vapor presión media	Vapor alta presión
< 1"	1	1.5	2	2.5
1 1/4" - 2"	1	1.5	2.5	2.5
2 1/2" - 4"	1.5	2	2.5	3
5" - 6"	1.5	2	3	3.5
> 8"	1.5	2	3	3.5

(Soto, 1996)

3. **CÁLCULO DE TRANSFERENCIA DE CALOR.** El factor de convección del vapor varía por ser un flujo turbulento, por lo que se utiliza el número de Nusselt para efectuar los cálculos necesarios para determinar el factor de convección del vapor.

$$Nu = 0.125 * f * Re * Pr^{1/3}$$

Con el número de Nusselt se determina el factor de convección del vapor.

$$h_1 = \frac{Nu * k_{vapor}}{d_{interno}}$$

Las fórmulas para determinar las resistencias de la transferencia de calor del sistema son:

$$R_{i,Conveccion Interior} = \frac{1}{h_1 A}$$

$$R_{1,Conduccion Tuberia} = \frac{\ln(r_1/r_2)}{2\pi k_1 L}$$

$$R_{2,Conduccion Aislamiento} = \frac{\ln(r_2/r_3)}{2\pi k_2 L}$$

$$R_{i,Conveccion Exterior} = \frac{1}{h_2 A}$$

Luego se efectúa la sumatoria de todas las resistencias para obtener una resistencia equivalente total, y se utiliza esta resistencia para determinar la pérdida de calor por unidad de longitud de tubería.

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{\sum R}$$

## IV. DISEÑO

Actualmente el sistema cuenta con dos calderas pirotubulares, las cuales utilizan bunker como combustible. Cada caldera genera 32,000 libras por hora de vapor a una presión de 161.7 psi. Por conceptos teóricos se sabe que las calderas pirotubulares generan vapor saturado.

Las calderas están conectadas al cabezal de distribución el cual suministra vapor a las líneas de producción. La demanda actual, en el cabezal de distribución, es de 64,000 libras de vapor por hora a una presión de 130 psi.

Debido a que se ampliarán las líneas de producción, para el nuevo diseño la demanda en el cabezal de distribución se considerará de 64,000 libras de vapor por hora a una presión mínima de 145 psi.

**Ilustración 12. Ubicación de calderas**

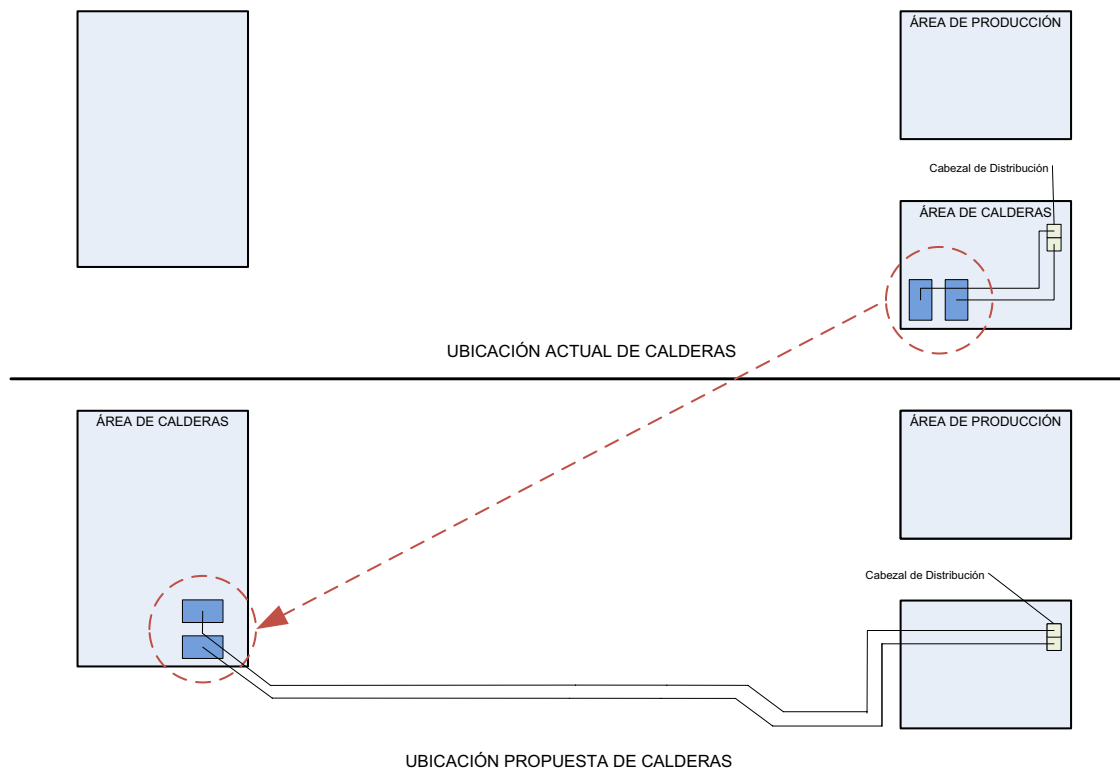
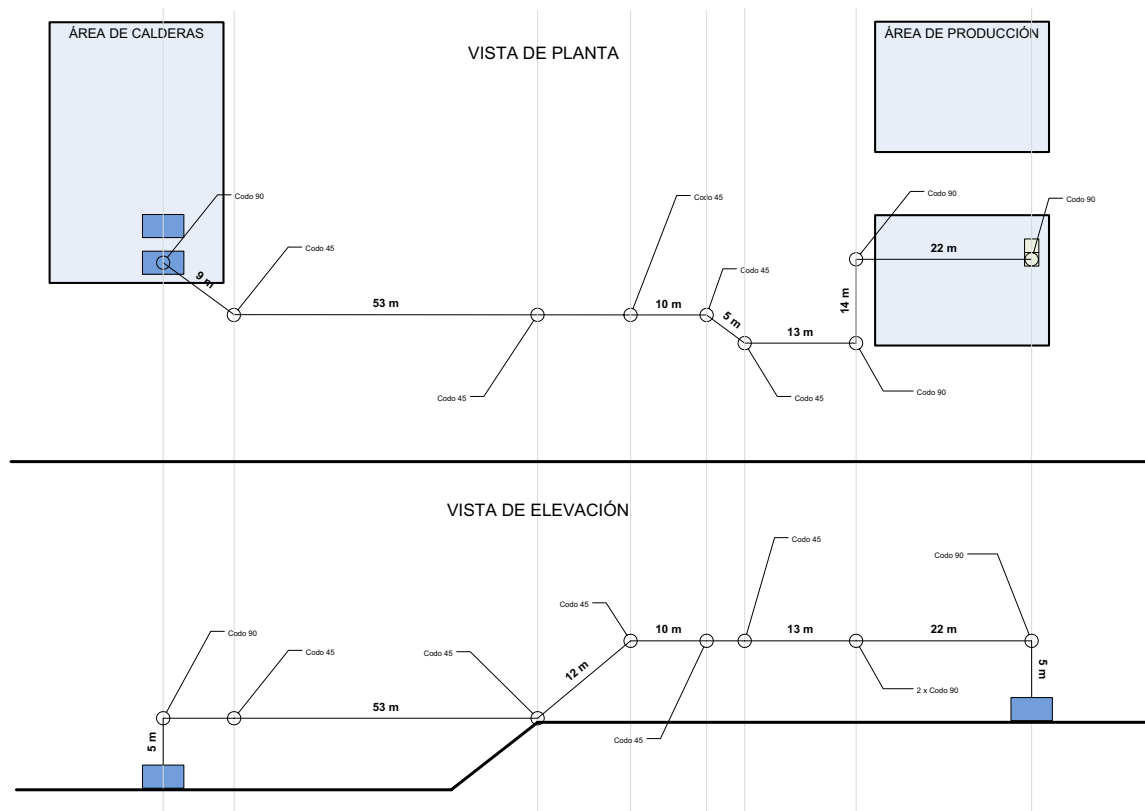


Ilustración 13. Propuesta de diseño



Se utilizarán dos trampas de vapor, para mantener la calidad del vapor. La primera colocada a 66 metros (medición sobre el tramo de tubería) de la salida de las calderas, justo antes de la pendiente de 45 grados. La segunda trampa será ubicada a 6 metros (medición sobre el tramo de tubería) antes del cabezal de distribución.

## V. CÁLCULOS

### A. SELECCIÓN DE LA TUBERÍA:

La selección de la tubería es con base a la presión demandada por las líneas de producción. La presión generada en las calderas es de 161.7 psi y la presión demandada es de 145 psi. Por lo que la pérdida de presión admisible es:

$$\Delta P_{admisible} = P_1 - P_2 = 161.7 \text{ psi} - 145 \text{ psi} = 16.7 \text{ psi}$$

Esto se resuelve con el uso de la ecuación de Bernoulli:

$$P_1 + \frac{\rho V_1^2}{2} + \rho g h_1 = P_2 + \frac{\rho V_2^2}{2} + \rho g h_2 + \rho g h_f$$

Debido a que es un sistema abierto y la ley de continuidad que la velocidad en el punto 2 es igual a la del punto 1.  $V_2 - V_1 = 0$

Aplicando la ecuación de Bernoulli obtenemos:

$$\Delta P = \rho g (h_2 - h_1) + \rho g h_f$$

Para mantener la presión demandada por los procesos de producción la pérdida de presión en el sistema debe ser menor a la pérdida de presión admisible.

$$\Delta P \leq \Delta P_{admisible}$$

El vapor generado por las calderas pirotubulares es vapor saturado por lo que podemos determinar la temperatura de saturación a 161.7psi y también la densidad del vapor saturado a una presión de 161.7psi (ver tabla de vapor saturado en Apéndice)

$$T_{sat @ 161.7psi} = 188 \text{ °C}$$

$$\rho = 6.13 \text{ kg/m}^3$$

Según el diseño la diferencia de altura es:

$$\Delta h = 7m (23 ft)$$

Las pérdidas totales de energía se dividen en dos partes: pérdidas por fricción en la tubería (pérdidas mayores) y pérdidas por accesorios (pérdidas menores)

$$h_f = h_{f \text{ tubería}} + h_{f \text{ accesorios}}$$

**1. PÉRDIDAS MAYORES DE ENERGÍA.** El cálculo se efectuará inicialmente con dos tramos de tuberías de 6" individuales. Para determinar las pérdidas mayores de energía se utiliza la ecuación de D'arcy-Weisbach:

$$h_{f \text{ tubería}} = f \frac{L V^2}{d 2g}$$

Para nuestro diseño el largo de la tubería es de 150m.

Según la ASME para sistemas de tuberías de vapor se debe seleccionar una cedula no. 40.

El material adecuado para la utilización de vapor son los aceros. Por lo que se selecciona una aleación de acero al carbono G10XX (acero al carbono) con un coeficiente de rugosidad de 0.046mm.

**Tabla 5. Propiedades de tubería 6" al carbono**

PROPIEDADES TUBERÍA 6" acero comercial	
<b>Diámetro externo (d<sub>e</sub>)</b>	6.63 in
<b>Diámetro interno (d<sub>i</sub>)</b>	6.07 in
<b>Rugosidad (ε)</b>	0.046 mm

La velocidad del fluido se determina mediante la ecuación de continuidad.

$$Q = VA$$

El área interior (A<sub>i</sub>) es igual a:

$$A_i = \frac{\pi d_i^2}{4} = \frac{\pi (0.1542m)^2}{4} = 1.87 \times 10^{-2} m^2$$

Sabemos que las calderas generan un caudal de:

$$Q = 0.659 \text{ m}^3/\text{s}$$

Resolviendo para la velocidad obtenemos:

$$V = 35.29 \text{ m/s}$$

Para el coeficiente de fricción  $f$  se debe conocer en qué régimen se encuentra el fluido, si es laminar o turbulento. Esto se determina mediante el número de Reynolds:

$$Re = \frac{d_i V}{\nu}$$

Para determinar la viscosidad cinemática ( $\nu$ ) obtenemos la viscosidad ( $\mu$ ) para el vapor saturado de  $1.53 \times 10^{-5} \text{ kg/m s}$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1.53 \times 10^{-5} \text{ kg/m s}}{6.13 \text{ kg/m}^3} = 2.496 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Con los valores de la viscosidad cinemática, velocidad del fluido y diámetro interno de la tubería resolvemos para determinar el número de Reynolds:

$$Re = \frac{d_i V}{\nu} = \frac{0.1542 \text{ m} \times 35.29 \text{ m/s}}{2.496 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 2.18 \times 10^6$$

Este valor es superior al crítico de 2300 para flujo turbulento. Por lo que se concluye que es flujo turbulento completamente desarrollado.

Sabiendo que estamos en régimen turbulento se utiliza la ecuación de Colebrooks para determinar el coeficiente de fricción de D'arcy:

$$f = \left( -1.8 \log \left[ \left( \frac{\varepsilon/d}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right] \right)^{-2}$$

$$f = \left( -1.8 \log \left[ \left( \frac{4.6 \times 10^{-5} \text{ m} / 0.1542 \text{ m}}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{2.18 \times 10^6} \right] \right)^{-2}$$

$$f = 1.53 \times 10^{-2}$$

Con estos valores ya podemos determinar las pérdidas mayores de energía por fricción.

$$h_{f \text{ tubería}} = f \frac{L V^2}{d 2g} = 1.53 \times 10^{-2} \frac{150 \text{ m} (35.29 \text{ m/s})^2}{0.1542 \text{ m} 2 \times 9.81 \text{ m/s}^2}$$

$$h_{f \text{ tubería}} = 942.039 \text{ m}$$

**2. PÉRDIDAS MENORES DE ENERGÍA.** Según el diseño contamos con los siguientes accesorios:

Tabla 6. Accesorios del diseño

Accesorios	N
<b>Codos 90°</b>	4
<b>Codos 45°</b>	5
<b>Válvula cheque</b>	2
<b>Válvula compuerta</b>	2
<b>Tee ramificada</b>	2

De la tabla de coeficientes de pérdidas menores tenemos (Ver Apéndice):

Tabla 7. Coeficientes K para tubería de 6"

Coeficientes K para tubería de 6"	K*N	
<b>Tee ramificada</b>	0.62	1.24
<b>Válvula de compuerta</b>	0.10	0.20
<b>Válvula de cheque</b>	2	4
<b>Codo 45 radio largo</b>	0.17	0.85
<b>Codo 90 regular</b>	0.29	1.16

Ahora se deben sumar todos los coeficientes K:

$$\sum K = 1.16 + 0.85 + 4 + 0.20 + 1.24 = 7.45$$

$$h_{f \text{ accesorios}} = \left( \sum K \right) \frac{V^2}{2g} = 7.45 \frac{(35.29 \text{ m/s})^2}{2 (9.807 \text{ m/s}^2)} = 473.11 \text{ m}$$

### 3. CÁLCULO PÉRDIDA DE PRESIÓN:

$$h_f = h_{f \text{ tubería}} + h_{f \text{ accesorios}}$$

$$h_f = 942.039 + 473.11 = 1415.15 \text{ m}$$

Este resultado se ingresa en la ecuación de Bernoulli:

$$\Delta P = \rho g(h_2 - h_1) + \rho g(h_f) = \rho g(\Delta h + h_f)$$

$$\Delta P = \frac{(6.13 \text{ kg/m}^3) (9.807 \text{ m/s}^2) (7 \text{ m} + 1415.15 \text{ m})}{1000 \text{ Pa/1 kPa}} \left( 0.14504 \frac{\text{psi}}{\text{kPa}} \right)$$

$$\Delta P = 12.41 \text{ psi}$$

El resultado cumple con los requisitos del sistema.

$$\Delta P \leq 16.7 \text{ psi}$$

En la Tabla A-15, se muestran los resultados obtenidos aplicando este procedimiento para el análisis de tuberías de 8" (utilizando una tubería por caldera), y para tuberías de 8" y 10" (utilizando una sola tubería para transportar el vapor de ambas calderas).

## B. SELECCIÓN DE AISLAMIENTO:

El material más común utilizado para tuberías de vapor es la fibra de vidrio con un coeficiente de transferencia de calor de 0.05 W/m C°. Según Soto (1996) el espesor mínimo recomendado para tuberías con diámetro mayor a 8" de vapor saturado a una temperatura de 188 C° es de 3.5".

**1. CÁLCULO DE TRANSFERENCIA DE CALOR.** Según los cálculos realizados para tubería de 8" tenemos:

**Tabla 8. Datos para transferencia de calor de tubería de 8"**

<b>Datos para tubería de 8"</b>	
<b>Coefficiente de fricción</b>	0.0146
<b>Número de Reynolds</b>	$1.65 \times 10^6$

Para determinar el número de Prandtl para vapor saturado (ver apéndice)

**Tabla 9. Número de Prandtl para transferencia de calor**

<b>Número de Prandtl</b>	
<b>Temperatura</b>	<b>Número de Prandtl</b>
180 °C	1.1491
190 °C	1.1728

Para obtener el valor de 188 °C se interpolan los datos:

$$x = 1.1728 + \left[ \frac{(190 - 188)}{190 - 180} (1.1728 - 1.1491) \right] = 1.168$$

Con estos datos obtenemos el número de Nusselt

$$Nu = 0.125 * f * Re * Pr^{1/3}$$

$$Nu = 0.125(0.0146)(1.65 \times 10^6)(1.168)^{1/3} = 3188$$

Con el número de Nusselt se determina el factor de convección del vapor.

$$h_1 = \frac{Nu * k_{vapor}}{d_{interno}}$$

Para obtener el valor de la conductividad térmica del vapor a 188 °C se interpolan los datos:

$$x = 0.0382 - \left[ \frac{(190 - 188)}{190 - 180} (0.03282 - 0.0364) \right] = 0.03784$$

Tabla 10. Coeficientes de conducción

Coeficientes de conducción	
Coeficiente de conducción del vapor	0.0378 W/m C°
Coeficiente de conducción acero al carbono	80 W/m C°
Coeficiente de conducción fibra de vidrio	0.05 W/m C°

(Cengel, 2007)

Tabla 11. Coeficientes de convección

Coeficientes de convección	
Coeficiente de convección del aire	18 W/m <sup>2</sup> C°

(Cengel, 2007)

$$h_1 = \frac{3188 * 0.03784 \text{ W/m C}^\circ}{0.2027 \text{ m}} = 595.13 \text{ W/m}^2 \text{ C}^\circ$$

Las fórmulas para determinar las resistencias de la transferencia de calor del sistema son:

$$R_{i, \text{Conveccion Interior}} = \frac{1}{h_1 A}$$

El área transversal se toma por metro por lo que se utilizará la circunferencia:

$$A = 2\pi Lr = \pi Ld = (3.1416)(1)(0.2027) = 0.6368 \text{ m}^2$$

Por lo tanto

$$R_i = \frac{1}{595.13 * 0.6368} = 0.002638 \text{ C/W}$$

Para las fórmulas:

$$R_{1, \text{Conduccion Tuberia}} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_1 L}$$

$$R_{2, \text{Conduccion Aislamiento}} = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_2 L}$$

$$r_1 = \frac{0.2027 \text{ m}}{2} = 0.10135 \text{ m}$$

$$r_2 = \frac{0.2192 \text{ m}}{2} = 0.1096 \text{ m}$$

$$r_3 = r_2 + 0.0889 = 0.1985 \text{ m}$$

$$k_1 = 80 \text{ W/m C}$$

$$k_2 = 0.05 \text{ W/m C}$$

$$L = 1 \text{ m}$$

Evaluando obtenemos:

$$R_{1, \text{Conduccion Tuberia}} = 1.56 \times 10^{-4} \text{ C/W}$$

$$R_{1, \text{Conduccion Aislamiento}} = 1.8906 \text{ C/W}$$

$$R_{i, \text{Conveccion Exterior}} = \frac{1}{h_2 A}$$

Para el área exterior tenemos:

$$A = 2\pi L r_3 = 2(3.1416)(1)(0.1985) = 1.2472 \text{ m}^2$$

Evaluando obtenemos:

$$R_{i, \text{Conveccion Exterior}} = \frac{1}{18 * 1.2472} = 0.0445 \text{ C/W}$$

Luego se efectúa la sumatoria de todas las resistencias para obtener una resistencia equivalente total. Y se utiliza esta resistencia para determinar la pérdida de calor por unidad de longitud de tubería.

$$\sum R = 1.9379 \text{ C/W}$$

Por lo tanto la pérdida de calor por metro es de:

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{\sum R} = \frac{188 - 22^*}{1.9379} = 85.66 \text{ W}$$

\* Temperatura ambiente

El total de pérdida de calor se multiplica esto por el largo de la tubería 150m:

$$\dot{Q} = 12.85 \text{ kW}$$

Esto se multiplica por dos tramos de tuberías:

$$\dot{Q} = 25.70 \text{ kW}$$

Ahora efectuamos los mismos cálculos para una tubería de 10" que unifica las dos calderas:

**Tabla 12. Datos para transferencia de calor de tubería de 10"**

Datos para tubería de 10"	
<b>Coefficiente de Fricción</b>	0.0138
<b>Número de Reynolds</b>	$2.64 \times 10^6$

Con estos datos obtenemos el número de Nusselt

$$Nu = 0.125 * f * Re * Pr^{1/3}$$

$$Nu = 0.125(0.0138)(2.64 \times 10^6)(1.168)^{1/3} = 4816$$

Con el número de Nusselt se determina el factor de convección del vapor.

$$h_1 = \frac{Nu * k_{vapor}}{d_{interno}}$$

$$h_1 = \frac{4816 * 0.03784 \text{ W/m } C^\circ}{0.2545m} = 716.01 \text{ W/m}^2 C^\circ$$

Las fórmulas para determinar las resistencias de la transferencia de calor del sistema son:

$$R_{i,Conveccion Interior} = \frac{1}{h_1 A}$$

El área transversal se toma por metro por lo que se utilizará la circunferencia:

$$A = 2\pi Lr = \pi Ld = (3.1416)(1)(0.2545) = 0.7995 \text{ m}^2$$

Por lo tanto

$$R_i = \frac{1}{716.01 * 0.7995} = 0.001747 \text{ C/W}$$

Para las fórmulas:

$$R_{1,Conduccion\ Tuberia} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_1 L}$$

$$R_{2,Conduccion\ Aislamiento} = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_2 L}$$

$$r_1 = \frac{0.2545 \text{ m}}{2} = 0.12725 \text{ m}$$

$$r_2 = \frac{0.2731 \text{ m}}{2} = 0.13655 \text{ m}$$

$$r_3 = r_2 + 0.0889 = 0.22545 \text{ m}$$

$$k_1 = 80 \text{ W/m C}$$

$$k_2 = 0.05 \text{ W/m C}$$

$$L = 1 \text{ m}$$

Evaluando obtenemos:

$$R_{1,Conduccion\ Tuberia} = 1.40 \times 10^{-4} \text{ C/W}$$

$$R_{2,Conduccion\ Aislamiento} = 1.5960 \text{ C/W}$$

$$R_{i,Conveccion\ Exterior} = \frac{1}{h_2 A}$$

Para el área exterior tenemos:

$$A = 2\pi L r_3 = 2(3.1416)(1)(0.22545) = 1.4165 \text{ m}^2$$

Evaluando obtenemos:

$$R_{i,Conveccion Exterior} = \frac{1}{18 * 1.4165} = 0.0392 C/W$$

Luego se efectúa la sumatoria de todas las resistencias para obtener una resistencia equivalente total. Y se utiliza esta resistencia para determinar la pérdida de calor por unidad de longitud de tubería.

$$\sum R = 1.6371 C/W$$

Por lo tanto, la pérdida de calor por metro es de:

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{\sum R} = \frac{188 - 22^*}{1.6371} = 101.40W$$

\* Temperatura ambiente

Para el total de pérdida de calor se multiplica este valor por el largo de la tubería 150m:

$$\dot{Q} = 15.21 kW$$

## C. COSTOS

Se estima que el nuevo sistema de distribución tendrá un costo distribuido de la siguiente forma:

Para el diseño tenemos 150 metros, por lo que se requieren 25 tubos:

$$150 \text{ m} / 6\text{m cada tubo} = 25 \text{ tubos}$$

Tabla 13. Costos unitarios

Costos unitarios	
Tubo C-40 6 (6 metros)	Q. 4,040
Codo 90 C-40 6" soldable	Q. 250
Codo 45 C-40 6" soldable	Q. 225
Tee C-40 6" soldable	Q. 3,890
Válvula de cheque 6" flangeada	Q. 8,437
Válvula de compuerta 6" flangeada	Q. 6,857
Flange roscado 6"	Q. 350
Tubo C-40 8" (6 metros)	Q. 4,507
Codo 90 C-40 8" soldable	Q. 367
Codo 45 C-40 8" soldable	Q. 260
Tee C-40 8" soldable	Q. 4,164 (\$520.50)
Válvula de cheque 8" flangeada	Q. 10,737
Válvula de compuerta flangeada	Q. 7,470 (\$933.75)
Flange roscado 8"	Q. 410
Tubo C-40 10" (6 metros)	Q. 6,386
Codo 90 C-40 8" soldable	Q. 520
Codo 45 C-40 8" soldable	Q. 370
Tee 10"	Q. 5,808 (\$726.00)
Valvula de cheque 10"	Q. 15,215
Valvula de compuerta 10"	Q. 10,940 (\$1367.50)
Aislamiento fibra de vidrio 2" (75' x 4")	Q.830
Aislamiento fibra de vidrio 1.5" (75' x 4")	Q.830
Trampa de vapor	Q. 8,000 (\$1,000)

Tabla 14. Total de costo de materiales para tubería de 6"

Costos para tubería de 6"			
	Unidades	Costo Unitario	Costo Total
<b>Tubo C-40 8" (6 metros)</b>	<b>25</b>	<b>Q. 4,040</b>	<b>Q. 101,000</b>
<b>Codo 90 C-40 8" soldable</b>	<b>4</b>	<b>Q. 250</b>	<b>Q. 1,000</b>
<b>Codo 45 C-40 8" soldable</b>	<b>5</b>	<b>Q. 225</b>	<b>Q. 1,125</b>
<b>Tee C-40 8" soldable</b>	<b>2</b>	<b>Q. 3,890</b>	<b>Q. 7,780</b>
<b>Válvula de cheque 8" flangeada</b>	<b>2</b>	<b>Q. 8,437</b>	<b>Q. 16,874</b>
<b>Válvula de compuerta flangeada</b>	<b>2</b>	<b>Q. 6,857</b>	<b>Q. 13,714</b>
<b>Flange roscado 8"</b>	<b>8</b>	<b>Q. 350</b>	<b>Q. 2,800</b>
<b>Aislamiento 2" (22.86 m x 4in)</b>	<b>14</b>	<b>Q.830</b>	<b>Q. 11,620</b>
<b>Aislamiento 1.5" (22.86 m x 4in)</b>	<b>14</b>	<b>Q.830</b>	<b>Q. 11,620</b>
<b>Trampa de vapor</b>	<b>2</b>	<b>Q. 8,000 (\$1,000)</b>	<b>Q. 16,000</b>
<b>TOTAL</b>			<b>Q. 183, 533</b>

En dos líneas, se multiplica por 2, dando un total de: **Q. 367,066**

Tabla 15. Total de costo de materiales para tubería de 8"

<b>Costos para tubería de 8"</b>			
	<b>Unidades</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Costo Total</b>
Tubo C-40 8" (6 metros)	25	Q. 4,507	Q. 112,675
Codo 90 C-40 8" soldable	4	Q. 367	Q. 1,468
Codo 45 C-40 8" soldable	5	Q. 260	Q. 1,300
Tee C-40 8" soldable	2	Q. 4,164 (\$520.50)	Q. 8,328
Válvula de cheque 8" flangeada	2	Q. 10,737	Q. 21,474
Válvula de compuerta flangeada	2	Q. 7,470 (\$933.75)	Q. 14,940
Flange roscado 8"	8	Q. 410	Q. 3,280
Aislamiento 2" (22.86 m x 4in)	14	Q.830	Q. 11,620
Aislamiento 1.5" (22.86 m x 4in)	14	Q.830	Q. 11,620
Trampa de vapor	2	Q. 8,000 (\$1,000)	Q. 16,000
<b>TOTAL</b>			<b>Q. 202,705</b>

En dos líneas, se multiplica por 2, dando un total de: **Q. 405,410**

Tabla 16. Total de costo de materiales para tubería de 10"

<b>Costos para tubería de 10"</b>			
	<b>Unidades</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Costo Total</b>
Tubo C-40 10" (6 metros)	25	Q. 6,386	Q. 166,036
Codo 90 C-40 10" soldable	4	Q. 520	Q. 2,080
Codo 45 C-40 10" soldable	5	Q. 370	Q. 1,850
Yee C-40 10" soldable	1	Q. 6,230	Q. 6,230
Tee C-40 10" soldable	2	Q. 5,808 (\$726.00)	Q. 11,616
Válvula de cheque 10" flangeada	3	Q. 15,215	Q. 45,645
Válvula de compuerta 10" flangeada	2	Q. 10,940 (\$1367.50)	Q. 21,880
Flange roscado 10"	8	Q. 583	Q. 4,664
Aislamiento 2" (22.86 m x 4in)	18	Q.830	Q. 14,940
Aislamiento 1.5" (22.86 m x 4in)	18	Q.830	Q. 14,940
Trampa de vapor	2	Q. 8,000 (\$1,000)	Q. 16,000
<b>TOTAL</b>			<b>Q. 305,881</b>

## VI. RESULTADOS

### A. SELECCIÓN DE LA TUBERÍA:

Tabla 17. Generalidades de la tubería seleccionada

Generalidades de la tubería seleccionada y sistema	
<b>Material</b>	Aleación acero al carbono G10XX
<b>No. cédula</b>	40
<b>Rugosidad</b>	0.046mm
<b>Accesorios</b>	2 tee ramificadas, 2 trampas de vapor de cubeta invertida, 2 válvulas de compuerta, 2 válvulas de cheque, 4 codos de 90° y 5 codos de 45°

Tabla 18. Resultados para la selección de la tubería

	Resultados para la selección de la tubería			
	CADA CALDERA CON TUBERÍA INDIVIDUAL		UNIÓN DE LAS DOS CALDERAS EN UNA TUBERÍA	
	TUBERÍA 6"	TUBERÍA 8"	TUBERÍA 8"	TUBERÍA 10"
<b>Diámetro interno</b>	6.07 in	7.98	7.98	10.02
<b>Diámetro externo</b>	6.63 in	8.63	8.63	10.75
<b>Área</b>	$1.87 \times 10^{-2} \text{ m}^2$	$3.22 \times 10^{-2} \text{ m}^2$	$3.22 \times 10^{-2} \text{ m}^2$	$5.09 \times 10^{-2} \text{ m}^2$
<b>Caudal</b>	$0.659 \text{ m}^3/\text{s}$	$0.659 \text{ m}^3/\text{s}$	$1.318 \text{ m}^3/\text{s}$	$1.318 \text{ m}^3/\text{s}$
<b>Velocidad</b>	35.29 m/s	20.42 m/s	40.84 m/s	25.91 m/s
<b>Reynolds</b>	$2.18 \times 10^6$	$1.66 \times 10^6$	$3.32 \times 10^6$	$2.64 \times 10^6$
<b>Darcy</b>	$1.53 \times 10^{-2}$	$1.46 \times 10^{-2}$	$1.44 \times 10^{-2}$	$1.39 \times 10^{-2}$
<b>Pérdidas mayores</b>	942.04 m	229.73 m	904.17 m	279.19 m
<b>Pérdidas menores</b>	473.11 m	154.13 m	616.52 m	238.78 m
<b>Pérdidas totales</b>	1415.15 m	383.86 m	1520.69 m	517.97 m
<b>Pérdida de presión</b>	12.41 psi	3.41 psi	13.33 psi	4.58 psi

Todas las opciones que cumplen con los requisitos de:

$$\Delta P \leq 16.7 \text{ psi}$$

## B. SELECCIÓN DE AISLAMIENTO:

Tabla 19. Pérdida de energía

Selección de aislamiento				
	CADA CALDERA CON TUBERÍA INDIVIDUAL		UNIÓN DE LAS DOS CALDERAS EN UNA TUBERÍA	
	TUBERÍA 6"	TUBERÍA 8"	TUBERÍA 8"	TUBERÍA 10"
<b>Material</b>	Fibra de Vidrio	Fibra de Vidrio	Fibra de Vidrio	Fibra de Vidrio
<b>Espesor</b>	3.5"	3.5"	3.5"	3.5"
<b>Pérdida de calor por metro</b>	70.72 W/m	85.66 W/m	85.72 W/m	101.4 W/m
<b>Pérdida de calor por cada línea</b>	10.61kW	12.85 kW	12.86kW	15.21 kW
<b>Pérdida de calor total</b>	21.22kW	25.70 kW	12.86kW	15.21 kW

## C. COSTOS:

Tabla 20. Costos totales de materiales para 8" y 10"

Costos totales de materiales	
<b>2 tuberías de 6"</b>	Q. 367,066
<b>2 tuberías de 8"</b>	Q. 405,410
<b>1 tuberías de 8"</b>	Q. 202,705
<b>1 tubería de 10"</b>	Q. 305,881

## VII. DISCUSIÓN

En todos los cálculos se supone que la densidad del gas es constante a lo largo de toda la tubería.

Existen 4 diseños que cumplen con los requisitos del sistema. El diseño con menor pérdida de presión (3.41 psi) son dos líneas individuales de tubería de 8", una para cada caldera. Seguido por el diseño de una tubería de 10", con una pérdida de presión de 4.58 psi. Después de esto dos líneas individuales de 6" (12.41 psi) y por último una tubería de 8" (13.33 psi). La selección de la tubería se debe efectuar tomando otros criterios como la transferencia de calor y los costos de los materiales.

La transferencia total de calor del diseño que unifica las dos calderas en una línea de 8" (12.86kW) es la de menor de todos los diseños, seguido por la unificación de dos calderas de 10" (15.21kW), luego dos líneas individuales de 6" (21.22kW) y por último dos líneas individuales de 8" (25.70kW).

Los costos únicamente toman en cuenta los materiales, sin incluir mano de obra y transporte. El menor costo de los materiales es para una tubería de 8" (Q. 202,705). Seguido por el costo de los materiales de 10" es de Q. 305,881, mientras que para dos tuberías de 6" contamos con un costo de 367,066 y para dos tuberías de 8" un costo de Q. 405,410.

La mejor opción es unificar las dos calderas en una línea de 8". Esto genera una pérdida de presión de 13.33 psi, con una pérdida de calor de 12.86kW y un costo de materiales de Q. 202,705. Esta opción es la menor costo y menores pérdidas de calor, aunque la que tiene mayor pérdida de presión.

## VIII. CONCLUSIONES

- El nuevo sistema de tuberías de las calderas al cabezal de distribución, debe utilizar una sola tubería de 8" para ambas calderas. Este sistema permite reducir costos, pérdidas de calor, facilita la instalación y mantenimiento, y cumple con el requerimiento de pérdidas de presión.
- Para el nuevo sistema de tuberías de las calderas al cabezal de distribución, se debe utilizar tubería de acero de las siguientes características: aleación Acero al Carbono (G10XX), cedula no. 40 y una rugosidad de 0.046mm.
- Para el nuevo diseño, se requiere emplear los siguientes accesorios: 2 tees ramificadas, 2 trampas de vapor de cubeta invertida, 2 válvulas de compuerta, 2 válvulas de cheque, 4 codos de 90 grados y 5 codos de 45 grados.
- Se debe utilizar un aislamiento de fibra de vidrio con un espesor de 3.5" para obtener una pérdida de calor de 12.86kW en el tramo completo de tubería.
- Los costos totales de los materiales para este diseño suman un total de Q. 202,705.

## IX. BIBLIOGRAFÍA

- Cengel, Y. 2007. *Transferencia de Calor y Masa*. McGraw-Hill 3ª ed. México D.F. 902 pp.
- Frankel, M. 2010. *Facility Piping Systems Handbook*. McGraw-Hill 3ª ed. USA.
- García, R. 2001. *Combustión y Combustibles*. Costa Rica. 23 pp.
- George, H.H. & Rodabaugh E.C. 1986. *Piping Engineering*. Tube Turns, Inc. 6ª ed. USA. 223 pp.
- Kakac, S. 1991. *Introduction en Kakac, S Ed. 1991. Boilers, Evaporators and Condensers*. John Wiley & Sons, Inc. Florida. 1-8 pp.
- Kitto, J.B. & M.J. Albrecht. 1991. *Fossil-Fuel-Fired Boilers: Fundamentals and Elements en Kakac, S Ed. 1991. Boilers, Evaporators and Condensers*. John Wiley & Sons, Inc. Florida. 179-275 pp.
- Kreith, F. & Y. Goswami, 2005. *The CRC Handbook of Mechanical Engineering*. CRC Press LLC 2a. ed. USA.
- Mahallawy, F. & S.E. Habik, 2002. *Fundamentals and Technology of Combustion*. Elsevier. London, United Kindom. 839 pp.
- Primo, E. 1996. *Química Orgánica Básica y Aplicada*. Reverte S.A. España. 1: 795 pp.
- Shingley, J. 2001. *Mechanical Engineer Design*. McGraw-Hill 6a ed. USA. 1280 pp.
- Silowash, B. 2010. *Piping Systems Manual*. McGraw-Hill. USA. 416 pp.
- Sin Autor, 2000. *Design of Fluid Systems*. Spirax Sarco 12a. ed. USA. 155 pp.
- Sin Autor, 2004. *ASME B36.10M-2004*. American Society of Mechanical Engineers. New York, USA.
- Soto, J.J. 1996. *Fundamentos Sobre Ahorro de Energía*. Universidad Autónoma de Yucatán. México.
- Wagner W. & H.J. Kretzchmar, 2008. *International Steam Tables*. Springer 2a. ed. Alemania. 390 pp.
- White, F. 2001. *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill 4a. ed. USA. 826 pp.

## X. APÉNDICE

Tabla 21. Diámetros de tuberías cédula no. 40

Diámetros de tuberías cédula no. 40 (en in)		
Tamaño nominal	Diámetro externo	Diámetro interno
1/8	0.41	0.27
1/4	0.54	0.36
3/8	0.68	0.49
1/2	0.84	0.62
3/4	1.05	0.82
1	1.32	1.05
1 1/4	1.66	1.38
1 1/2	1.9	1.61
2	2.38	2.07
2 1/2	2.88	2.47
3	3.5	3.07
3 1/2	4	3.55
4	4.5	4.03
6	6.63	6.07
8	8.63	7.98
10	10.75	10.02
12	12.75	11.94
14	14	13.13
16	16	15
18	18	16.88
20	20	18.81
24	24	22.63

(Shingley, 2001)

Tabla 22. Rugosidad distintos materiales

Rugosidad		
Material	Condición	$\epsilon$ (mm)
Acero	Inoxidable	0.002
	Comercial	0.046
	Oxidado	2.0
Hierro	Fundido	0.26
	Forjado	0.046
	Galvanizado	0.15
	Asfaltado	0.12
Cobre	--	0.002
Polímero	--	0.0015
Concreto	Liso	0.04
	Áspero	2.0
Caucho	--	0.01
Madera	--	0.5

(White, 2001)

Tabla 23. Propiedades vapor saturado

Propiedades de vapor saturado			
Temperatura (C)	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Conductividad (W/m C)	Viscosidad dinámica (kg/m s)(10 <sup>-5</sup> )
0.01	0.0048	0.0171	0.922
5	0.0068	0.0173	0.934
10	0.0094	0.0176	0.946
15	0.0128	0.0179	0.959
20	0.0173	0.0182	0.973
25	0.0231	0.0186	0.987
30	0.0304	0.0189	1.001
35	0.0397	0.0192	1.016
40	0.0512	0.0196	1.031
45	0.0655	0.0200	1.046
50	0.0831	0.0204	1.062
55	0.1045	0.0208	1.077
60	0.1304	0.0212	1.093
65	0.1614	0.0216	1.110
70	0.1983	0.0221	1.126
75	0.2421	0.0225	1.142
80	0.2935	0.0230	1.159
85	0.3536	0.0235	1.176
90	0.4235	0.0240	1.193
95	0.5045	0.0246	1.210
100	0.5978	0.0251	1.227
110	0.8263	0.0262	1.261
120	1.121	0.0275	1.296
130	1.496	0.0288	1.330
140	1.965	0.0301	1.365
150	2.546	0.0316	1.399
160	3.256	0.0331	1.434
170	4.119	0.0347	1.468
180	5.153	0.0364	1.502
190	6.388	0.0382	1.537
200	7.852	0.0401	1.571
220	11.60	0.0442	1.641
240	16.73	0.0487	1.712
260	23.69	0.0540	1.788
280	33.15	0.0605	1.870
300	46.15	0.0695	1.965
320	64.57	0.0836	2.084
340	92.62	0.1100	2.255
360	144.0	0.178	2.571
374.14	317.0	---	4.313

(Cengel, 2007)

Tabla 24. Número de Prandtl de vapor saturado

Número de Prandtl de vapor saturado	
Temperatura (C)	Número de Prandtl
0.01	1.0241
5	1.0204
10	1.0174
15	1.0150
20	1.0132
25	1.0119
30	1.0110
35	1.0104
40	1.0102
45	1.0102
50	1.0104
55	1.0107
60	1.0113
65	1.0120
70	1.0130
75	1.0142
80	1.0156
85	1.0174
90	1.0195
95	1.0219
100	1.0249
110	1.0324
120	1.0423
130	1.0547
140	1.0696
150	1.0869
160	1.1062
170	1.1270
180	1.1491
190	1.1728
200	1.1982
220	1.2558
240	1.3258
260	1.4129
280	1.5286
300	1.6982
320	1.9623
340	2.4621
360	4.0021
374.14	26.191

(Wagner, 2008)

Tabla 25. Factor K, pérdida menor de energía

Factor K, pérdida menor de energía										
Diámetro nominal	Codo 90 estándar	Codo 90 radio largo	Codo 45	Codo 180	Tee en línea	Tee ramificado	Válvula de globo	Válvula de compuerta	Válvula de angulo	Válvula de cheque
25 mm	0.43	0.41	0.22	0.43	0.26	1.0	13	--	4.8	2.0
32 mm	0.41	0.37	0.22	0.41	0.25	0.95	12	--	3.7	2.0
40 mm	0.40	0.35	0.21	0.40	0.23	0.90	10	--	3.0	2.0
50 mm	0.38	0.30	0.20	0.38	0.20	0.84	9	0.34	2.5	2.0
65 mm	0.35	0.28	0.19	0.35	0.18	0.79	8	0.27	2.3	2.0
80 mm	0.34	0.25	0.18	0.34	0.17	0.76	7	0.22	2.2	2.0
100 mm	0.31	0.22	0.18	0.31	0.15	0.70	6.5	0.16	2.1	2.0
150 mm	0.29	0.18	0.17	0.29	0.12	0.62	6	0.10	2.1	2.0
200 mm	0.27	0.16	0.17	0.27	0.10	0.58	5.7	0.08	2.1	2.0
250 mm	0.25	0.14	0.16	0.25	0.09	0.53	5.7	0.06	2.1	2.0
300 mm	0.24	0.13	0.16	0.24	0.08	0.50	5.7	0.05	2.1	2.0

(ASHRAE, 2001)

## OTROS MÉTODOS PARA SELECCIÓN DE TUBERÍA

### a. Formula de Unwin

$$\Delta P = \frac{3.628 \left( 1 + \frac{3.6}{d} \right) v w^2}{10^6 d^5}$$

Donde,

$\Delta P$  = Perdida de presión por cada 100 ft de tubería (psi)

$v$  = volumen específico (ft<sup>3</sup>/lb)

$w$  = flujo másico (lb/hr)

$d$  = diámetro interno (in)

Para esta fórmula utilizaremos dos diámetros 6" y 8", para verificar que cumpla con los requisitos del sistema.

#### Tubería para cada caldera:

Sabemos que  $w = 32,000$  lb/hr y tenemos un volumen específico de 2.61 ft<sup>3</sup>/lb.

Con estos valores operamos la fórmula para un diámetro de 6" (Diámetro Interno 6.07"):

$$\Delta P = \frac{3.628(1 + 3.6/6.07)2.61 * 32000^2}{10^6 * 6.07^5} = 1.8768 \text{psi}/100 \text{ft}$$

$$\Delta P = 1.8768 * 500 \text{ft}/100 \text{ft} = 9.38 \text{psi}$$

A este valor se le deben agregar las pérdidas por accesorios para 6" el cual equivale a:

$$\Delta P = \rho g(h_a)$$

$$= \frac{(6.13 \text{kg}/\text{m}^3) (9.81 \text{m}/\text{s}^2) (473.11 \text{m})}{1000 \text{Pa}/1 \text{kPa}} \left( 0.14504 \frac{\text{psi}}{\text{kPa}} \right) = 4.19 \text{psi}$$

Por lo que tenemos una pérdida total de:

$$4.19 \text{ psi} + 9.38 \text{ psi} = 13.57 \text{ psi}$$

Luego efectuamos el mismo procedimiento para un diámetro de 8" (Diámetro Interno 7.98"):

$$\Delta P = \frac{3.628(1 + 3.6/7.98)2.61 * 32000^2}{10^6 * 7.98^5} = 0.4353 \text{ psi}/100 \text{ ft}$$

$$\Delta P = 0.4353 * 500 \text{ ft}/100 \text{ ft} = 2.18 \text{ psi}$$

A este valor se le deben agregar las pérdidas por accesorios para 8" el cual equivale a:

$$\Delta P = \rho g(h_a)$$

$$= \frac{(6.13 \text{ kg}/\text{m}^3) (9.807 \text{ m}/\text{s}^2) (154.13 \text{ m})}{1000 \text{ Pa}/1 \text{ kPa}} \left( 0.14504 \frac{\text{psi}}{\text{kPa}} \right) = 1.41 \text{ psi}$$

Por lo que tenemos una pérdida total de:

$$2.18 \text{ psi} + 1.41 \text{ psi} = 3.59 \text{ psi}$$

**Para las dos calderas unidas en una tubería:**

Sabemos que  $w = 64,000 \text{ lb/hr}$  y tenemos un volumen específico de  $2.61 \text{ ft}^3/\text{lb}$ .

Con estos valores operamos la fórmula para un diámetro de 10" (Diámetro Interno 10.02"):

$$\Delta P = \frac{3.628(1 + 3.6/10.02)2.61 * 64000^2}{10^6 * 10.02^5} = 0.522 \text{ psi}/100 \text{ ft}$$

$$\Delta P = 0.522 * 500 \text{ ft}/100 \text{ ft} = 2.61 \text{ psi}$$

A este valor se le deben agregar las pérdidas por accesorios para 10" el cual equivale a:

$$\Delta P = \rho g(h_a)$$

$$= \frac{(6.13 \text{ kg/m}^3) (9.807 \text{ m/s}^2) (238.78 \text{ m})}{1000 \text{ Pa/1 kPa}} \left( 0.14504 \frac{\text{psi}}{\text{kPa}} \right) = 2.15 \text{ psi}$$

Por lo que tenemos una pérdida total de:

$$2.61 \text{ psi} + 2.15 \text{ psi} = 4.76 \text{ psi}$$

Luego efectuamos el mismo procedimiento para un diámetro de 8" (Diámetro Interno 7.98"):

$$\Delta P = \frac{3.628(1 + 3.6/7.98)2.61 * 64000^2}{10^6 * 7.98^5} = 1.7392 \text{ psi/100ft}$$

$$\Delta P = 1.7392 * 500 \text{ ft} / 100 \text{ ft} = 8.70 \text{ psi}$$

A este valor se le deben agregar las pérdidas por accesorios para 8" el cual equivale a:

$$\Delta P = \rho g(h_a)$$

$$= \frac{(6.13 \text{ kg/m}^3) (9.807 \text{ m/s}^2) (616.52 \text{ m})}{1000 \text{ Pa/1 kPa}} \left( 0.14504 \frac{\text{psi}}{\text{kPa}} \right) = 5.44 \text{ psi}$$

Por lo que tenemos una pérdida total de:

$$8.70 \text{ psi} + 5.44 \text{ psi} = 14.14 \text{ psi}$$

Tabla 26. Resultado fórmula Unwin

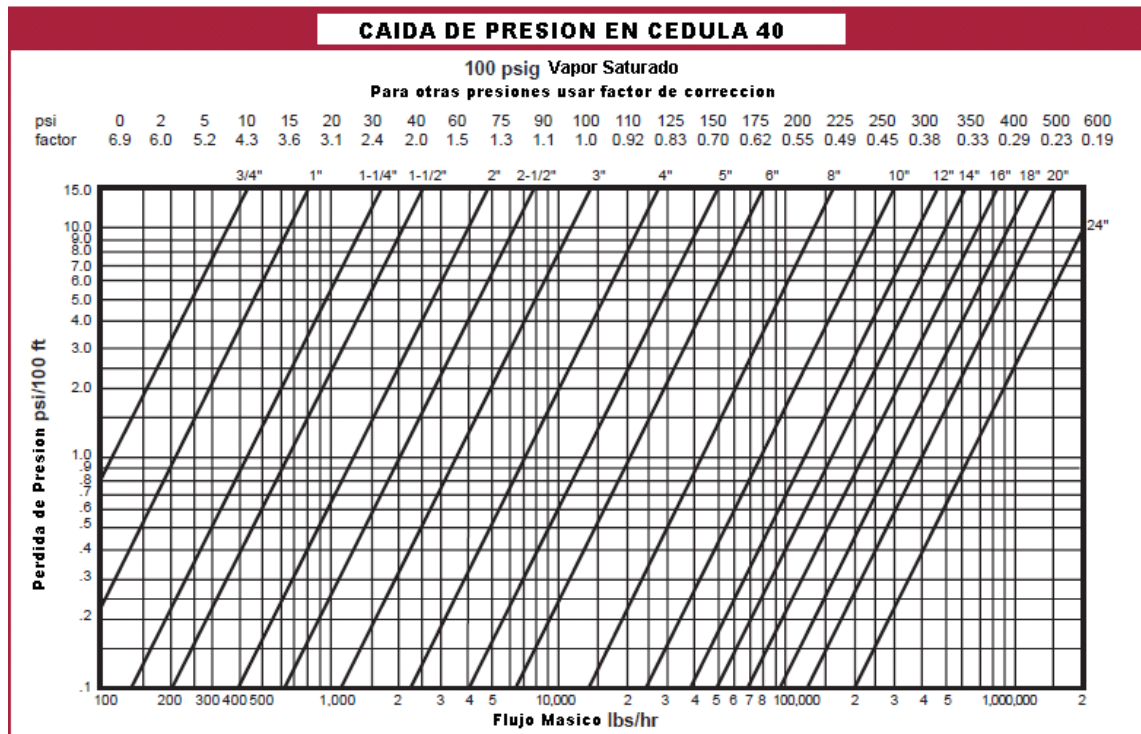
Resultados para la selección de la tubería				
	INDIVIDUALES		UNIDAS	
	TUBERÍA 6"	TUBERÍA 8"	TUBERÍA 8"	TUBERÍA 10"
<b>Pérdida de presión</b>	13.57 psi	3.59 psi	14.14 psi	4.76 psi

Todas las opciones que cumplen con los requisitos de:

$$\Delta P \leq 16.7 \text{ psi}$$

b. Diagrama de Spirax Sarco. En el libro Design of Fluid Systems por Spirax Sarco se encuentra la siguiente grafica.

Ilustración 14. Diagrama de Spirax Sarco para cédula 40



Para utilizar esta grafica se requiere de determinar la pérdida de presión admisible en 100ft y el flujo másico. Para la pérdida de presión se debe utilizar el factor de corrección para 161.7psi. Por lo que se interpolan los datos de 150 psi y 175 psi.

$$x = \left[ \frac{(161.7-150)}{175-150} (0.62 - 0.7) \right] + 0.7 = 0.6626$$

Ahora se requiere determinar la pérdida de presión en 100 ft, sabemos que la pérdida de presión admisible es de 16.7psi en 150m

$$\Delta P = \frac{16.7 \text{ psi}}{150 \text{ m}} \frac{30.48 \text{ m}}{100 \text{ ft}} = \frac{3.3934 \text{ psi}}{100 \text{ ft}}$$

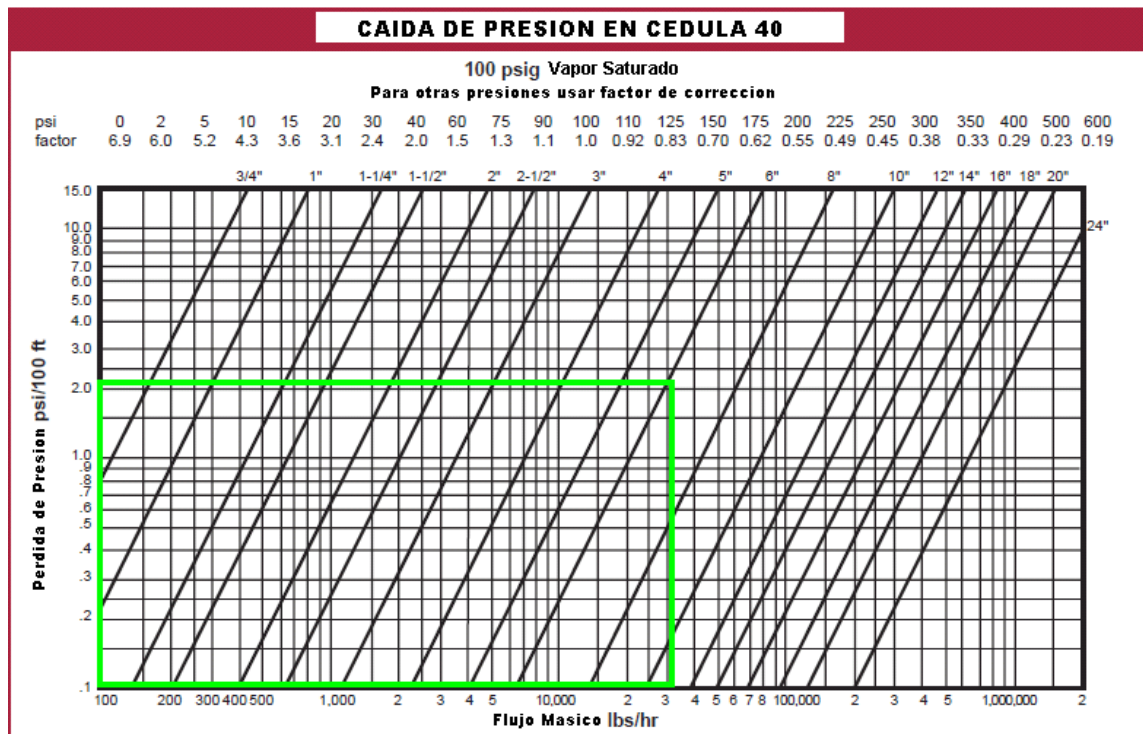
Utilizando el factor de corrección de 0.6626 obtenemos.

$$\Delta P = \frac{3.3934 \text{ psi}}{100 \text{ ft}} (0.6626) = \frac{2.2484 \text{ psi}}{100 \text{ ft}}$$

Nuestro flujo másico para cada línea es de 32,000 lb/hr. Si uniéramos dos líneas tendríamos 64,000 lb/hr.

Con estos datos podemos tabular en nuestra gráfica:

Ilustración 15. Cálculo en diagrama de Spirax Sarco



Ahora debemos tomar en cuenta los accesorios que se utilizan. Si utilizamos dos tuberías de 6" obtenemos una pérdida en accesorios de:

$$\Delta P = \rho g(h_a)$$

$$= \frac{(6.13 \text{ kg/m}^3) (9.807 \text{ m/s}^2) (473.11 \text{ m})}{1000 \text{ Pa/1 kPa}} \left( 0.14504 \frac{\text{psi}}{\text{kPa}} \right) = 4.19 \text{ psi}$$

Seleccionando dos tuberías de 8" se tiene una pérdida de presión por accesorios de:

$$\Delta P = \rho g(h_a)$$

$$= \frac{(6.13 \text{ kg/m}^3) (9.807 \text{ m/s}^2) (154.13 \text{ m})}{1000 \text{ Pa/1 kPa}} \left( 0.14504 \frac{\text{psi}}{\text{kPa}} \right) = 1.41 \text{ psi}$$

Seleccionando una tubería de 8" se tiene una pérdida de presión por accesorios de:

$$\Delta P = \rho g(h_a)$$

$$= \frac{(6.13 \text{ kg/m}^3) (9.807 \text{ m/s}^2) (616.52 \text{ m})}{1000 \text{ Pa/1 kPa}} \left( 0.14504 \frac{\text{psi}}{\text{kPa}} \right) = 5.44 \text{ psi}$$

Seleccionando una tubería de 10" se tiene una pérdida de presión por accesorios de:

$$\Delta P = \rho g(h_a)$$

$$= \frac{(6.13 \text{ kg/m}^3) (9.807 \text{ m/s}^2) (238.78 \text{ m})}{1000 \text{ Pa/1 kPa}} \left( 0.14504 \frac{\text{psi}}{\text{kPa}} \right) = 2.15 \text{ psi}$$

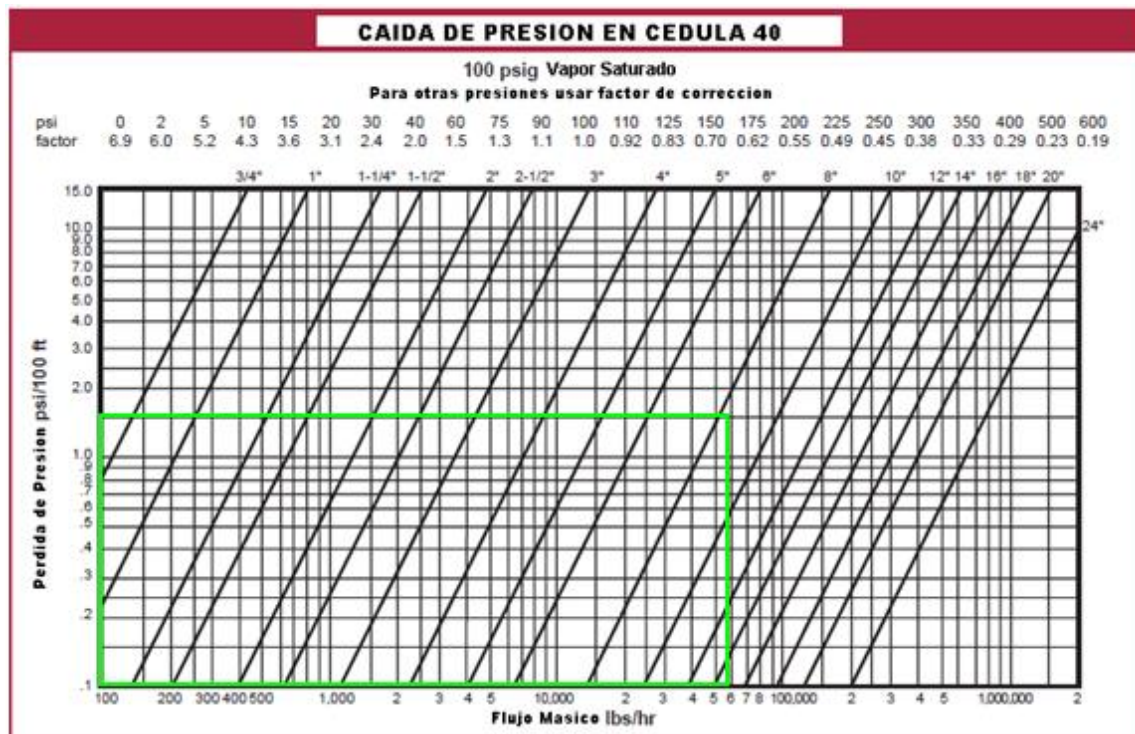
Estos valores debemos restárselos a los 16.7 psi con los que ya contamos. Por lo que tenemos una pérdida admisible en cada línea de:

Tabla 27. Pérdidas admisibles para cada línea

Pérdidas admisibles para cada línea		
Línea	Pérdida Admisible	$\Delta P$ (0.6626)/100ft
<b>2 Tuberías individuales de 6"</b>	16.7 psi – 4.19psi = 12.51 psi	1.6843 psi
<b>2 Tuberías individuales de 8"</b>	16.7psi – 1.41psi = 15.29 psi	2.0587 psi
<b>1 Tubería unificada de 8"</b>	16.7 psi – 5.44psi = 11.26 psi	1.5161 psi
<b>1 Tubería unificada de 10"</b>	16.7 psi - 2.15psi = 14.55 psi	1.9590 psi

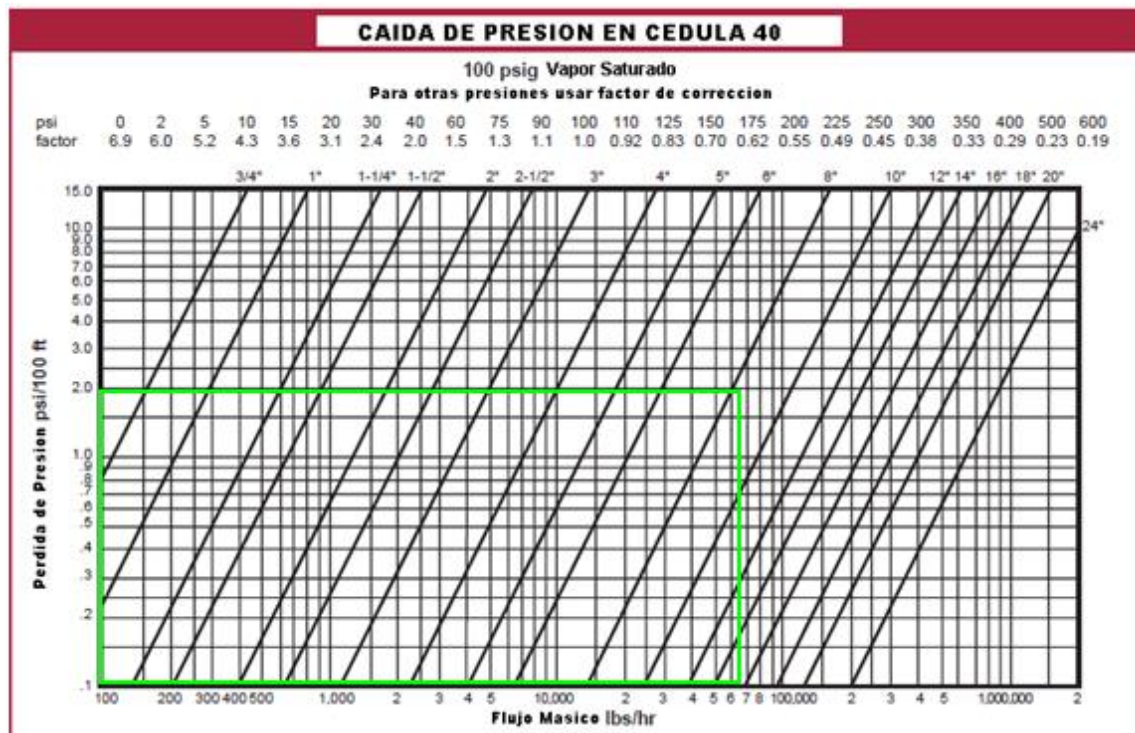
Estos valores son tabulados en la gráfica para determinar la selección de cada perfil:

Ilustración 16. Cálculo uniendo dos líneas en una línea de 8"



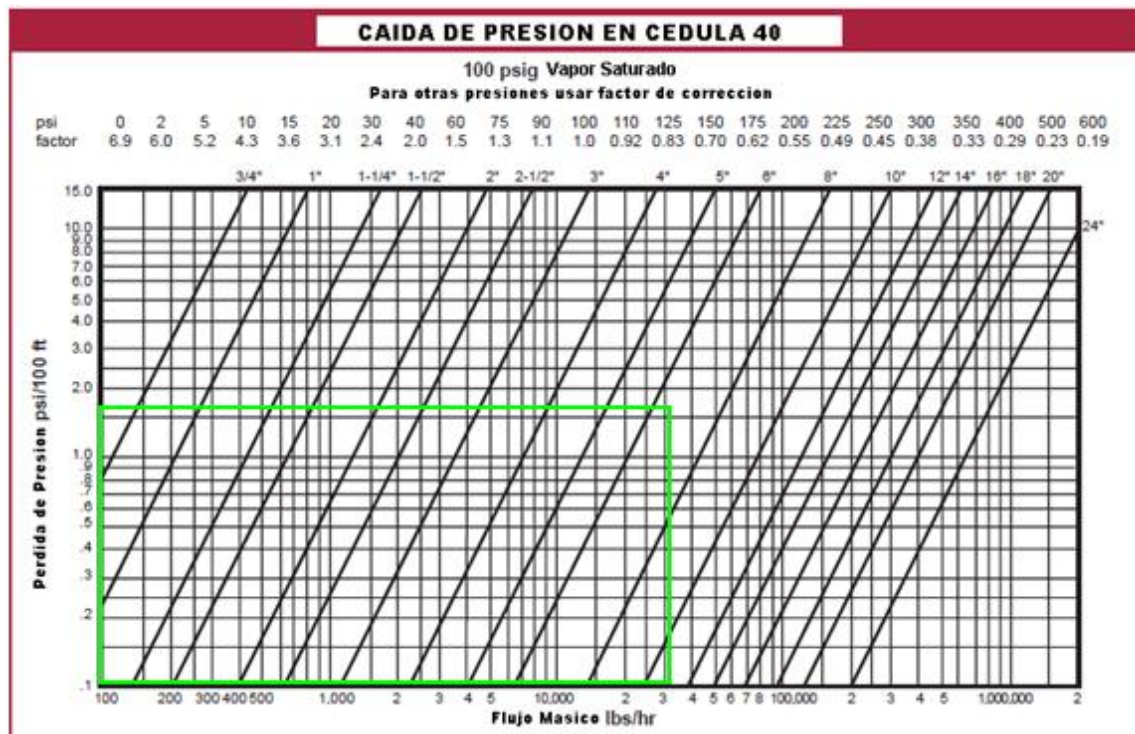
Al seleccionar accesorios para poder unificar las dos calderas en una línea de tubería de 8" permite una pérdida admisible de presión de 1.5161 psi. Al graficar esto con un flujo másico de 64,000 lb/hr. Nos indica que debemos selección mínimo una tubería con diámetro de 10". Por lo que no es factible utilizar una línea unificada de 8"

Ilustración 17. Cálculo uniendo dos líneas en una línea de 10"



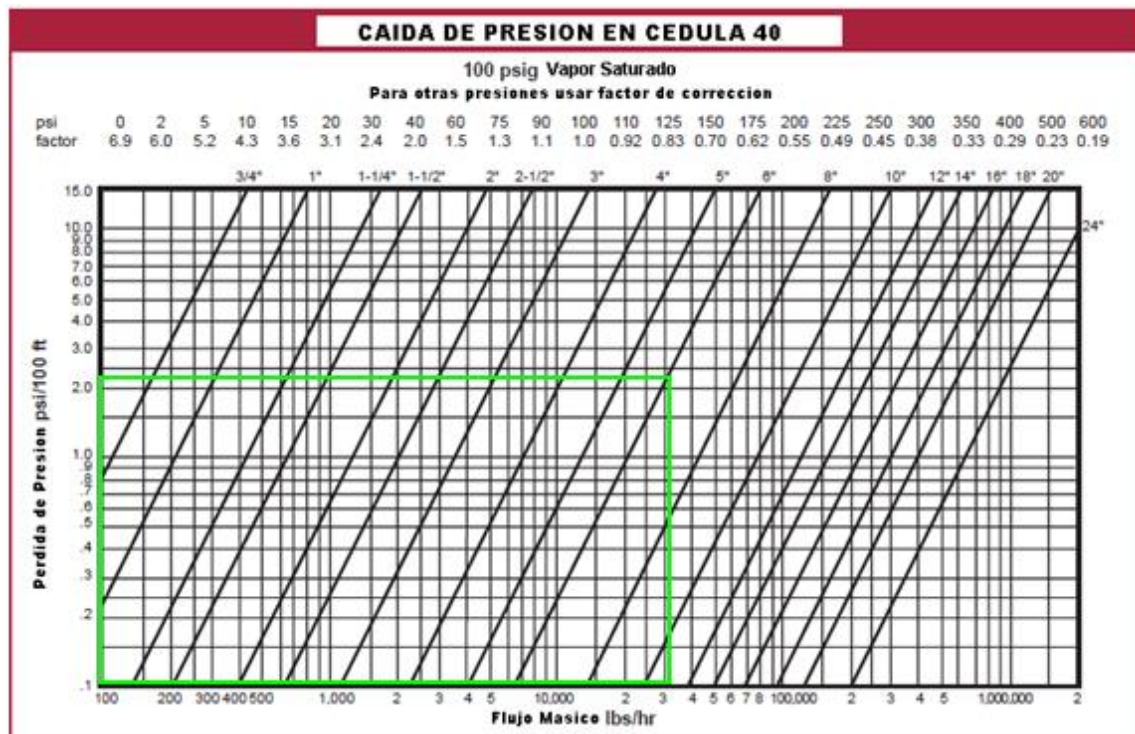
Al seleccionar accesorios para poder unificar las dos calderas en una línea de tubería de 10" permite una pérdida admisible de presión de 1.9590 psi. Al graficar esto con un flujo másico de 64,000 lb/hr. Nos indica que debemos selección mínimo una tubería con diámetro de 10". Por lo que es factible utilizar una línea unificada de 10"

Ilustración 18. Cálculo para dos líneas independientes de 6"



Al seleccionar accesorios para poder utilizar dos líneas individuales de 6" permite una pérdida admisible de presión de 1.6843 psi. Al graficar esto con un flujo másico de 32,000 lb/hr. Nos indica que debemos selección mínimo una tubería con diámetro de 8". Por lo que no es factible utilizar dos líneas individuales de 6".

Ilustración 19. Cálculo para dos líneas independientes de 8"



Al seleccionar accesorios para poder utilizar dos líneas individuales de 8" permite una pérdida admisible de presión de 2.0587 psi. Al graficar esto con un flujo másico de 32,000 lb/hr. Nos indica que debemos selección mínimo una tubería con diámetro de 8". Por lo que es factible utilizar dos líneas individuales de 8".

Según los diagramas únicamente se pueden seleccionar dos opciones:

- Dos tuberías individuales para cada caldera de 8" cada tubería.
- Unir la tubería de dos calderas en una tubería de 10".

## GLOSARIO

Aislamiento térmico:

- La capacidad de los materiales para oponerse al paso del calor por conducción.

Calor:

- La transferencia de energía térmica de un sistema de mayor temperatura hacia uno de menor temperatura.

Conducción:

- La conducción es la transferencia de energía entre partículas en el mismo estado de la materia adyacentes, de una de mayor energía hacia una de menor energía.

Convección:

- La convección es la interacción de transferencia de energía entre una partícula de un sólido y un gas o líquido adyacente.

Ecuación de Darcy-Weisbach:

- Ecuación que permite calcular la pérdida de carga debido a la fricción dentro de una tubería.

Número de Reynolds:

- Número adimensional que caracteriza el movimiento de un fluido.

Presión:

- La fuerza que ejerce un fluido por unidad de área.

Radiación:

- La radiación es la energía emitida en forma de ondas electromagnéticas.

Sistema cerrado:

- Sistema con masa constante.

Viscosidad:

- Unidad de medida de la resistencia a la deformación, en función de la temperatura.

Viscosidad cinemática:

- Cociente entre la viscosidad dinámica y la densidad.