UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UN SISTEMA TÉRMICO PARA AUMENTAR LA CAPACIDAD DE TEÑIDO A 19100 KG/DÍA A UNA PLANTA TEXTIL

INFORME DE COMPETENCIA PROFESIONAL

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

ELABORADO POR:

HERACLIO NARCISO DIEGO JANAMPA GUTIERREZ

PROMOCIÓN 2002 - II

LIMA – PERÚ

2013

INDICE

PROLOGO 1

CAPITULO 1 INTRODUCCION **3**

1.1 Antecedentes 5

1.2 Planteamiento el problema 6

1.3 Objetivo 9

1.4 Ubicación 9

1.5 Alcance 10

1.6 Limitaciones del trabajo 11

CAPITULO 2 CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO 13

2.1 Alcance del proceso de teñido 14

2.1.1 Teñido de tela e hilo 14

2.1.2 Relación de baño 16

2.1.3 Volumen del baño 17

2.1.4 Curvas del teñido 17

2.1.5 Calentamiento de los procesos de teñido 18

2.2 Calor Transferido al baño de teñido 19

2.2.1 Fundamentos de termodinámica y Transferencia de calor 20

2.2.1.1 Primera Ley de la termodinámica en sistema cerrado 20

2.2.1.2 Cambio de energía interna de líquidos 21

2.2.1.3 Flujo de calor por convección y conducción en cilindro huecos 23

2.2.1.4 Flujo por Radiación emitida 23

2.3 Capacidad de generación de vapor de la Tintorería 23

2.3.1 Criterio de cálculo de la capacidad de generación de vapor 23

2.3.2 Criterio de cálculo de capacidad de bomba para caldero de vapor 24

2.3.2.1 Teorema de Bernoulli 25

2.3.2.2 Número de Reynolds 26

2.3.2.3 Rugosidad Relativa 26

2.3.2.4 Factor de fricción del fluido en tuberías 27

2.3.2.5 Pérdidas por fricción 27

2.4 Troncal y ramales de distribución de vapor 29

2.4.1 Dimensionamiento de Tuberías de vapor 30

2.4.1.1 Dimensionamiento de tuberías por velocidad de fluido 31

2.4.1.2 Dimensionamiento de tuberías por caída de presión 31

2.4.2 Características de la tubería de acero para vapor 31

2.4.3 Troncal de distribución de vapor 32

2.4.3.1 Puntos de drenaje en la troncal de vapor 32

2.4.3.2 Golpes de Ariete 33

2.4.3.3 Capacidad de la trampa de condensado en la Troncal 35

2.4.3.4 Sistema de Punto de Drenaje 36

2.4.3.5 Troncal de vapor en subida 37

2.4.4 Ramales o derivaciones de vapor 38

2.4.5 Dilatación térmica en troncal de vapor 39

2.4.5.1 Flexibilidad de Tuberías de Vapor 40

2.4.5.2 Soporte tipo patines 41

2.4.5.3 Distancia entre soportes de tuberías 42

2.4.5.4 Accesorio de Expansión 43

2.4.5.5 Curva Completa de Expansión 43

2.4.5.6 Lira de Expansión 44

2.4.5.7 Junta de Dilatación o Expansión 46

2.4.6 Fuerzas y esfuerzos en estructuras de acero estructural 48

2.4.6.1 Tensión Uniaxial 48

2.4.6.2 Limite De Fluencia 48

2.4.6.3 Esfuerzo de Fluencia 49

2.4.6.4 Factor de Seguridad 49

2.4.6.5 Esfuerzo Admisible 49

2.4.6.6 Pandeo en columnas 50

2.5 Troncal de retorno de condensado 52

2.5.1 Criterios de diseño en líneas de condensado 53

2.5.1.1 Criterio 1 54

2.5.1.2 Criterio 2 55

2.5.1.3 Criterio 3 56

2.5.2 Tabla de dimensionamiento de tubería de condesado 56

2.5.3 Dimensionamiento de troncal común de retorno de condensado 59

2.5.4 Selección de trampa de vapor del tipo Flotador 59

2.6 Aislamiento Térmico en tuberías de vapor 62

2.6.1 Flujo de Calor a través de Tuberías de vapor 62

2.6.2 Aislamiento térmico 64

2.6.2.1 Aislamiento para Tuberías (Cañuelas) 64

2.6.2.1 Costo de Aislamiento térmico en fibra de vidrio 65

2.6.2.2 Costo de energía que fluye a través de la tubería de vapor 66

2.6.2.3 Espesor económico del aislante térmico 67

CAPITULO 3 DISEÑO DEL SISTEMA 68

3.1 Caldero de Vapor adicional 69

3.1.1 Nuevo Tanque diario de condensado 72

3.2 Nueva Troncales de Vapor y Retorno de Condensado 75

CAPITULO 4 CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA 79

4.1 Dimensionamiento de la Capacidad de Generación de vapor 80

4.1.1 Flujo de calor máximo para teñir 1000kg de tela de algodón 80

4.1.1.1 Flujo promedio de Calor sensible ganado 81

4.1.1.2 Flujo de Calor por convección, conducción, convección. 82

4.1.1.3 Flujo de Calor Radiación de máquina 83

4.1.1.4 Flujo de Calor máximo en el proceso de teñido 84

4.1.2 Flujo de calor máximo para teñir 1000kg de tela polyester 85

4.1.2.1 Flujo promedio de Calor sensible ganado 85

4.1.2.2 Flujo de Calor por convección, conducción, convección. 86

4.1.2.3 Flujo de Calor por Radiación durante el teñido polyester 87

4.1.2.4 Flujo de Calor máximo durante el teñido de tela polyester 88

4.1.3 Ratio ponderado de BHP / Kg de tela 89

4.1.4 Capacidad de generación de vapor requerida 90

4.1.4.1 Ubicación Caldero de vapor adicional 93

4.1.4.2 Instalación del Caldero de vapor Adicional de vapor 94

4.1.4.3 Línea de alimentación de Combustible 95

4.1.4.4 Línea de alimentación de agua blanda al Caldero 96

4.1.4.5 Línea de alimentación de vapor al Manifold principal 102

4.1.4.6 Mantenimiento General del Caldero 104

4.2 Diseño y dimensionamiento de la Troncal de vapor N° 5 107

4.2.1 Revisión de las troncales de vapor existentes 107

4.2.1.1 Revisión de la 1ra Troncal de vapor 108

4.2.1.2 Revisión de la 2da Troncal de vapor 110

4.2.1.3 Revisión de la 3ra Troncal de vapor 112

4.2.1.4 Revisión de la 4ta Troncal de vapor 114

4.2.1.5 Nueva Troncal de Vapor 115

4.2.1.6 Troncal de Condensado N° 5 117

4.2.2 Cálculo del diámetro de la Troncal de Vapor N°5 118

4.2.3 Dilatación Lineal 133

4.2.3.1 Sistema de compensación de la dilatación 135

4.2.3.2 Diseño de soportes de los puntos fijos 138

4.2.4 Diseño y dimensionamiento de la troncal de condensado N° 5 149

4.2.4.1 Selección de diámetro de tuberías de descarga de condesado 150

4.2.4.2 Dimensionamiento de la troncal de Condensado 152

4.2.4.3 Selección de Trampa de vapor del tipo flotador 154

4.2.4.4 Elementos del Set de Trampa de vapor 155

4.3 Calculo de espesor de aislamiento Térmico 157

4.3.1 Espesor del aislamiento térmico de la troncal de vapor 159

4.3.2 Espesor del aislamiento térmico de la troncal de Condensado 165

CAPITULO 5 ANALISIS ECONOMICO 171

5.1 Gasto para la habilitación del caldero de vapor de 600 BHP 171

5.1.1 Detalle de los gastos de los trabajos a cargo de Texfina S.A. 172

5.2 Gastos para la instalación de la Troncal N°5 de Vapor 175

5.2.1 Detalle de los gastos de la instalación de la Troncal 176

5.2.1.1 Costo Unitario de tubería de vapor 179

5.3 Gastos para la instalación de la Troncal de Condensado 181

5.3.1 Detalle de gasto de instalación de troncal de Condensado 182

5.3.1.1 Costo Unitario de tubería de condensado 184

5.4 Gasto Total del proyecto 185

OBSERVACIONES 186

CONCLUSIONES 189

RECOMENDACIONES 191

BIBLIOGRAFIA 193

PLANOS 194

APENDICE

PROLOGO

El trabajo realizado, comprende el estudio de la capacidad necesaria de abastecimiento de vapor que requiere la Tintorería de tela e hilo, desde su generación y distribución de vapor a las máquinas teñidoras. También implica el desarrollo y la implementación de los resultados del estudio para lograr el abastecimiento que requiere la Tintorería.

Así mismo, el capítulo 1 describe de manera puntual el proceso de teñido de la textil, los antecedentes, el planteamiento del problema y el objetivo principal sobre las cuales se presenta el informe de ingeniería, se describe la metodología del proceso del cálculo y la fuente de los tutoriales de ingeniería del diseño de las troncales de vapor y condensado.

El capítulo 2 describe las características y parámetros del proceso de teñido de tela, los principios de la transferencia de calor que se dan en el calentamiento del teñido, la metodología del cálculo del consumo de vapor para dimensionar el caldero de vapor. Se describe la ingeniería que se requiere para diseñar la troncal de vapor y de condensado.

El tercer capítulo detalla la realización de los cálculos del dimensionamiento de la capacidad del caldero adicional, describe los trabajos adicionales que se requiere para poner a punto el caldero de vapor. Así también se describe la metodología de la revisión de la capacidad de transporte de vapor de las 04 troncales de vapor, el diseño del recorrido y de la forma geométrica de las troncales de vapor y de condensado N° 5.

El capítulo 4 describe el desarrollo del cálculo del dimensionamiento de los diámetros de la troncal principal de vapor y de condensado, la pendiente de las tuberías, el diseño del mecanismo de compensación de dilatación térmica de la línea de vapor, el dimensionamiento de los sistemas de drenaje de condensado de la línea de vapor, y el dimensionamiento del espesor económico del aislamiento térmico de ambas troncales.

Por último, el capítulo 5 describe en detalle los gastos de mano de obra, materiales y servicios por terceros para habilitar el funcionamiento del caldero de vapor adicional. Así también los costos en detalle de mano de obra y materiales para la fabricación e instalación completa de la troncal de vapor y condensado N°5, determinar el costo unitario por metro lineal de la fabricación de una troncal de vapor y condensado en función de sus diámetros.

CAPITULO 1

INTRODUCCION

La industria textil en nuestro país es una de las actividades económicas más importantes por su volumen de exportación garantizada por la calidad de los insumos usados (algodón), las exportaciones en el campo textil y confecciones durante el primer trimestre del 2012 representaron el 12.7%, 496 millones de dólares, según el informe mensual de marzo del 2012 del Sistema Integrado de Información del Comercio Exterior (SIICEX)

Por lo tanto es gran interés mejorar los procesos de producción en el campo textil por ello, el presente estudio no solo busca aumentar la capacidad de la planta sino también mejorar el rendimiento de la misma para lo cual se estudia como cumplir con el gradiente de calentamiento (incremento lineal de temperatura del fluido respecto del tiempo) del fluido del teñido que requiere las diferentes etapas del proceso de teñido de tela e hilo. Este calentamiento es logrado con la transferencia de calor proveniente del vapor saturado dado en los intercambiadores de calor de las máquinas teñidoras.

La metodología utilizada para determinar la capacidad de generación de vapor que requiere la Tintorería, fue determinar el flujo total de calor que gana la maquina teñidora por calor sensible, por conducción, por convección y radiación que se da durante la etapa de calentamiento del baño de teñido; el flujo total de calor expresado en BHP que se da en una máquina representativa y su capacidad de

teñido de tela en kg, se determina el ratio de BHP/ kg de tela. Con el ratio calculado, con la capacidad de masa total de teñido de la Tintorería y con el factor de simultaneidad, se determinará la capacidad de consumo de vapor expresado en BHP que requiere la Tintorería considerando un porcentaje de pérdidas en las tuberías sumado a ello la capacidad de consumo de vapor que requiere la Tintorería, representará la capacidad de generación de vapor de vapor expresados en BHP.

El tamaño del diámetro de la tubería de vapor se determina en función de la velocidad de vapor experimental que genera pérdidas mínimas aceptables por fricción.

El diseño de la troncal de vapor y condensado fue realizado teniendo en cuentas las recomendaciones experimentales y teóricas por expertos en sistemas de vapor como la corporación Spirax Sarco.

1.1 **Antecedentes**

El conjunto de máquinas de teñido que conforman la Tintorería de la Planta, realiza el teñido por el método de agotamiento, y es una reacción química que ocurre entre el colorante y la fibra (tela e hilo) el colorante pasa a la fibra hasta saturarla y quedar fijada en ella.

Normalmente el proceso completo de teñido está comprendido de los procesos de blanqueo, enjuague Caliente, neutralizado, teñido, enjuague en frio, jabonado en caliente. De cada proceso mencionado, el baño de teñido, tiene una curva de comportamiento de su temperatura respecto del tiempo, el calentamiento, luego de mantener la temperatura constante y finalmente el enfriamiento del baño.

Dentro de la calidad de todo proceso de teñido, un proceso conforme de teñido es que la curva real de teñido sea igual a la curva teórica programada en la máquina, dentro de la tolerancia definidas por la Tintorería.

La Tintorería dispone de dos calderos de vapor de capacidad de 400 BHP cada uno, haciendo un total de 800 BHP, que corresponde un flujo de 11,618 kg/h de vapor saturado a una presión de 105 psig en la salida de los calderos de vapor.

La empresa se encuentra en el Callao y la altura sobre el nivel del mar del Callao es de 7 m, por lo tanto los calderos no perderán eficiencia debido a la altura.

La Tintorería dispone como grupo de máquinas de teñido una capacidad total instalada de10780 kg de tela-hilo/máquina. Por otro lado se tiene como referencia el ratio promedio de consumo 0.236 BHP de vapor / kg de tela teñida de la empresa Textil San Cristóbal S.A para un calentamiento de 4°C/min; usando el ratio mencionado y lo comparamos con la capacidad instalada de 10780 kg de tela/máquina, obtendremos 2544 BHP y afectado por el factor de simultaneidad de operación de máquinas teñidoras de tela, 60% para una empresa textil, la

Capacidad de potencia de calderos sería de 1526 BHP, este valor es referencial pero supera en 90% adicional a la Capacidad actual de Potencia de calderos de vapor. Por lo anterior, existe déficit de 90% de generación de vapor para poder cumplir con la necesidad de cumplir con las curvas de calentamiento de los procesos de teñido.

Para nuestro caso el calentamiento es de 3°C/min, por lo tanto el ratio BHP/kg de será menor que la referencia de la empresa Textil San Cristóbal y la capacidad de generación de vapor será menor a 1526 BHP.

1.2 Planteamiento del problema.

El problema de la tintorería es que parte de sus procesos de teñido no podía cumplir con la curva de calentamiento teórica del baño del proceso de teñido, el proceso de calentamiento real tomaba más tiempo de lo requerido, esta demora distorsionaba el comportamiento de temperatura requerida durante el proceso, y con ello el proceso no era conforme. La mayoría de los procesos no conformes se reprocesa por motivos de color, y ello afecta la efectividad del teñido, los recursos energéticos, mano de obra, elevando los costos de teñido, retrasos de entrega.

Las troncales principales de distribución de vapor hacia las máquinas, está conformado por 04 tuberías de 4 pulgadas de diámetro cada uno. Cada troncal de vapor mencionada, en su recorrido de su línea, tiene tramos verticales de subida y bajadas sin tener puntos de purga de condensado, el cual genera deficiencia en el transporte de flujo de vapor, baja calidad de vapor y golpes de ariete que constantemente golpean las troncales. Por ello existen deficiencias en el diseño de las troncales existentes.

Estudiado el problema, se ha visto que el máximo flujo de vapor que requiere cada proceso se da durante el calentamiento del baño, y es con el incremento constante de temperatura, este incremento es llamado en los procesos de teñido como Gradiente de Calentamiento. El máximo gradiente que utiliza la Tintorería es de 3 °C/min.

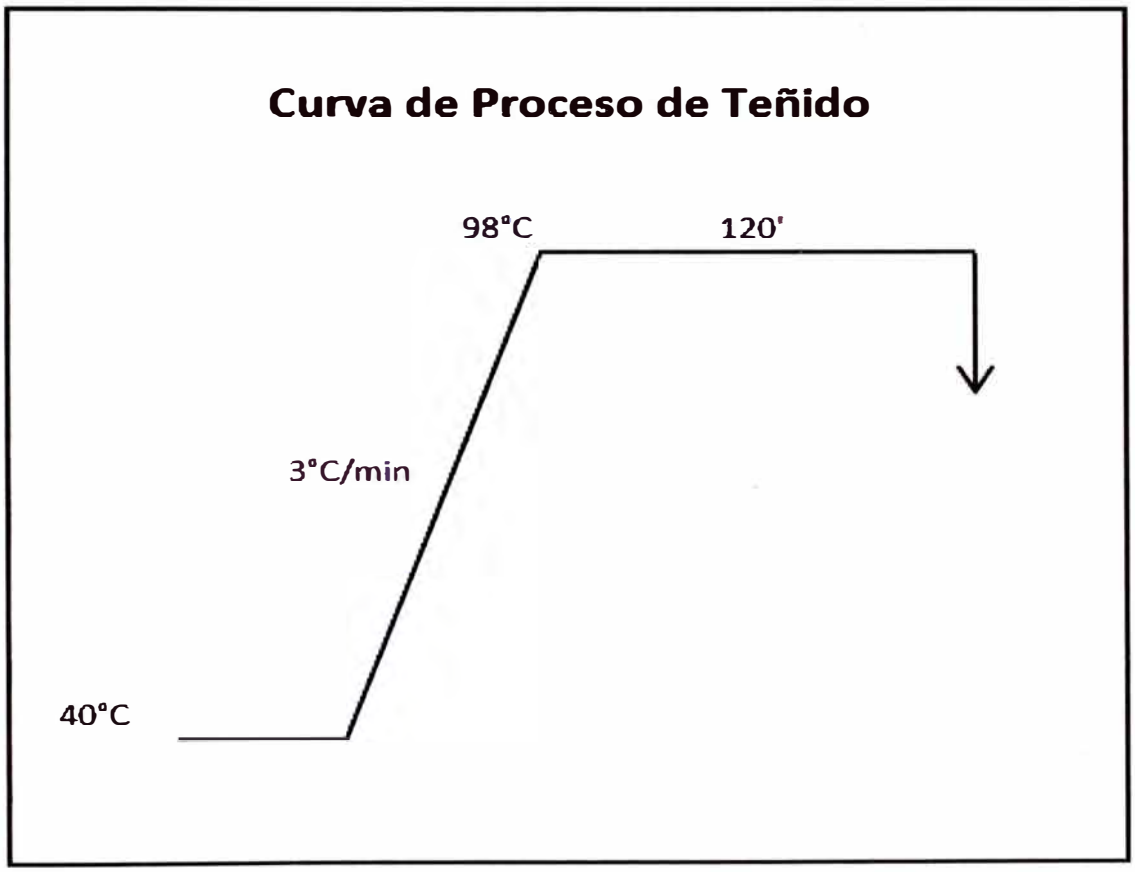


Figura 1.1 Curva de Calentamiento de uno de los procesos del Teñido

Los cuerpos que ganan calor durante el calentamiento son: el baño de teñido, la tela, el cuerpo de la máquina, el entorno exterior del ambiente que rodea la máquina.

Para el cálculo de calor simplificaremos el modelo matemático, consideraremos durante el calentamiento del baño lo siguiente: el cuerpo de la máquina, el baño y la tela, ganan energía de calor sensible a través del calor que entrega el vapor saturado.

El entorno exterior de la máquina también gana calor por medio de la conducción, convección y radiación; y este flujo de calor será considerado cuando el delta de temperatura sea máxima, es decir en la máxima temperatura de calentamiento.

El cálculo se realizará en una máquina que sea representativa (patrón) sobre el grupo de máquinas. Una vez determinado el flujo de calor requerido para el calentamiento del proceso, lo expresaremos en BHP, unidades de potencia de calderos de vapor, y definiremos el ratio de flujo de energía de vapor por kilogramo de tela teñida y será calculada entre el resultado de la sumatoria del flujo de calor del calentamiento entre la masa de tela teñida, expresados en BHP/kg de tela. Con el ratio mencionado, BHP/kg de tela, determinaremos el flujo de calor en vapor requerido para el conjunto de máquinas de teñido multiplicándolo con la capacidad instalada de máquinas (kg de tela/máquina) El flujo de calor obtenido es el flujo de energía requerido para realizar el proceso calentamiento a todas la máquinas de teñido simultáneamente, es decir al 100% de simultaneidad, pero ello no se da, el valor de simultaneidad para los procesos de teñido de una tintorería de una planta textil es de 60% a 65%. Con lo anterior, es decir, el ratio, la capacidad instalada y el factor de simultaneidad determinaremos la capacidad de generación de vapor que requiere la tintorería.

Para la distribución del nuevo flujo de masa total de vapor, se rediseñara las troncales existentes con la consideración que la velocidad promedio del vapor sea

de 25m/s. Se dimensionará la troncal de vapor adicional considerando la velocidad de vapor mencionada y evitaremos perdidas mayores de energía por fricción, ruido, golpes de ariete. También se considerara en la troncal la pendiente de la tubería y puntos de purga de condensado para evitar golpes de ariete y tener un vapor de mayor calidad para favorecer la transferencia de calor; diseñaremos el sistema de compensación de dilatación para compensar el incremento de longitud de la tubería por efecto de la temperatura.

Se rediseñará la troncal y ramales de retorno de condensado considerando que la descarga será a presión atmosférica.

1.3 Objetivo

Incrementar la capacidad instalada de los calderos de vapor, rediseñar las troncales y ramales de vapor y condensado, para teñir 19100 Kg de tela e hilo por día sin déficit de vapor.

1.4 Ubicación

La tintorería de la planta Texfina se encuentra en el departamento de Lima, en la provincia constitucional del Callo, ubicado en la Av. Bocanegra N° 136, la planta comprende de una extensión de área de 5700 m².

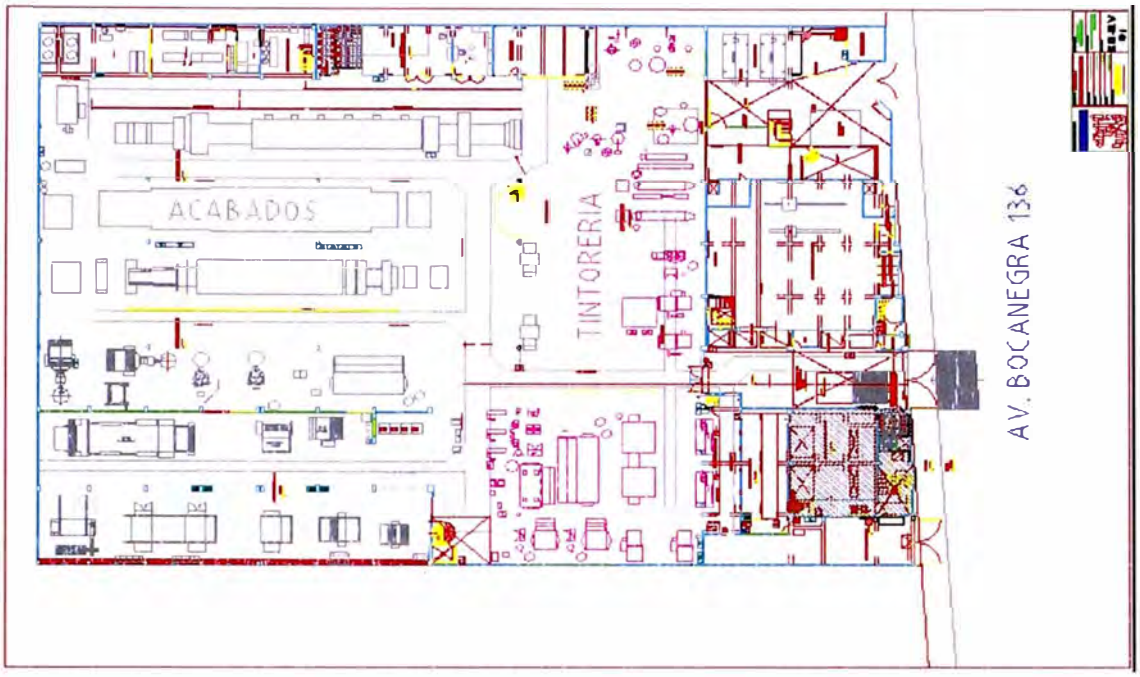


Figura 1.2 Vista de Planta de la ubicación del área de la Tintorería

1.5 Alcance

El alcance del proyecto para lograr con el objetivo indicado, está dado por un conjunto de trabajos y cada uno de ellos puesta en operación siguiendo un orden para no disminuir la generación de flujo de vapor.

Primero, se dimensionará la capacidad de potencia adicional del caldero que se requiere para la generación de vapor. Seguido se diseñara la ubicación e instalación del caldero, la adición de una nueva línea de vapor de alimentación hacia el manifold principal de vapor, nuevo tanque de retorno de condensado para la alimentación de agua para el grupo de calderos.

Segundo, se dimensionara la tubería de la troncal de vapor adicional para la distribución de vapor, seguido de diseñará la propia troncal de vapor conteniendo

sus soportes fijos y móviles, la compensación de dilatación, purgadores de condensado, aislamiento térmico de la troncal de vapor.

Tercero, se dimensionara la tubería de la troncal de retorno de condensado proveniente de la nueva troncal de vapor, seguido de diseñará la propia troncal de condensado conteniendo sus soportes fijos y móviles, los ramales de condensado, trampas de vapor.

Cuarto, se ejecutará la instalación del caldero, se fabricará y se instalará las troncales de vapor y condensado, soportes fijos y móviles de las tuberías de vapor y condensado, junta de dilatación térmica. Estos trabajos de fabricación e instalación serán realizados propiamente con el personal técnico de la empresa y no será realizado por servicios de terceros.

Quinto, la puesta en marcha del caldero de vapor y de la troncal de vapor y retorno de condensado, la verificación de la presión de vapor a l final de la troncal, el cumplimiento de las gradientes de temperatura durante el teñido.

1.6 Limitaciones del trabajo

Existen empresas con experiencia en el rubro que realizan los trabajos descritos en el punto 1.5 Alcance, pero ello requería un presupuesto elevado.

L a primera limitación fue el presupuesto disponible para el proyecto. La gerencia decidió que el proyecto fuera diseñado, desarrollado y ejecutado con personal de la propia empresa, liderado a cargo del jefe de mantenimiento. El avance de los trabajos estaría en función del abastecimiento de los materiales por parte de logística y ello por parte de la liquides de finanzas.

La segunda limitación contemplada fue de disponer de los momentos oportunos para el montaje de las partes de las troncales, las guías, soportes y ramales dentro de la propia Tintorería en pleno proceso de producción, la prioridad dada era no retrasar y no entorpecer la producción de teñido.

La tercera limitación fue no haber tenido experiencia en el diseño y fabricación en troncales de vapor, y fue resuelta con la información brindada por tutoriales de ingeniería referidos a líneas de vapor, recomendaciones de profesionales con experiencia en el tema, visitas a otras instalaciones de líneas de vapor.

CAPITULO 2

CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO

Generalidades

La empresa Texfina S.A. es una empresa fabricante de tejidos de punto y prendas, especializada en tejidos manufacturados con algodón, poliéster y mezclas. Desde 1947 Texfina se destaca por desarrollar las telas más innovadoras del mercado.

Texfina desarrolla procesos de Hilandería, Tejeduría, Tintorería y Acabado: también ofrece a sus clientes los servicios de sus procesos mencionados.

La planta de Tintorería de tela e hilo, tiene una capacidad de producción de 19100 kg de teñido por día.

El método de teñido que utiliza la Tintorería es el de agotamiento, y es una reacción química que ocurre entre el colorante y la fibra (tela e hilo), el colorante pasa a la fibra hasta saturarla y pueda quedar fijada en ella. La relación de peso entre la fibra y del colorante es de 1/5 a 1/8 respectivamente.

Las máquinas de teñido por el método de agotamiento hacen que la fibra y el colorante estén en movimiento durante el proceso de teñido, y las máquinas para teñir hilo, hacen que la fibra esta quieta y el colorante en movimiento durante todo el proceso de teñido.

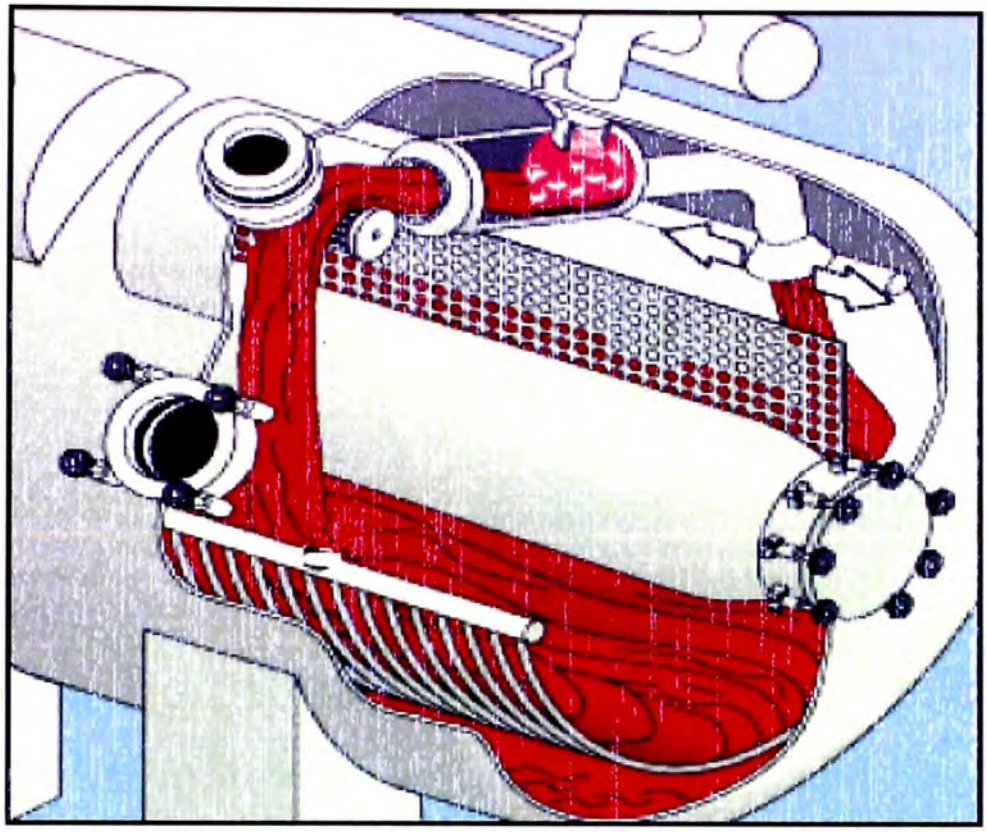


Figura 2.1 Máquina Teñidora en corte mostrando el movimiento de la Tela

2.1 Alcance del proceso de teñido

2.1.1 Teñido de tela e hilo de algodón

El color deseado de las telas se obtiene mediante el teñido en barcas (Máquinas Teñidoras de Tela) a temperaturas cercanas al punto de ebullición, respetando el comportamiento de las curvas de temperatura de calentamiento y enfriamiento respecto del tiempo de cada proceso de teñido.

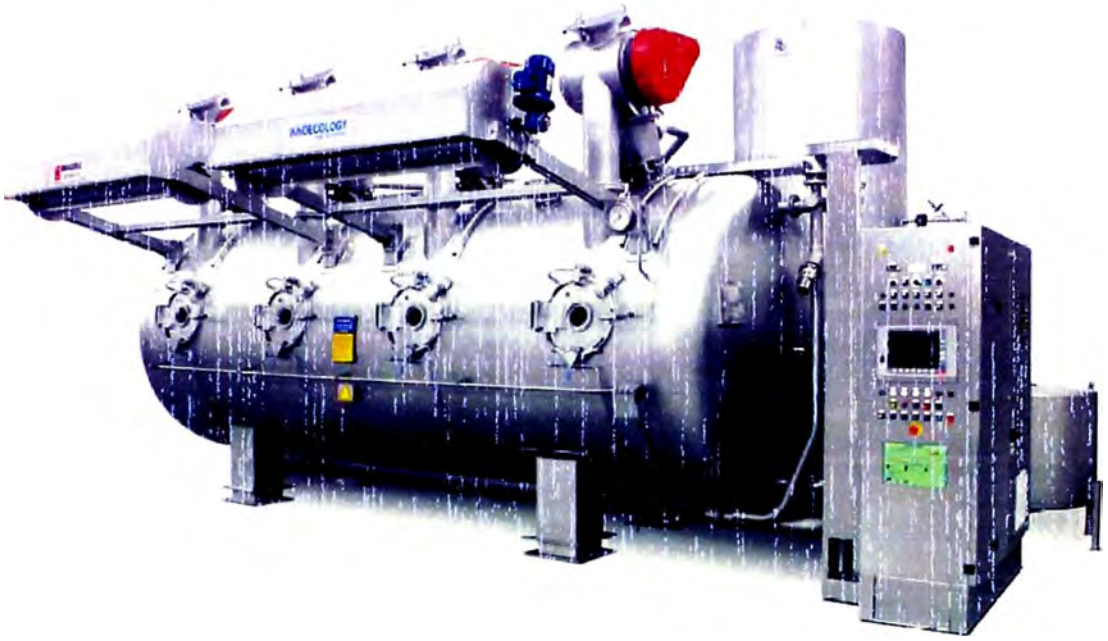


Figura 2.2 Teñidora de tela, 1000kg, Marca Brazzoli, Innoecology HT4-XC2

El proceso completo de teñido está comprendido de los procesos de blanqueo, enjuague caliente, neutralizado, teñido, enjuague en frio, jabonado en caliente.

En cada proceso de teñido mencionado líneas arriba se agrega productos químicos al baño llamado productos auxiliares que mejoran el resultado del proceso. El baño del proceso está formado de agua blanda y de los productos auxiliares, esta última en una proporción muy pequeña comparada con el agua blanda.

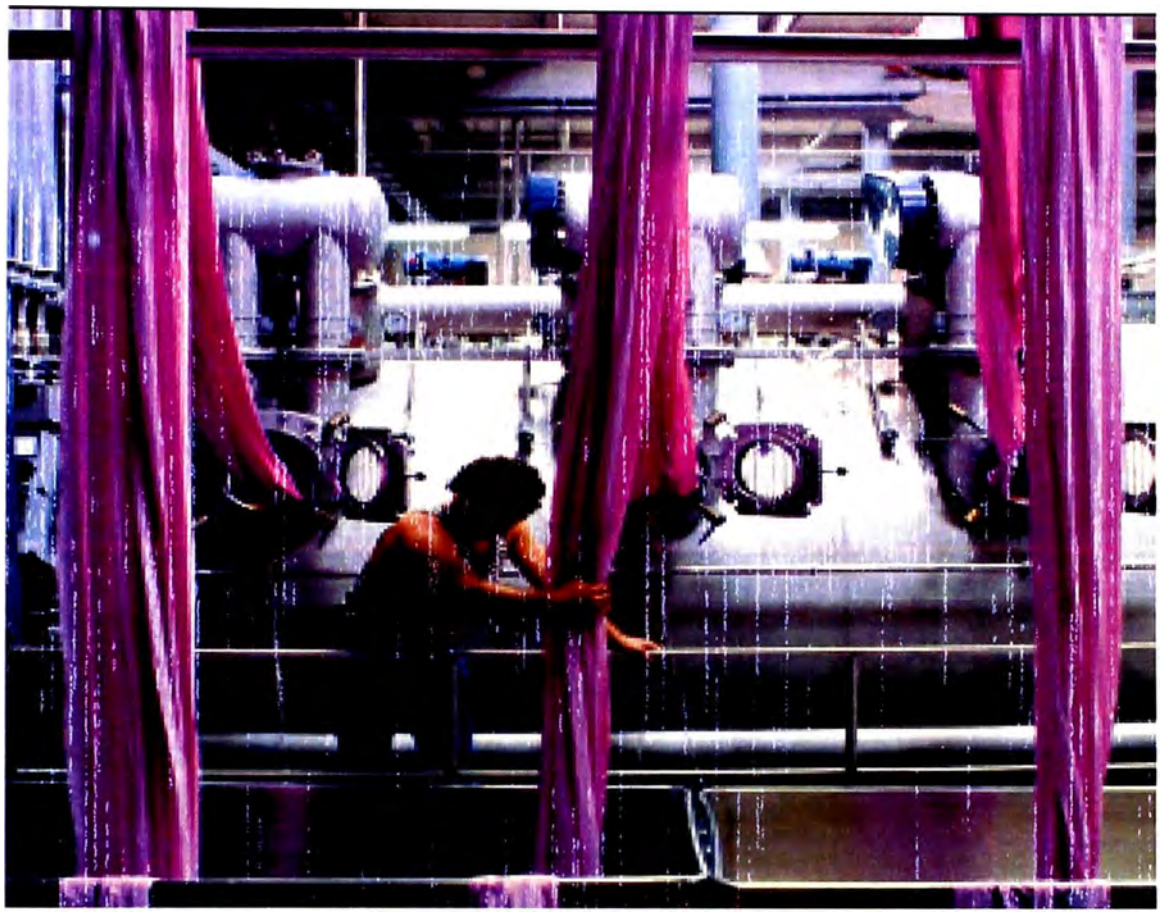


Figura 2.3 Descarga de tela teñida en coches, una vez terminado el teñido

2.1.2 Relación de Baño

La cantidad del baño está en función de la cantidad de masa de tela que se va teñir, la función es lineal y la cantidad de masa del baño es determinado por la masa de tela afectada por una constante, esta constante es conocida en el proceso de teñido como relación de baño (RB)

El valor de la relación de baño (RB) depende del tipo de tela como son tela de algodón, poly algodón y polyester; también dependen de la tecnología de las máquinas teñidoras de tela.

2.1.3 Volumen del Baño

Es un parámetro conocido en el proceso de teñido, el volumen del baño es numéricamente igual a la cantidad de masa del baño, dado que a la densidad del agua le corresponde un litro por cada kilogramo.

2.1.4 Curvas de teñido

Los procesos de blanqueo, enjuague caliente, neutralizado, teñido, enjuague en frio, jabonado en caliente, jabonado en frio, en ese orden, conforman el proceso completo del teñido de tela e hilo.

El baño utilizado en cada proceso es con agua blanda limpia, y el volumen está en función de la relación del baño, cada proceso tiene una curva de calentamiento del baño, de mantener la temperatura del baño y de su enfriamiento respecto del tiempo.

A continuación se muestra las curvas típicas de los procesos que conforman el teñido completo.

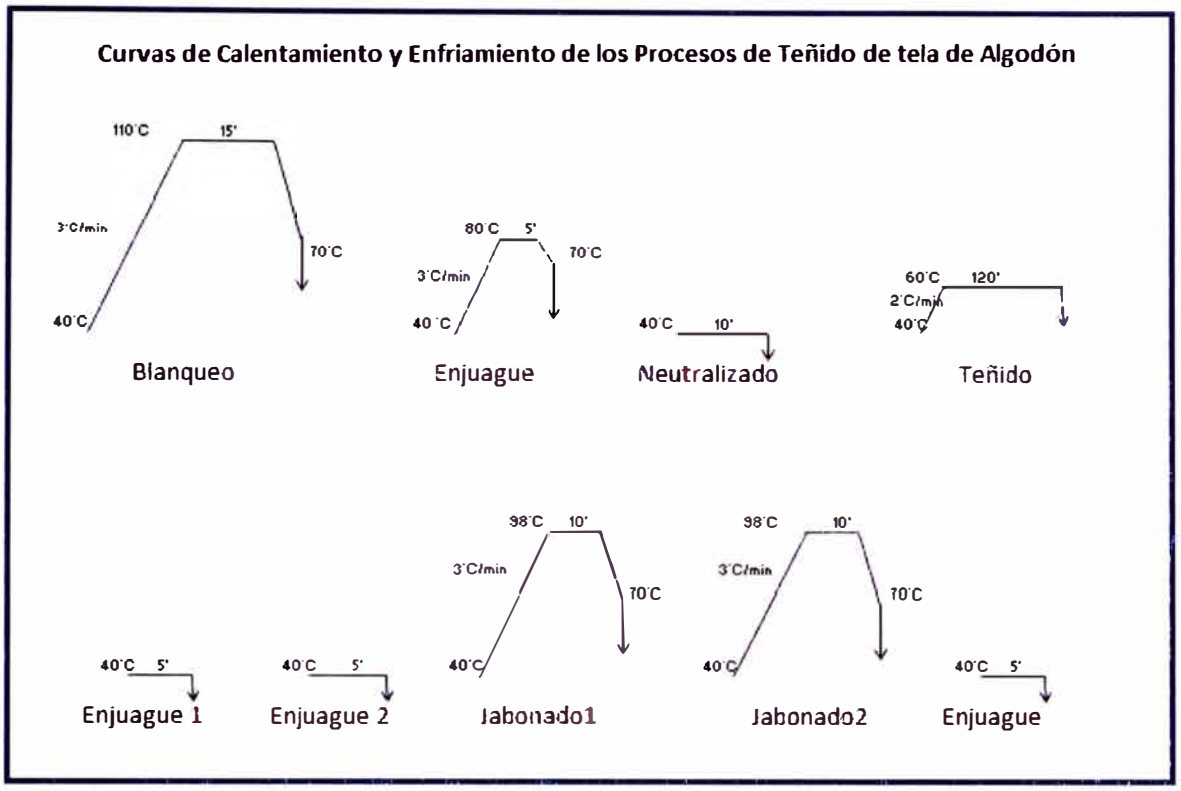


Figura 2.4 Curvas de Calentamiento y enfriamiento de los Procesos del Teñido

2.1.5 Calentamiento de los procesos de Teñido

El máximo Flujo de vapor que requiere cada proceso se da en una fracción del tiempo que dura el proceso, y es durante el incremento constante de temperatura que requiere el proceso, este incremento es llamado en los procesos de teñido como gradiente de calentamiento, esto se aprecia en la curvas de teñido de la figura 2.4.

La capacidad de producción del conjunto de máquinas teñidoras de tela de Texfina S.A. es de 18,300 kg /día, el 65% del teñido es tela de algodón y 35% es tela de polyester. Y la capacidad de producción del conjunto de máquinas teñidoras de hilo es de 800 kg /día, en suma total es de 19,100 kg/día.

Las curvas de temperaturas del proceso de teñido de polyester no difieren mucho con la tela de algodón, es parecido con respecto a curvas de temperatura. Para la definición de la capacidad necesaria de la generación de vapor, usaremos para nuestro cálculo como gradiente de calentamiento en todos los procesos de teñido el valor de 3 °C / min.

2.2 Calor Transferido al baño de teñido

El calor transferido al baño se realiza a través de un intercambiador de calor, el baño es forzado a pasar a través del intercambiador con la ayuda de una bomba centrifuga, el flujo de baño de teñido caliente regresa a la cámara de teñido donde se encuentra la tela en forma de cuerda pero en movimiento, tal como lo muestra la figura 2.1. El baño y la tela son los elementos que conforman el sistema, y es un sistema cerrado, el calentamiento se da a volumen constante, dado que la presión del sistema aumenta.

El máximo flujo de calor transferido al baño es durante el proceso de calentamiento, en la empresa se ha definido el calentamiento a razón de 3°C/min. Los ratios de referencia de flujo de energía por unidad de masa de teñido es de 0.234 BHP/kg de tela de la empresa Textil San Cristóbal S.A. para una razón de calentamiento de baño de teñido de 4°C/min y relación de baño de 8/1, por lo tanto el ratio promedio representativo de BHP/kg de tela de la tintorería de Texfina deberá ser menor.

Así mismo se tiene los datos de consumo energía de una máquina teñidora de tela de último generación (año 2011) de marca Italiana Brazzoli, tipo Innoecology, modelo HT4-XC2 (figura 2.2) de capacidad de 1000 kg de tela, los datos en detalle se muestra en la parte de anexos en la parte final del informe. El máximo flujo de

masa de vapor que consume es de 3,285 kg/h de vapor a una presión de manométrica de 6 bar, resultando un flujo de energía de vapor de 1885.6 kW = 191.7 BHP, y el ratio sería 0.1917 BHP/kg de tela que consume la máquina Brazzoli. La máquina está diseñado para gradiente de calentamiento de hasta 6 °C/min y para relación de baño menor de 8/1. Por lo tanto el ratio promedio representativo de BHP de vapor/kg de tela de la tintorería de Texfina estará muy cercano a 0.191 BHP/kg.

2.2.1 Fundamentos de Termodinámica y Transferencia de Calor

2.2.1.1 Primera Ley de la termodinámica en sistema cerrado

La primera ley de la termodinámica, o el principio de la conservación de la energía para un sistema cerrado o una masa fija indica que la transferencia neta de la energía del sistema como calor y trabajo es igual a la variación total de la energía del sistema. La variación o cambio de energía total del sistema se expresa como la suma de los cambios de la energía interna, cinética y potencial.

$$Q - W = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP \qquad (2.1)$$

Q	Calor neto transferido
W	Trabajo neto del sistema
ΔU	Variación de energía interna del sistema

ΔEC	Variación de energía cinética del sistema
ΔEP	Variación de energía potencial del sistema

2.2.1.2 Cambio de energía interna de líquidos

Los líquidos y sólidos son sustancias incomprensibles, Los calores específicos a volumen constante y a presión constante son idénticos para sustancias incompresibles y se denota con la letra C.

Entonces el cambio de la energía interna de una sustancia es igual a masa afectado por el calor específico y por el cambio de temperatura.

$$\Delta U = m\ C\ \Delta T \qquad (2.2)$$

ΔU	Variación de energía interna del sistema
m	Masa de la sustancia
C	Calor específico de la sustancia
ΔT	Variación de la temperatura

Para una energía cinética y potencial despreciable la ecuación 2.1 sería

$$Q = m\ C\ \Delta T \qquad (2.3)$$

2.2.1.3 Flujo de calor por convección y conducción en cilindro huecos

Los sistemas cilíndricos experimentan a menudo gradientes de temperatura sólo en la dirección radial y se les trata como unidimensionales. Sea un cilindro de radio interno R1 y radio externo R2 y longitud L. La temperatura interna es Ta y la externa es Tb. Si Ta >Tb se dará el flujo de calor por

convección, conducción y convección desde la parte interna hacia el exterior.

$$q = \frac{2\pi L(Ta - Tb)}{\frac{1}{h_1 R_1} + \frac{ln(R2/R1)}{k} + \frac{1}{h_2 R_2}} \qquad (2.4)$$

q	Flujo de calor por conducción
k	Conductividad térmica del material del cilindro
L	Longitud del cilindro
Ta	Temperatura de fluido del interior del cilindro
Tb	Temperatura de fluido del exterior del cilindro
R1	Radio interior del cilindro hueco
R2	Radio exterior del cilindro hueco
h1	Coeficiente de transferencia de calor por convección del fluido 1
h2	Coeficiente de transferencia de calor por convección del fluido 2

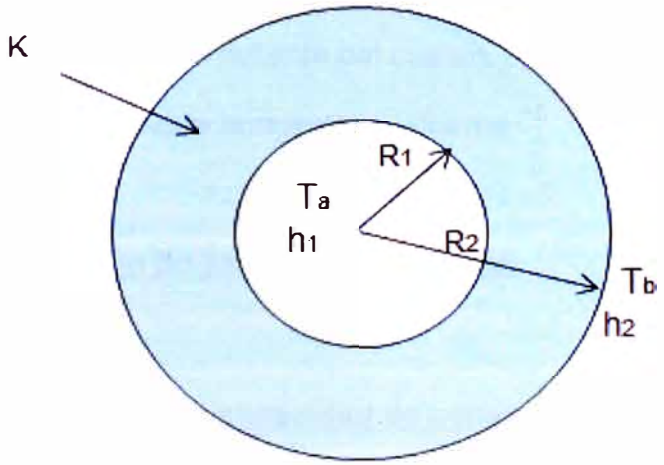


Figura 2.5 Cilindro hueco

2.2.1.4 Flujo por radiación emitida

Para un cuerpo real, el flujo de radiación térmica que se emite del cuerpo está dado en función de su temperatura, de la característica emisiva de su superficie, y del área. A temperatura ambiente, vemos los cuerpos por la luz que reflejan, dado que por sí mismos no emiten luz. Si no se hace incidir luz sobre ellos, si no se los ilumina, no podemos verlos. A temperaturas más altas, vemos los cuerpos debido a la luz que emiten, pues en este caso son luminosos por sí mismos.

$$q = A\ \mathrm{E}\ \sigma\ (T_1^4 - T_2^4) \qquad (2.5)$$

q	Flujo de calor por radiación térmica
A	Área de superficie emisiva
ε	Característica emisiva de la superficie
σ	Constante de Stefan-Boltzmann, 5.6704 x10^{-8} $\frac{W}{m^2K^4}$
T_1	Temperatura caliente del cuerpo
T_2	Temperatura ambiente del cuerpo

2.3 Capacidad de generación de vapor de la tintoreria

2.3.1 Criterio de cálculo de la capacidad de generación de vapor

El criterio que se utilizará para determinar la capacidad de generación de vapor que requiere la tintorería es determinar el ratio de potencia de flujo de calor (proveniente del vapor saturado) que se da durante el calentamiento del teñido

entre la masa propia del teñido expresado en BHP/kg. Determinado el ratio, calcularemos la potencia de flujo de calor requerido considerando que todas las máquinas teñidoras realizan el proceso de calentamiento al mismo tiempo, pero esta suposición es ideal, dado que para una tintorería el factor de simultaneidad no llega al 100%. El factor de simultaneidad de las máquinas teñidoras es de 50% a 60%, con este factor se multiplica al flujo total de calor requerido para que todas las maquinas calienten al mismo tiempo, el resultado de ello sería la capacidad de generación de vapor.

Para la determinación del ratio de BHP/kg, se realizará en una maquina teñidora representativa tomada como patrón, es decir que represente al grupo de máquinas. Se determinará en ella, el flujo de calor ganado en la maquina por calor sensible, conducción, convección y radiación que se da durante la etapa de calentamiento.

2.3.2 Criterio de cálculo de capacidad de bomba para caldero de vapor

La bomba de alimentación debería tener mayor flujo de masa de bombeo, de tal manera que el tiempo de reposición de masa de agua del caldero sea muy inferior al tiempo que el caldero demora en evaporarlo. También se sabe que el gasto de vapor en el caldero depende de la demanda del consumo de vapor de los equipos y no constantemente trabaja a potencia nominal.

Es muy común que el flujo nominal de la bomba de alimentación para calderos sea el doble del flujo nominal de vapor que genera los calderos.

2.3.2.1 Teorema de Bernoulli

Es una forma de expresión de la aplicación de la energía al flujo de fluidos en tuberías. La energía total H en un punto cualquiera por encima de un plano horizontal arbitrario, fijado como referencia, es igual a la suma de la altura geométrica Z, la altura debida a la presión P/γ, y la altura debida a la velocidad V^2/2g, es decir H= Z+ P/γ + V^2/2g.

En realidad en una línea hidráulica existen perdidas de energía Lf (en tuberías) por fricción debido a la velocidad del fluido, también incremento de energía LB por una bomba hidráulica que debe incluirse en la ecuación de Bernoulli. Por lo tanto, el balance de energía para dos puntos en un fluido queda como sigue:

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + LB = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Lf \quad (2.6)$$

Z_1, Z_2	Altura del fluido sobre el nivel de referencia
P_1, P_2	Presión del fluido en los puntos evaluados
V_1, V_2	Velocidad del fluido en los puntos evaluados
g	Aceleración de la gravedad
γ	Peso específico del fluido
LB	Energía proporcionada por la bomba
Lf	Perdida de energía por fricción del fluido

2.3.2.2 Número de Reynolds

Es un número adimensional y con ello se determina si el fluido en movimiento es de flujo laminar o turbulento. Se calcular de la siguiente manera.

$$Re = \frac{d\,V\rho}{\mu} \qquad (2.7)$$

d	Diámetro de Tubería
V	Velocidad del Fluido
ρ	Densidad del fluido
μ	Viscosidad dinámica

Flujo Laminar: Re < 2000

Flujo Turbulento: Re > 4000

2.3.2.3 Rugosidad Relativa ε_r

Es el cociente entre la rugosidad absoluta de la pared interior de la tubería y el diámetro interior de la tubería.

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{d} \qquad (2.8)$$

2.3.2.4 Factor de fricción del fluido en tuberías

Es un parámetro adimensional que se utiliza para calcular la pérdida de carga en una tubería debida a la fricción. Su valor depende del Número de Reynolds.

Si Re < 2000

$$f = \frac{64}{Re} \qquad (2.9)$$

Si Re > 4000, el valor de fricción f se determina del diagrama de Moody conociendo primero el Número de Reynolds y la rugosidad relativa.

2.3.2.5 Pérdidas por fricción

Las pérdidas por fricción están formadas por pérdidas primarias que se dan a lo largo de las tuberías y pérdidas secundarias ocasionadas por los accesorios en la tubería como válvulas, codos, acoplamientos, etc.

Perdidas primarias Lf_p, expresadas en metros

$$lf_p = fl\,\frac{V_2^2}{2gd} \qquad (2.10)$$

f	Factor de fricción proveniente del diagrama Moody
L	Longitud total del recorrido de la línea de tubería
V	Velocidad del fluido
g	Aceleración de la gravedad
d	Diámetro de tubería

Las perdidas secundaria Lfs, expresadas en metros,

$$lf_s = f\left(\frac{L_e}{d}\right)\frac{V_2^2}{2g} \qquad (2.11)$$

$\frac{Le}{d}$ Relación de longitud equivalente

La relación de longitud equivalente se considera constante para un tipo dado de válvula o acoplamiento. El valor de Le se denomina longitud equivalente, y es la longitud de una tubería recta del mismo diámetro nominal que el de la válvula, la cual tendría la misma resistencia que ésta. El termino d es el diámetro interior de la tubería.

2.4 Troncal y ramales de distribución de vapor

Un sistema de distribución de vapor eficiente es esencial para que el vapor tenga una calidad adecuada y la presión que debe darse en el valor correcto. El vapor generado en la caldera es transportada a la Planta a través de tuberías principales llamado troncales y distribuidas en tuberías pequeñas llamados ramales hasta el punto donde se requiere su energía térmica.

La generación y distribución de vapor a presión elevada tiene las ventajas siguientes:

Se requieren tuberías de distribución de menor diámetro y con ello menor coste en materiales y aislamiento térmico.

Vapor más seco en el punto de utilización, debido al efecto de aumento de fracción seca que tiene lugar en cualquier reducción de presión.

La capacidad de almacenamiento térmico de la caldera aumenta y ayuda a soportar en forma más eficiente las fluctuaciones de carga, reduciendo el riesgo de arrastre de agua y de impurezas con el vapor a condiciones máximas.

2.4.1 Dimensionamiento de Tuberías de vapor

Las tuberías se pueden dimensionar con cualquiera de los dos criterios siguientes:

Velocidad del Fluido

Caída de Presión

2.4.1.1 Dimensionamiento de tuberías por velocidad de fluido

Para tuberías de distribución de vapor saturado seco, la experiencia demuestra que son razonables las velocidades del fluido entre 25 y 35 m/s en las tuberías.

La velocidad de 35 m/s se debe considerar como el valor de límite máximo., por encima de 40 m/s de velocidad de fluido se debe considerar que aparecerán el ruido y la erosión dentro de las tuberías. Para las tuberías de más de 50 m de largo siempre es recomendable comprobar la caída de presión, sin importar el valor de la velocidad del fluido.

En una tubería, el vapor fluye con un flujo de masa $\dot{m}$, de una densidad ρ, y la velocidad V dependerá del diámetro d de la tubería. El caudal es la relación entre el flujo de masa y la densidad, también es el producto de la velocidad promedio del vapor y la sección transversal de la tubería, igualando ambas expresiones y despejando el diámetro d de la tubería nos quedamos con la siguiente relación.

$$V = \frac{4\,\dot{m}}{\pi\,\rho\,d^2} \qquad (2.12)$$

2.4.1.2 Dimensionamiento de tuberías por caída de presión

A veces es necesario que la presión de vapor que alimenta un determinado equipo no caiga por debajo de un valor mínimo especificado, con el fin de mantener la temperatura. Para ello es necesario conocer la presión de alimentación y presión que debería tener el equipo. En estos casos es apropiado dimensionar las tuberías con el método de caída de presión.

Un método que resulta satisfactorio es el uso de Factores de caída de Presión. Si la línea tiene más de 100 m y su recorrido es relativamente recto, el aumento es proporcional al 10% debido a los accesorios. Si la línea es menor a 50 m y su recorrido es relativamente recto, el aumento es proporcional al 20% debido a los accesorios.

2.4.2 Características de la tubería de acero para vapor

Hay una serie de tuberías estándares existentes en todo el mundo, pero sin duda el más global, son los derivados por el Instituto Americano del Petróleo (API), donde los tubos se clasifican por los espesores de tuberías llamado Cédula.

Las Cedulas están en relación a la presión nominal de la tubería. Existen 11 que van desde 5 hasta 10, 20, 30, 40, 60, 80, 100, 120, 140, 160.

La cedula 40 es el más ligero de los especificados. El 40 y 80 son los que cubren desde diámetros de 15mm hasta 600mm y son los utilizados.

Tuberías para sistemas de vapor son comúnmente fabricados con acero al carbono según la Norma ASTM A-53 B, ASTM A106. Los accesorios de acero

al carbono de Norma ASME B 16,9. El mismo material puede ser utilizado para las líneas de condensado.

2.4.3 Troncal de distribución de vapor

La norma europea EN 45510, establece que, siempre que sea posible, la troncal debe ser instalada con una caída no menos de 1:100 (1 m de caída para cada carrera de 100 m), en la dirección del flujo de vapor. Está pendiente se asegurará de que la gravedad, así como el flujo de vapor, se ayudar a mover el condensado hacia los puntos de vaciado en donde el condensado puede ser eliminado con seguridad y eficacia.

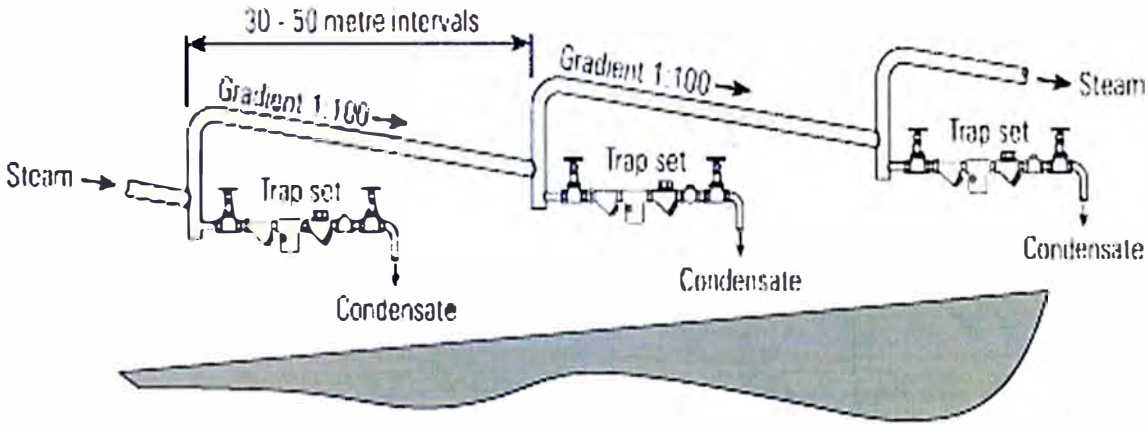


Figura 2.6 Instalación típica de una troncal de vapor

2.4.3.1 Puntos de drenaje en la troncal de vapor

El punto de drenaje debe asegurar que el condensado pueda llegar a la trampa de vapor. Para el diseño y ubicación de los puntos de drenaje debe darse de manera cuidosa.

La cantidad de condensado formado en una troncal de vapor bajo las condiciones de arranque es suficiente para requerir la disposición de los puntos de drenaje en intervalos de 30 m a 50 m, así como naturales, tales como los puntos bajos en la parte inferior de la tubería ascendente.

Se recomiendan dimensiones de bolsillo de drenaje como se muestran en la gráfica.

Mains diameter - D	Pocket diameter - d_1	Pocket depth - d_2
Up to 100 mm nb	$d_1 = D$	Minimum d_2 = 100 mm
125 - 200 mm nb	d_1 = 100 mm	Minimum d_2 = 150 mm
250 mm and above	$d_1 \geq D/2$	Minimum $d_2 = D$

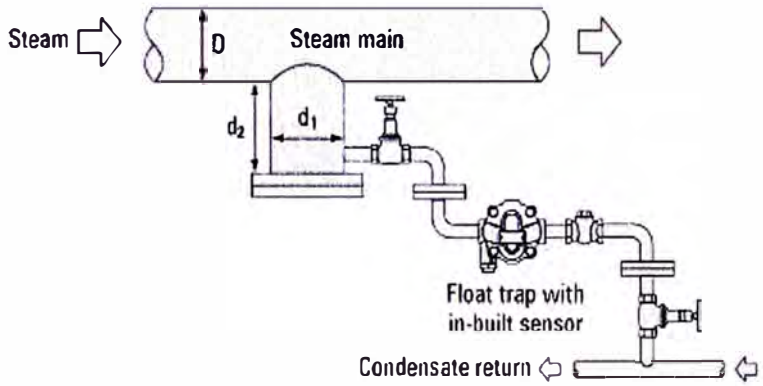


Figura 2.7 Dimensiones de bolsillos de drenaje en troncales de vapor

2.4.3.2 Golpes de ariete

Es el ruido causado por la colisión de condensado a alta velocidad en tuberías, accesorios, plantas y equipos.

En los casos graves, los golpes de ariete pueden fracturar equipos de tubería con la consiguiente pérdida de vapor vivo en la fractura, lo que conduce a una situación extremadamente peligrosa.

Un buen diseño de ingeniería, instalación y mantenimiento, evitar golpes de ariete, lo que es una práctica mucho mejor que tratar de contenerlo por elección de los materiales y presiones de los equipos. Comúnmente, las fuentes de golpe de ariete se producen en los puntos bajos de la tubería son de debido a Flacidez en la línea, tal vez debido a la falta de apoyos, uso incorrecto de reductores concéntricos, instalación incorrecta del filtro, drenaje inadecuado de las tuberías de vapor.

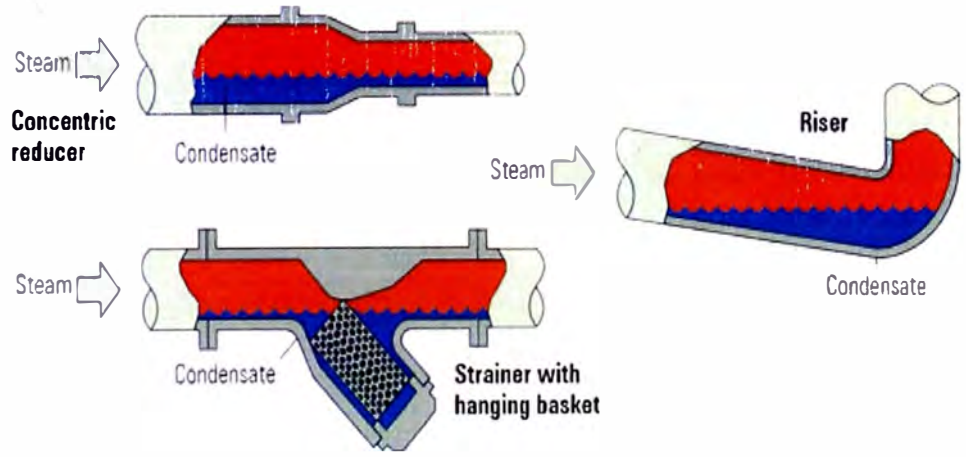


Figura 2.8 Conexiones que generan fuente potencial de golpe de ariete

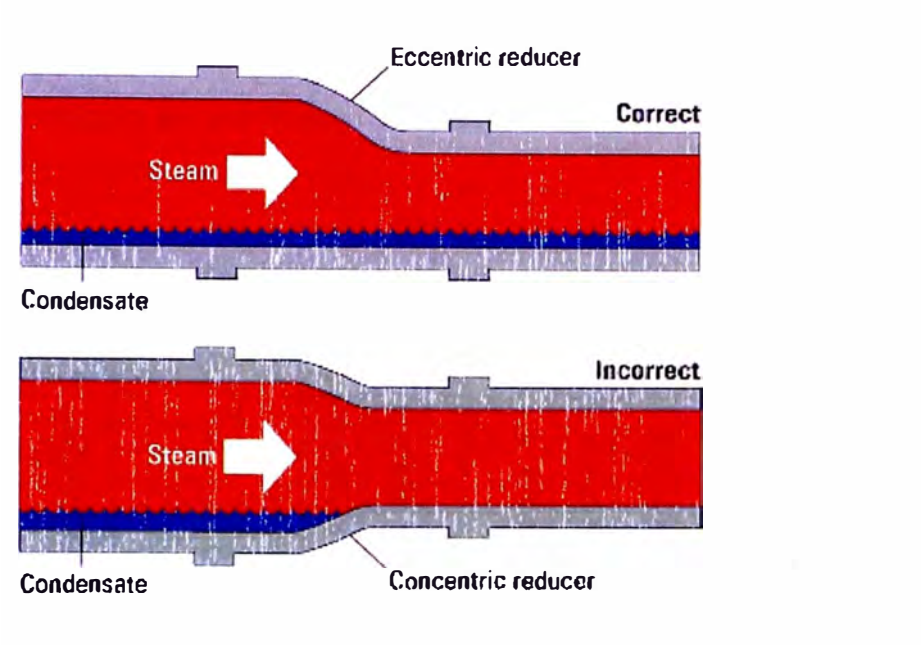


Figura 2.9 Reducción excéntrica y concéntrica en una troncal

2.4.3.3 Capacidad de la trampa de condensado en la Troncal

La cantidad de condensado a verter es dividido en dos categorías que son de calentamiento de carga y ejecución de carga.

De calentamiento de carga - En el primer caso, la tubería tiene que ser llevado hasta la temperatura de funcionamiento. Esto se puede determinar por cálculo, conociendo la masa y calor específico de la tubería y los accesorios

Ejecución de carga - Una vez que la troncal de vapor está a la temperatura de operación, la velocidad de condensación es principalmente una función del tamaño de la tubería y la calidad y espesor del aislamiento.

Se genera más masa de condesado en el calentamiento de carga, a continuación se muestra un cuadro de selección de capacidad de generación de condensado en el calentamiento de carga.

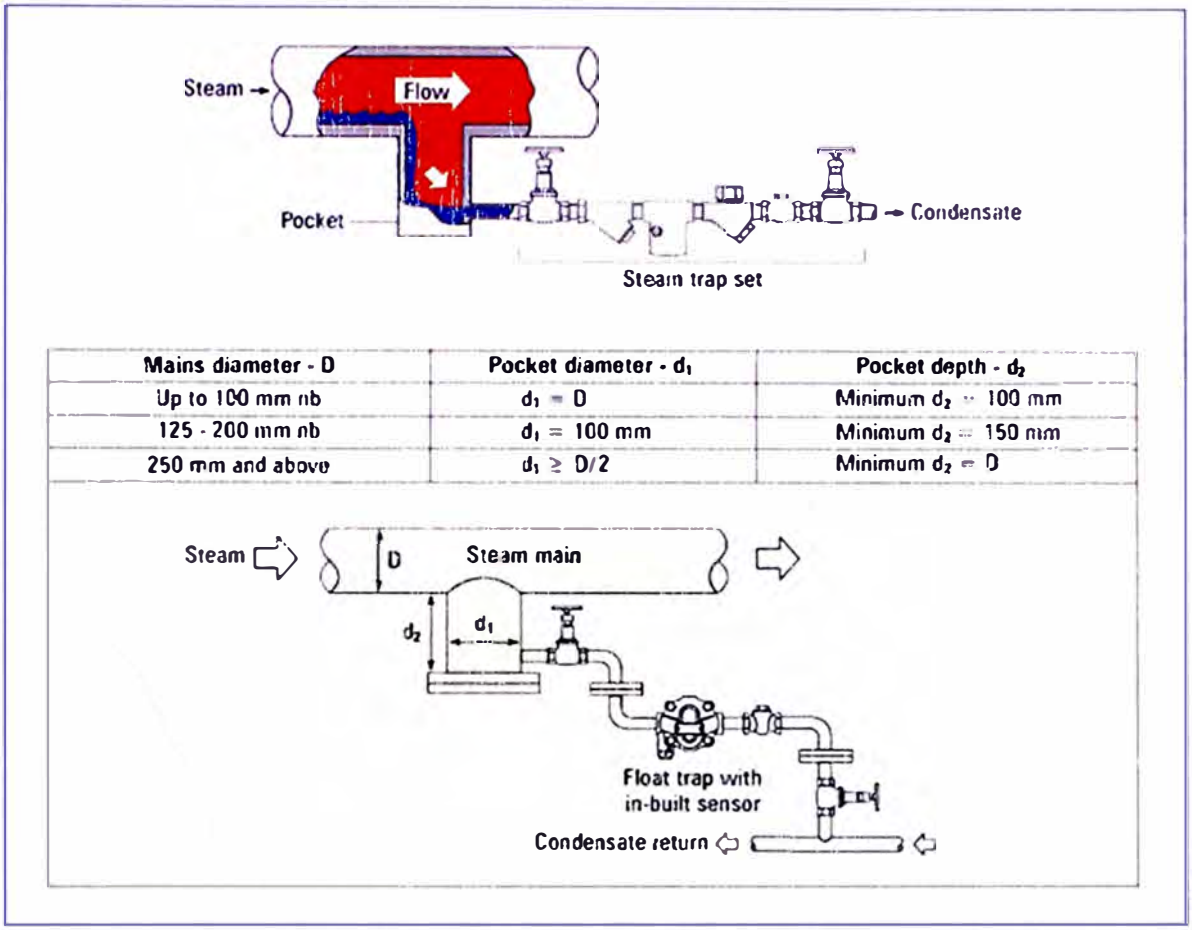
La trampa de vapor del tipo Termodinámico es ideal para remover el condesado en una troncal de vapor.

Steam pressure bar g	Steam main size (mm)														-18°C correction factor
	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600	
1	5	9	11	16	22	28	44	60	79	94	123	155	182	254	1.39
2	6	10	13	19	25	33	49	69	92	108	142	179	210	296	1.35
3	7	11	14	20	25	36	54	79	101	120	156	197	232	324	1.32
4	8	12	16	22	30	39	59	83	110	131	170	215	254	353	1.29
5	8	13	17	24	33	42	63	70	119	142	185	233	275	382	1.28
6	9	13	18	25	34	43	66	93	124	147	198	242	285	396	1.27
7	9	14	18	26	35	45	68	97	128	151	197	250	294	410	1.26
8	9	14	19	27	37	47	71	101	134	158	207	261	307	428	1.25
9	10	15	20	28	38	50	74	105	139	164	216	272	320	436	1.24
10	10	16	20	29	40	51	77	109	144	171	224	282	332	463	1.24
12	10	17	22	31	42	54	84	115	152	180	236	298	350	488	1.23
14	11	17	23	32	44	57	85	120	160	189	247	311	366	510	1.22
16	12	19	24	35	47	61	91	128	172	203	265	334	393	548	1.21
18	17	23	31	45	62	84	127	187	355	305	393	492	596	708	1.21
20	17	26	35	51	71	97	148	220	302	362	465	582	712	806	1.20
25	19	29	39	56	78	108	164	243	333	400	533	642	786	978	1.19
30	21	32	41	62	86	117	179	265	364	437	571	702	859	1 150	1.18
40	22	34	46	67	93	127	194	287	395	473	608	762	834	1 322	1.16
50	24	37	50	73	101	139	212	214	432	518	665	834	1 020	1 450	1.15
60	27	41	54	79	135	181	305	445	626	752	960	1 218	1 480	2 140	1.15
70	29	44	59	86	156	208	346	510	717	861	1 100	1 396	1 694	2 455	1.15
80	32	49	65	95	172	232	386	568	800	960	1 220	1 550	1 890	2 730	1.14
90	34	51	69	100	181	245	409	598	842	1 011	1 288	1 635	1 990	2 880	1.14
100	35	54	72	106	190	257	427	628	884	1 062	1 355	1 720	2 690	3 030	1.14
120	42	64	86	126	227	305	508	748	1 052	1 265	1 610	2 050	2 490	3 600	1.13

Tabla 2.1 Cantidad de condensado en tubería de 50 m y cédula 40

2.4.3.4 Sistema de punto de drenaje

En la gráfica se muestra los elementos que conforman un punto de drenaje en una troncal de vapor, bolsillo de condesado, válvula de bola, filtro, visor (no es necesario), trampa de vapor, válvula check, válvula de bola. También muestra una tabla donde recomiendan los diámetros y altura del bolsillo de acuerdo al diámetro de la troncal.



Mains diameter - D	Pocket diameter - d_1	Pocket depth - d_2
Up to 100 mm nb	d_1 = D	Minimum d_2 = 100 mm
125 - 200 mm nb	d_1 = 100 mm	Minimum d_2 = 150 mm
250 mm and above	$d_1 \geq D/2$	Minimum d_2 = D

Figura 2.10 Elementos del sistema del punto de drenaje en troncal

2.4.3.5 Troncal de vapor en subida

Hay muchas ocasiones cuando la troncal de vapor debe recorrer a través de loma, o aplicaciones donde los contornos del lugar hacen que sea imposible poner el tubo con la caída 1:100 propuesto anteriormente. En estas situaciones, el condensado debe ser animado a correr cuesta abajo y contra el flujo de vapor. Una buena práctica es aumentar el tamaño del diámetro de la tubería para conseguir un vapor de baja velocidad y no superior a 15

m/s, para ejecutar la línea con una pendiente no inferior a 1:40, e instalar los puntos de desagüe a no más de 15 metros.

El objetivo es evitar que la película de condensado en la parte inferior de la tubería no aumente de espesor hasta el punto donde las gotitas pueda ser recogido por el flujo de vapor.

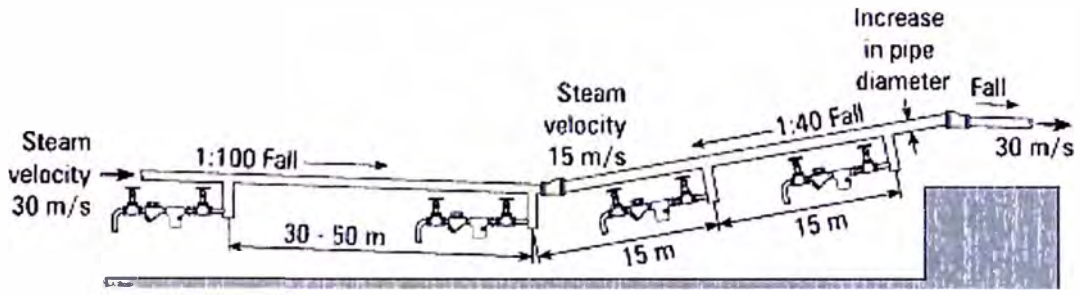


Figura 2.11 Troncal de vapor con pendiente inversa

2.4.4 Ramales o derivaciones de vapor

Los ramales o derivaciones son muchos más cortos que la red de vapor. Como una regla general, por lo tanto, siempre que la línea de ramificación no es más de 10 metros de longitud, y la presión en la troncal principal es la adecuada, es posible dimensionar el diámetro de la tubería con una velocidad de 25 a 35 m/s, y no preocuparse por la caída de presión.

Las conexiones de los ramales son tomadas de la parte superior de la troncal principal para llevar el vapor más seco. Si las conexiones son tomadas desde el lado, o incluso peor de la parte inferior puede fluir por el ramal el condensado y los residuos del vapor principal. El resultado es vapor de agua muy húmedo y

sucio y alcanzará al equipo, lo que afectará al rendimiento tanto en el corto plazo y largo plazo.

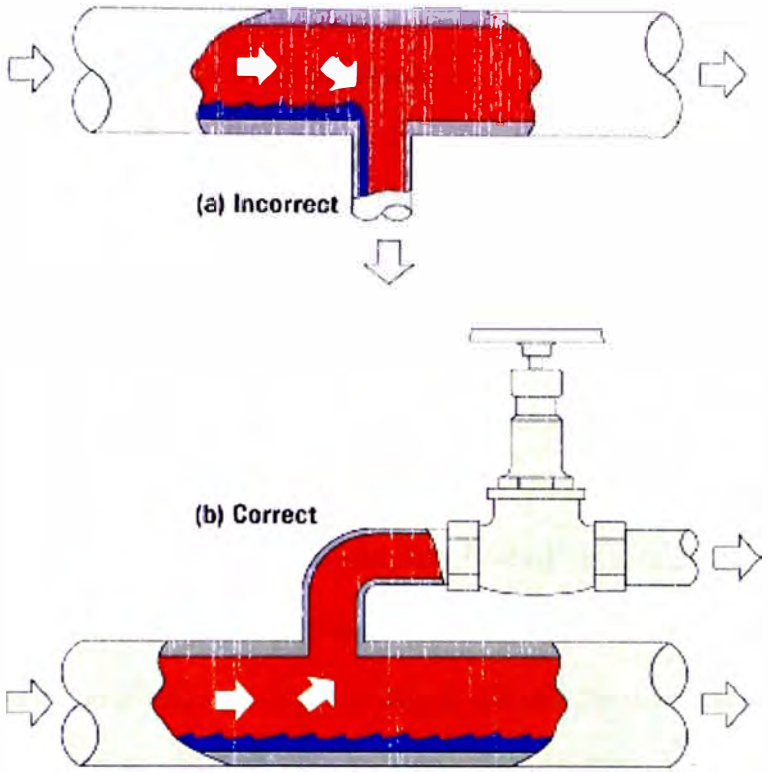


Figura 2.12 Conexión correcta del ramal de vapor

2.4.5 Dilatación térmica en troncal de vapor

Las tuberías que transportan fluidos calientes tales como agua o vapor operan a temperaturas altas. De ello se deduce que se expanden, especialmente en longitud, con un aumento de temperatura ambiente a temperatura de trabajo. Esto creará tensión sobre ciertas áreas dentro del sistema de distribución, tales como las juntas de tubería, que, en el caso extremo, podría fracturar. La expansión o dilatación se calcula según la fórmula siguiente:

$$\Delta L = L\,\Delta T\,\alpha \qquad (2.13)$$

ΔL Variación de la longitud

L Longitud de tubería

ΔT Variación de la temperatura

α Coeficiente línea de dilatación térmica

2.4.5.1 Flexibilidad de tuberías de vapor

Las tuberías debe ser lo suficientemente flexible para adaptarse a los movimientos de los componentes al calentarse. En la mayoría de los casos la tubería tiene suficiente flexibilidad natural, gracias a unas longitudes razonables y a la cantidad de curvas. En otras instalaciones, sin embargo, será necesario incorporar algún medio para lograr la flexibilidad requerida. Cuando el condensado de una línea de transporte es drenado a la línea de retorno de condensado que discurre paralela a la línea de vapor, debe tener en cuenta la diferencia de dilataciones de las dos tuberías. Esta diferencia es debida al cambio de temperaturas o al índice de dilatación del material.

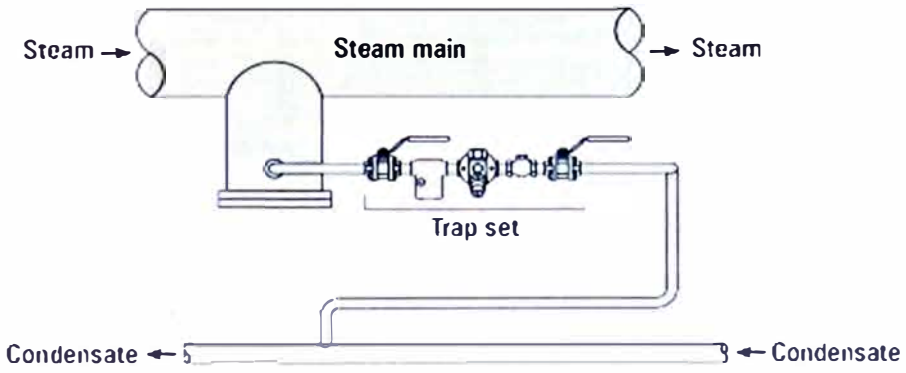


Figura 2.13 Flexibilidad de la línea de retorno de condensado

Si la dilatación restante no es absorbida por la flexibilidad natural de la tubería, se requerirá la utilización de un accesorio de expansión.

La dilatación y el soporte de las tuberías en la práctica, puede clasificarse en tres áreas siguientes según la figura siguiente

2.4.5.2 Soporte tipo patines

Los patines son un método ideal de soporte de tuberías, permiten el movimiento en dos direcciones. Para tuberías de acero los aceros deben ser fabricados de material férrico, y deben tener abrazaderas en tuberías soportadas por patines y los soportes no deben ser más de 6 m de separación.

Todos los soportes de tuberías deben estar especialmente diseñados para adaptarse al diámetro exterior de la tubería en cuestión.

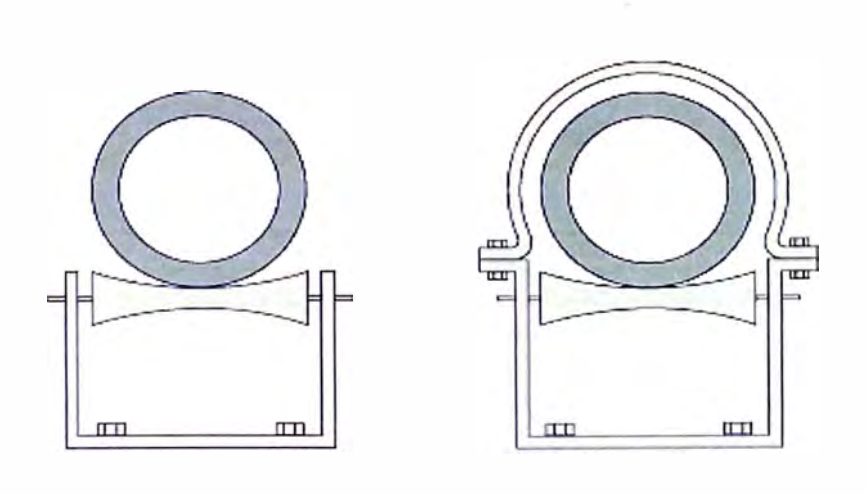


Figura 2.15 Soportes tipo patines

2.4.5.3 Distancia entre soportes de tuberías

Los soportes de tubería debe ser proporcionada a intervalos no superiores a lo mostrados en la tabla siguiente. Cuando dos o más tubos están soportados sobre un soporte común, la separación entre los apoyos debe ser más pequeña que para el tubo.

Cuando un movimiento apreciable se produce, es decir, donde las tuberías rectas son mayores que 15 metros de longitud, los apoyos deben ser del tipo de rodillo como se describe anteriormente. Las tuberías verticales deben ser debidamente apoyadas en la base, para soportar el peso total de la tubería vertical y el fluido dentro de ella

Todos los soportes de la tubería deben estar diseñados específicamente para adaptarse al diámetro exterior de la tubería en cuestión. No es buena práctica el uso de soportes de tuberías de gran tamaño.

Nominal pipe size (mm)		Interval of horizontal run (metre)		Interval of vertical run (metre)	
Steel bore	Copper outside diameter	Mild steel	Copper	Mild steel	Copper
	15		1.2	2.4	1.8
15		1.8		3.0	
20	22	2.4	1.2	3.0	1.8
25	28	2.4	0.5	3.0	2.4
32	35	2.4	1.8	3.7	3.0
40	42	2.4	1.8	3.7	3.0
50	54	2.4	1.8	4.6	3.0
65	67	3.0	2.4	4.6	3.7
80	76	3.0	2.4	4.6	3.7
100	108	3.0	2.4	5.5	3.7
125	133	3.7	3.0	5.5	3.7
150	159	4.5	3.7	5.5	
200		6.0		8.5	
250		6.5		9.0	
300		7.0		10.0	

Tabla 2.2 Longitud entre apoyos recomendados para tuberias

2.4.5.4 Accesorio de expansión

El accesorio de expansión (C) es un método de adaptación a la dilatación. Estos accesorios se montan en línea y están diseñados para acomodar la dilatación, sin que cambie la longitud total de la tubería.

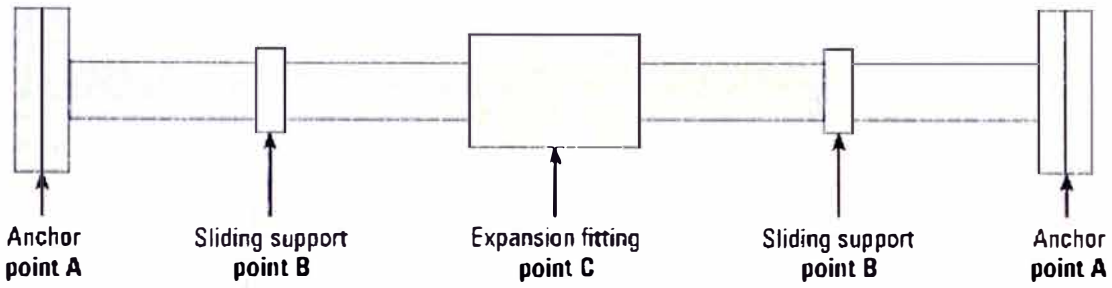


Figura 2.14 Configuración de montaje de junta de dilatación

De la figura 2.14, el punto fijo A es un dato de posición fija donde comienza la dilatación. El punto de guía B permite el movimiento libre de dilatación de tubería, manteniendo a la vez la alineación. El dispositivo de expansión del punto 'C' es para dar cabida a la expansión y contracción de la tubería.

2.4.5.5 Curva completa de expansión

Es simplemente una vuelta completa de tubería y, en las tuberías de vapor, preferiblemente debe montarse en una horizontal en vez de una posición vertical, para evitar la acumulación de condensado en el lado de aguas arriba.

La curva completa no produce una fuerza en oposición a la tubería de expansión como otros tipos, pero con una presión de vapor dentro del bucle, hay una ligera tendencia a relajarse, lo que pone una tensión adicional en las bridas. Este diseño se utiliza raramente hoy en día debido al espacio ocupado por las tuberias, y la propiedad del fuelle de expansión son ahora más fáciles de obtener.

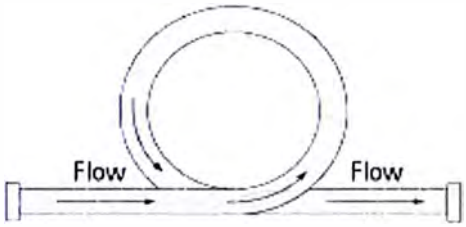


Figura 2.15 Curva completa

2.4.5.6 Lira de expansión

Cuando se dispone de espacio a veces se utiliza este accesorio. Lo mejor es montarla horizontalmente para que la curva y la tubería este en el mismo plano. La presión no tienden abrir los extremos de la curva, pero hay un ligero efecto de tensión hacia el exterior debido al diseño que no causa des alineamiento en las bridas, en otros casos, la curva se fabrica con tramos rectos de tubería, y curvas de 90°.

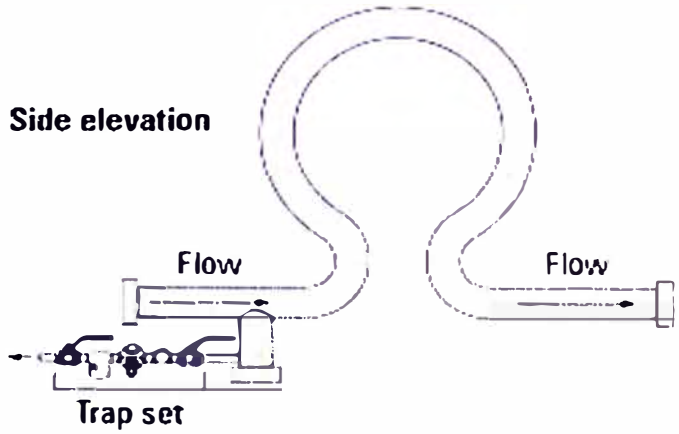


Figura 2.16 Lira de expansión

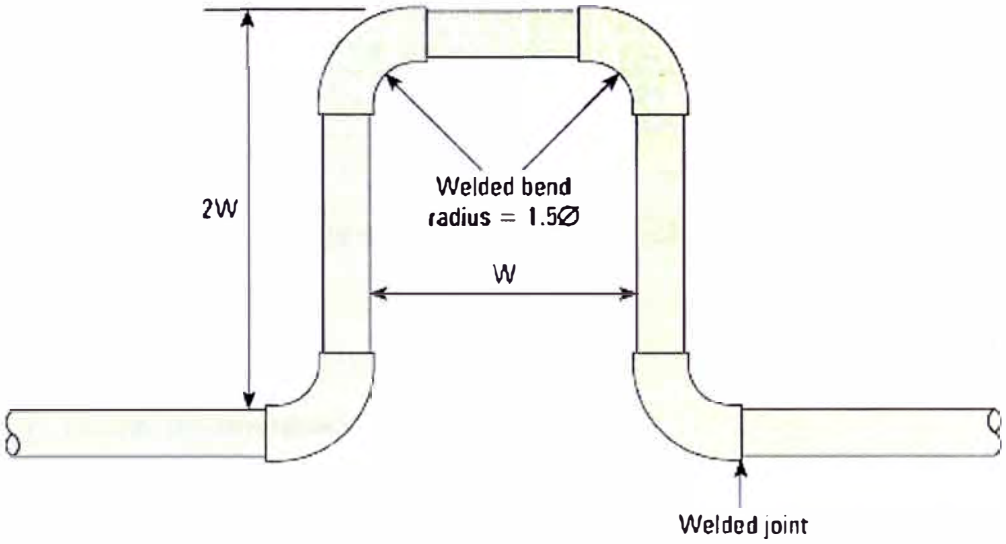


Figura 2.17 Lazo de expansión

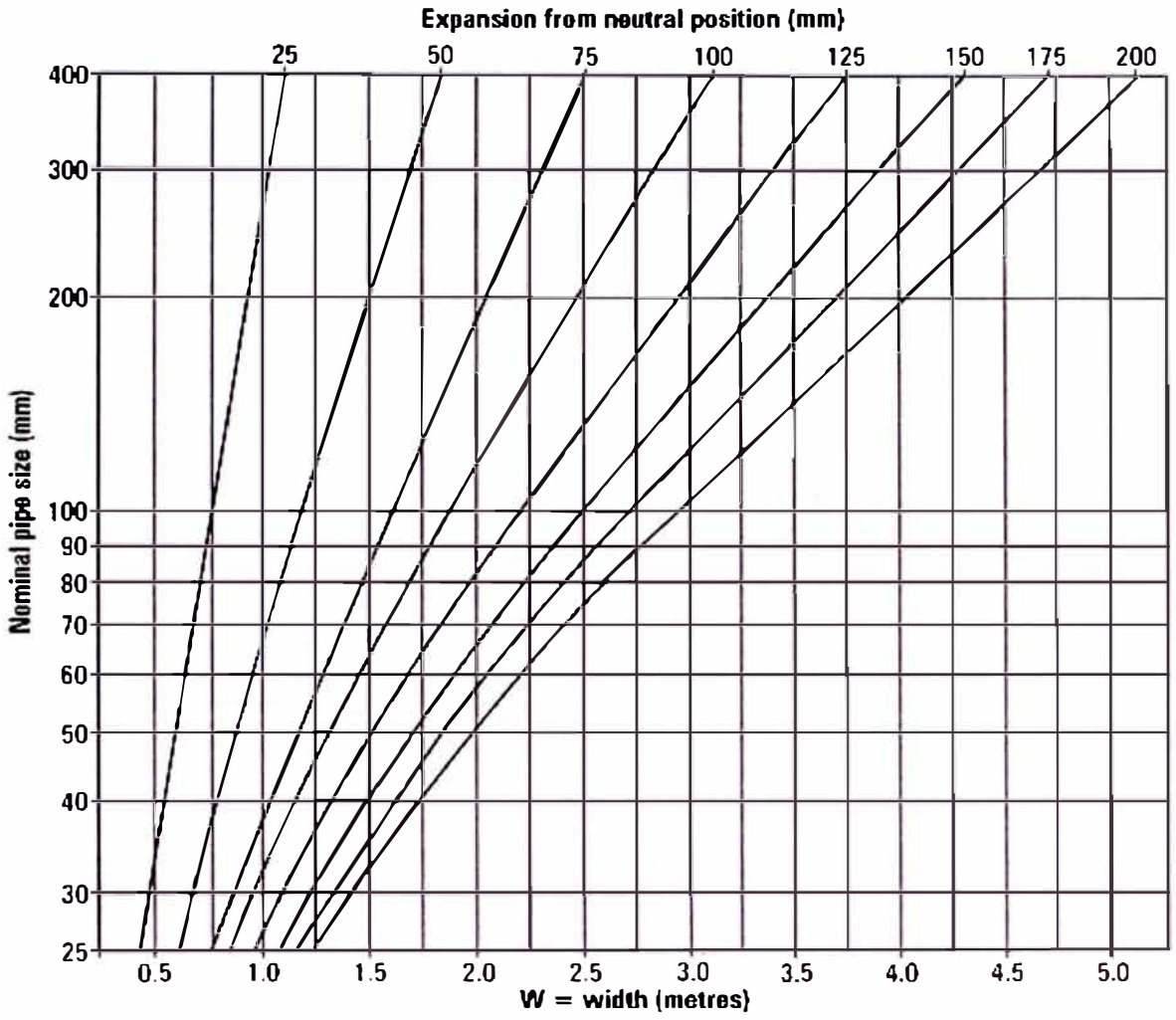


Figura 2.18 **Curva de selección de ancho de lira**

2.4.5.7 Junta de dilatación o expansión

Se usan frecuentemente por el reducido espacio que ocupan, pero se requiere que la tubería se encuentre rígidamente anclada y guiada, siguiendo las instrucciones del fabricante. De lo contrario la presión del vapor que actúa sobre la sección transversal del casquillo de la junta, tiende a provocar un movimiento contrario a la oposición a las fuerzas debido a la

expansión de la tubería. Si no está bien alineada, el casquillo se curvará, por lo que será necesario un mantenimiento regular de prensa estopa.

Los compensadores de dilatación axiales son aquellos especialmente diseñados para la adsorción de movimientos a lo largo de su eje longitudinal. Dado que estos compensadores no pueden soportar el esfuerzo debido a la presión interna, han de situarse siempre entre anclajes o puntos fijos.

Estos pueden asimilar tres tipos de movimiento que son movimiento axial (compresión o expansión), movimiento lateral y movimiento angular.

FTOT = FRP + F + FG

Onde:

FTOT = Força total transmitida aos pontos fixos principais (kgf).
FRP = Força de reação por pressão (kgf).
F = Força mola axial (kgf).
FG = Força de atrito das guias (somatória das forças de atrito das guias à esquerda da junta para o ponto fixo PFP1 e das guias à direita da junta para o ponto fixo PFP2) (kgf).

Os pontos fixos intermediários (PFI) serão dimensionados de acordo com o tipo de instalação.

A seguir, mostramos um dos modelos de guia unidirecional axial de tubulação recomendado:

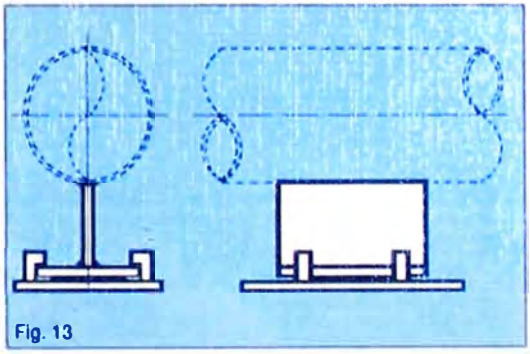


Fig. 13

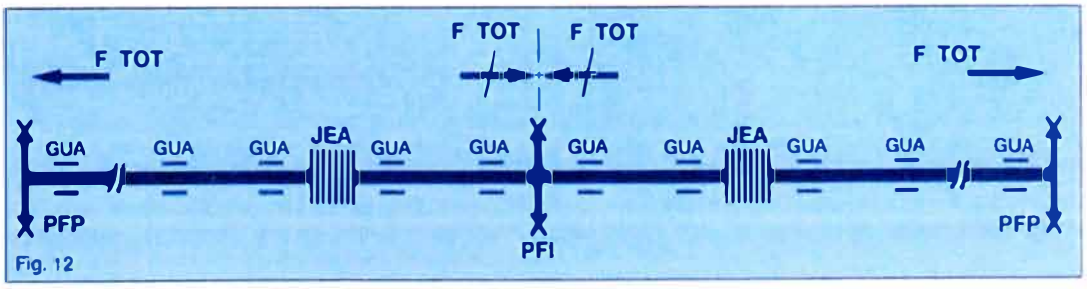


Fig. 12

Figura 2.19 Configuración de montaje de junta de dilatación

FTOT: Fuerza total trasmitida a los puntos fijos principales

FRP: Fuerza de reacción por la presión y el área efectiva

F: Fuerza axial del resorte/muelle

FG: Fuerza de fricción debida a todas las guías dirigida a punto fijo.

2.4.6 Fuerzas y esfuerzos en estructuras de acero estructural

2.4.6.1 Tensión uniaxial

Se define en una situación en que se aplica una fuerza F uniformemente distribuida sobre un área A. En ese caso la tensión mecánica uniaxial se representa por un escalar designado con la letra griega σ (sigma) y viene dada por:

$$\sigma = \frac{F}{A} \qquad (2.14)$$

2.4.6.2 Limite de fluencia

El límite de fluencia, es el primer punto detectable, a partir del cual hay un aumento notorio en la deformación, sin que se acuse un aumento en el esfuerzo aplicado a la probeta. En los metales es el punto, a partir del cual se produce una deformación permanente notable y aparecen por tanto deformaciones plásticas irreversibles.

2.4.6.3 Esfuerzo de fluencia

Esfuerzo máximo que se puede desarrollar en un material sin causar una deformación plástica. Es el esfuerzo en el que un material exhibe una deformación permanente específica y es una aproximación práctica de límite elástico.

2.4.6.4 Factor de seguridad

Como la resistencia es la capacidad de una estructura para resistir cargas, la resistencia real de una estructura debe ser mayor que la resistencia requerida. La relación de la resistencia real de la estructura y la resistencia requerida se llama factor de seguridad.

2.4.6.5 Esfuerzo sdmisible

Para muchas estructuras es importante que el material permanezca dentro del intervalo lineal elástico, para evitar deformaciones permanentes cuando se quiten las cargas. En estas condiciones se establece el factor de seguridad con respecto al esfuerzo de fluencia, con ello se obtiene un esfuerzo admisible que no se debe rebasar en ningún lugar alguno de la estructura. De este modo:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{flu}}{f.s.} \qquad (2.15)$$

σ_{adm}	Esfuerzo admisible
	Esfuerzo de fluencia
f.s.	Factor de seguridad

También se debe cumplir la siguiente premisa, el esfuerzo admisible debe ser mayor o igual al esfuerzo real aplicado.

2.4.6.6 Pandeo en columnas

Los pilares y columnas de barras de estructuras comprimidas pueden presentarse en diferentes modos de fallos en función de su esbeltez mecánica que relaciona la rigidez de la sección transversal de una pieza prismática con su longitud total. Si sobre una barra esbelta recta se aplica un esfuerzo normal de compresión, además de acortamiento de la misma aparece una deflexión desde la forma recta, lo que se conoce como pandeo.

Se tiene una columna de longitud L sometido a una fuerza de compresión F, siendo una fuerza crítica Ncr > F, con extremos articulados.

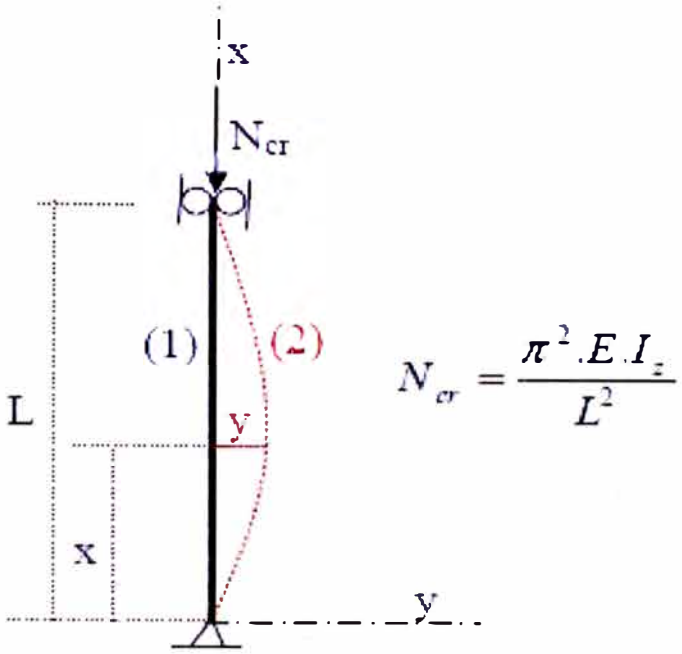


Figura 2.20 Aplicación de la fuerza crítica

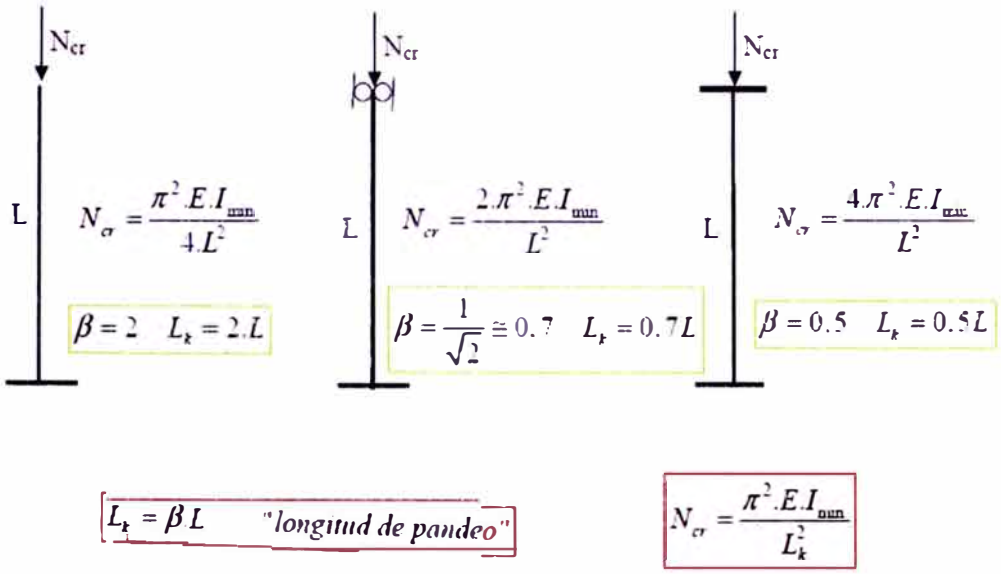
Ncr: Carga crítica

L: Longitud de columna

E: Modulo de Young

I: 2do momento de inercia

El sistema no fallara a pandeo si F no llega a igualarse con Ncr, es decir a un equilibrio estable.



Longitud de pandeo de barras canónicas: L_k					
Condiciones de extremo	biarticulada	biempotrada	empotrada articulada	empotrada libre	biempotrada desplazable
L_k	1.0.L	0.5.L	0.7.L	2.0.L	1.0.L

Figura 2.21 Columnas y fuerzas con diferentes extremos articulados

2.5 Troncal de retorno de condensado

Un sistema de retorno de condensado eficaz, recoge el condensado caliente del vapor usado en los equipos y lo devuelve al sistema de alimentación de la caldera. El condensado es un recurso valioso y hasta la recuperación en pequeñas cantidades es justificable. Un condesado no recuperado debe ser reemplazado por agua fría en la sala de calderas con costos adicionales para el tratamiento del agua y del combustible para calentar el agua fría.

Tener un sistema de retorno de condensado reduce los siguientes: Reduce el costo de la tarifa del agua, reduce los costos de los combustibles, más generación de flujo de vapor, se reducen los costos de tratamiento químico, la

purga de la caldera de reduce. Se muestra un esquema típico de un sistema de retorno de condensado.

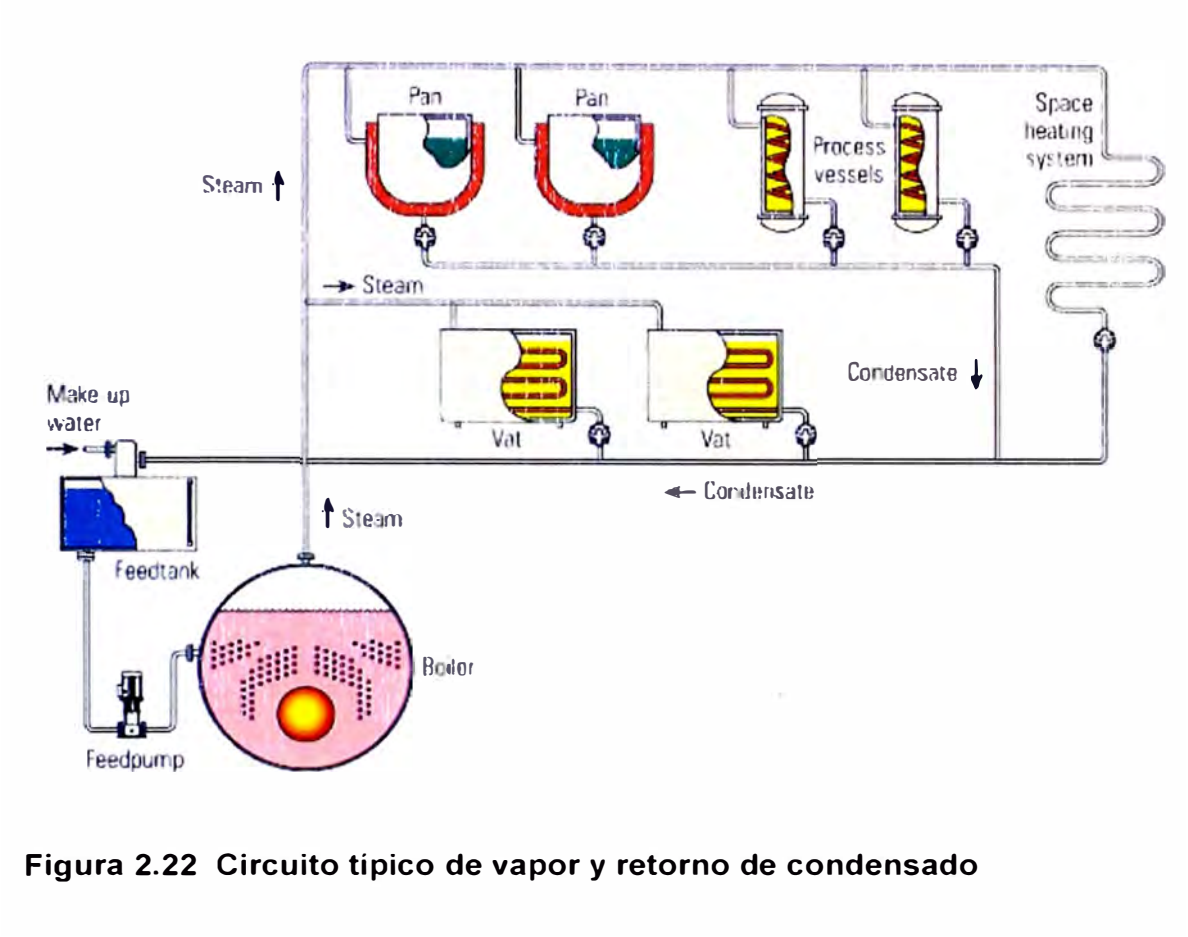


Figura 2.22 Circuito típico de vapor y retorno de condensado

2.5.1 Criterios de diseño en líneas de condensado después de la trampa

Debido al gran número de variables, un cálculo exacto del tamaño del diámetro de la línea sería complejo y probablemente inexacto. La experiencia ha demostrado que las líneas de descarga de las trampas de vapor, con tamaño del diámetro para velocidades de vapor flash de 15 a 20 m/s, y las recomendaciones dadas, entonces muy pocos problemas se presentaran.

2.5.1.1 Criterio 1

Una dimensión correcta de la tubería de descarga de la trampa y que ella se inclina en la dirección del flujo, el receptor debe tener un punto de ventilación; la línea no será inundada y permitirá que el vapor Flash pase sin obstáculo por encima del condensado. Una pendiente mínima se recomienda de 150 mm sobre 10 m. Una comprobación visual simple suele confirmar si la línea tiene la pendiente.

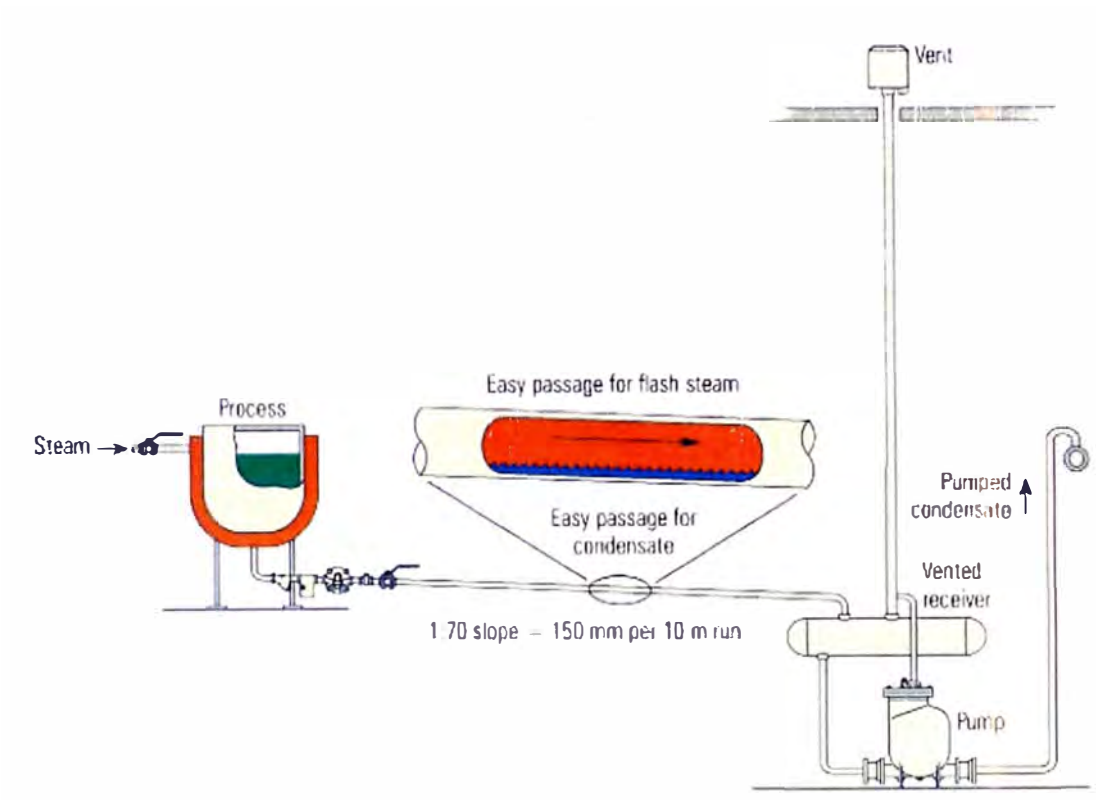


Figura 2.23 Inclinación típica en línea de retorno de condensado

2.5.1.2 Criterio 2

Las líneas de subida después de la trampa deben ser lo más corto posible y equipado con una válvula anti-retorno para detener el nuevo condensado que cae a la trampa. Las líneas que se elevan deben descargar en la parte superior de las líneas de retorno. Esto detiene el drenaje del condensado de regreso por la línea elevada procedente del retorno principal después de que una trampa ha descargado, ayuda al paso fácil del vapor flash sobre el elevador.

Es conveniente considerar el uso de un tubo de subida un poco más grande, lo que producirá una baja velocidad de vapor flash. Esto reducirá el riesgo de golpes de ariete y el ruido causados por el vapor tratando de forzar un camino a través del condensado líquido en el tubo ascendente.

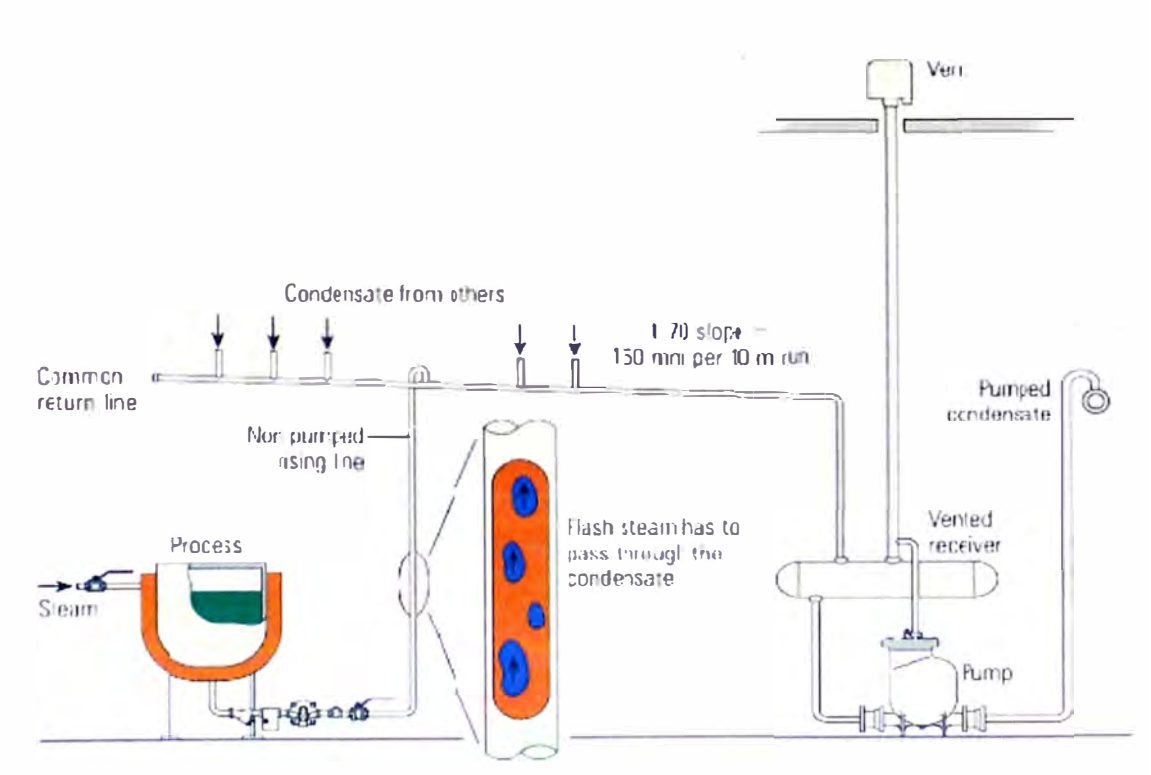


Figura 2.24 Línea de descarga de condensado

2.5.1.3 Criterio 3

Las líneas comunes de retorno también debe tener una inclinación hacia abajo y no ser inundado.

- Líneas de drenaje que no contienen vapor flash.

- Líneas de flujo que contiene dos fases, tales como líneas de descarga de la trampa, que se seleccionan de acuerdo a las presiones de ambos lados de la trampa.

- Trabaja alrededor de velocidades de vapor Flash aceptables, de 15 a 20 m/s. De acuerdo al tamaño de la tubería y de la proporción de vapor Flash formado.

- Puede ser usado con temperaturas de condensado más baja que la temperatura de saturación de vapor. Así como será el caso cuando se usa trampa termostática de vapor.

- Se utiliza para líneas de tamaño de descarga de la trampa en condiciones de carga completa.

No es necesario tener en cuenta todos los factores de sobredimensionamiento de arranque de carga o la extracción de gases no condensables.

De la tabla mostrada, en el lado Inferior izquierdo se establece la presión de vapor manométrica, y se traza una línea horizontal que se intercepta a la curva de presión de descarga a cual está sometida la trampa de vapor, lado inferior derecho de la tabla; en el punto de intersección se traza una línea vertical hacia arriba y debe interceptarse con la línea horizontal trazada desde el lado izquierdo superior de la tabla superior donde se selecciona la tasa de condensación de la trampa de vapor, en el punto interceptado se selecciona la curva que indica el diámetro de la tubería, lado superior derecho. Si la línea de descarga de condensado está inundada se selecciona el inmediato superior, de lo contrario se selecciona el inmediato inferior.

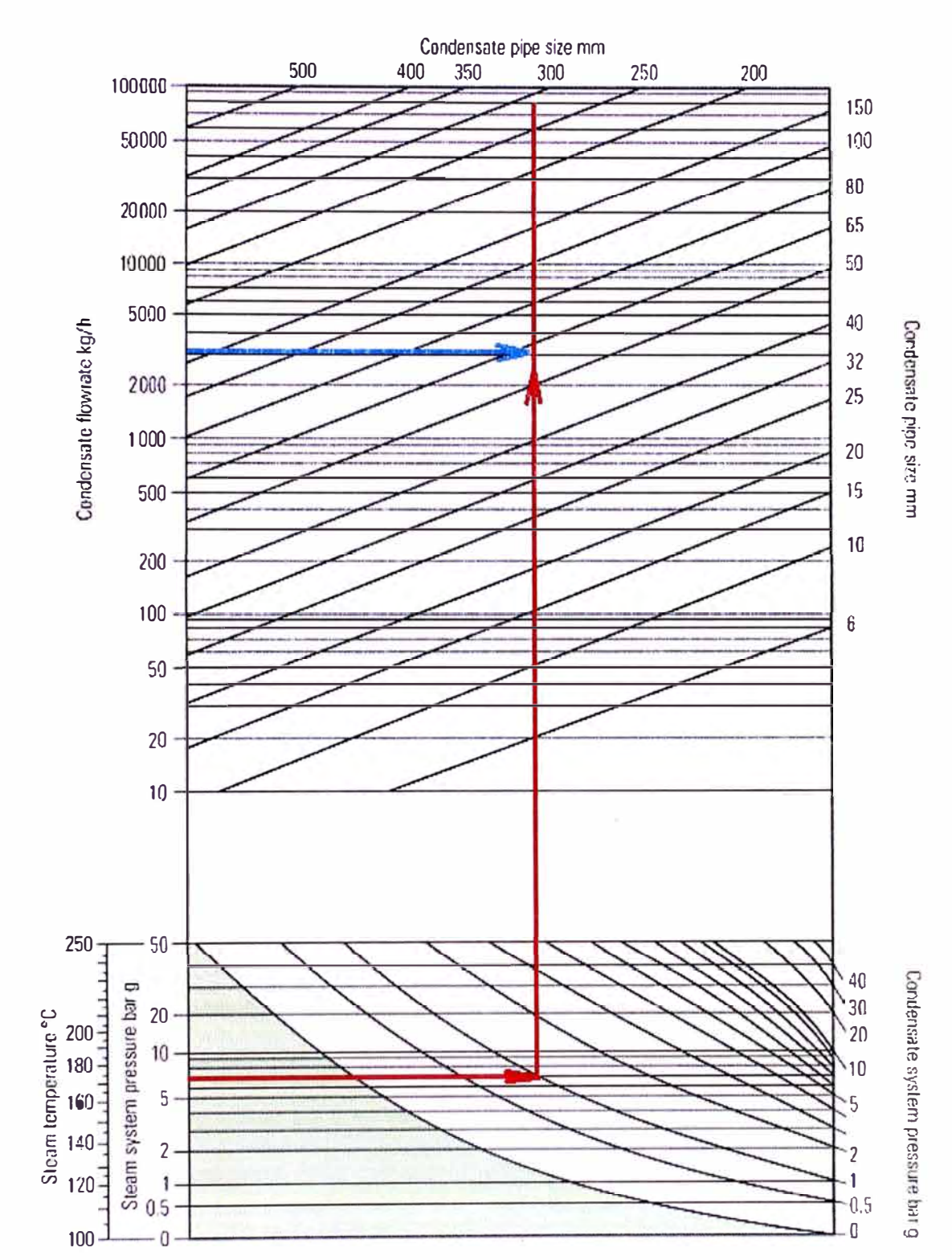


Figura 2.25 Tabla y curvas de dimensionamiento de tubería de condesado

2.5.3 Dimensionamiento de troncal común de retorno de condensado

A veces es necesario conectar varias líneas de descargas salientes de trampas de vapor de diferentes procesos en una línea de descarga común. Y ello no producirá problemas si se tiene en consideración los requisitos siguientes: La línea común no debe estar inundada y la pendiente debe estar en la dirección del flujo y el extremo final abierto del recibidor.

El diámetro de la línea común esta dimensionada por el diámetro equivalente en área de los diámetros acumulativos en áreas de las líneas de descargas y estas líneas son dimensionadas del grafico de la figura 2.24.

2.5.4 Selección de trampa de vapor del tipo flotador

La trampa del tipo flotador es una trampa del tipo mecánico, para operar dependen de la diferencia de densidad entre el vapor y del condensado. Estas trampas pueden dejar pasar a través de ella grandes volúmenes de condensado y son adecuados para un amplio rango de aplicaciones de diferentes procesos.

Descargan condensado de manera continua a la temperatura de vapor, esto hace que sea la primera opción para grandes tasas de transferencia de calor. Tienen gran capacidad para su tamaño, tiene purgador de aire y es resistente a los golpes de ariete.

La grafica adjunta de la figura 2.26, corresponde a un grupo de curvas de operación de una familia de trampas de vapor del tipo flotador, de la marca Spirax Sarco del modelo FT14 y FT14HC, el cual muestra la curva de su

operación en función de capacidad de flujo de vapor y de la presión diferencial al cual trabajará.

En el eje de las accisas está definido por la diferencia de presión correspondiente a la presión de vapor y de la presión de la tubería de condensado. El eje de las ordenadas está definido por la capacidad de flujo de masa de vapor de las trampas de vapor. Para determinar el tamaño de la trampa de vapor en la curva, se traza una línea vertical correspondiente a la diferencia de vapor, así también se traza la línea horizontal correspondiente al flujo de vapor, el punto donde se interceptan determina el tamaño de la trampa, entonces se selecciona el inmediato superior.

A continuación determinaremos el tamaño de la trampa de vapor del tipo flotador para la máquina teñidora, para ello utilizaremos la curva de la trampa de vapor mostrado en la figura 2.26. Tiene una presión de vapor de 07 bar manométrico y la presión de oposición en la tubería de condensado es considerado de 1 bar manométrico, por lo tanto, la diferencia es de 06 bar manométrico, el cual trazaremos una línea vertical que nace en el eje de las ordenadas correspondiente a 06 bar manométrico y también trazaremos una línea horizontal correspondiente a 1678 kg/h; conocido el punto de intersección en la gráfica determinamos el tamaño inmediato superior siguiendo el trazado de la línea vertical, el cual corresponde a la curva de operación de la trampa de vapor del tamaño de 1 1/2'' FT14-10, del tipo flotador.

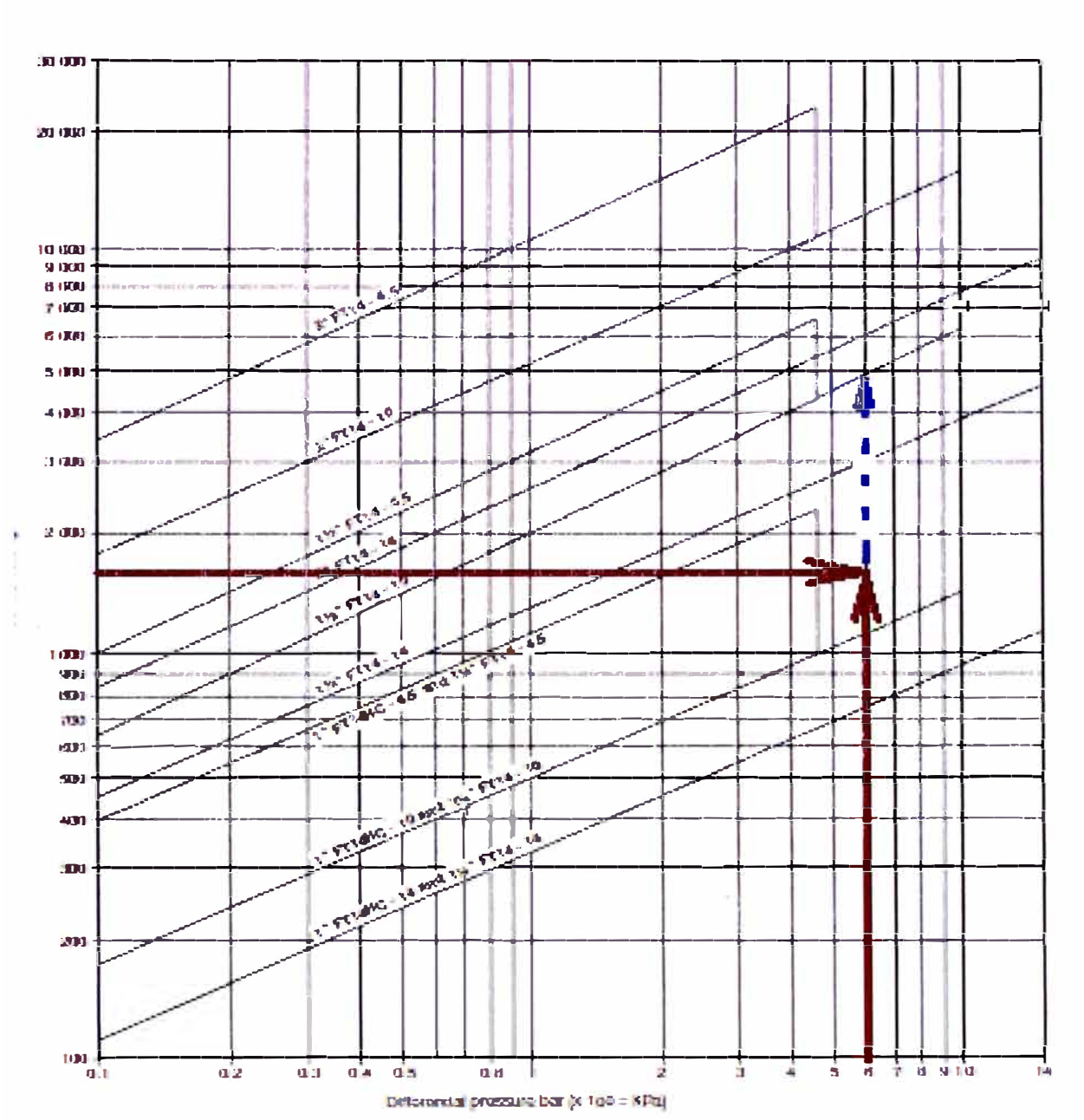


Figura 2.26 Gráfica de selección de trampa de vapor, tipo flotador

2.6 Aislamiento térmico en tuberías de vapor

2.6.1 Flujo de calor a través de tuberías de vapor

El flujo de calor que fluye hacia el exterior, las tuberías que transporta vapor, disminuye al mínimo forrando exteriormente con aislamiento térmico de material de fibra de vidrio, este material tiene gran resistencia a la conducción de calor.

Los sistemas cilíndricos experimentan a menudo gradientes de temperatura sólo en la dirección radial y se les trata como unidimensionales. Sea un sistema de tubería de acero al carbono de radio interno R1 y radio externo R2 y longitud L, así también un cilindro de aislamiento térmico de radio interno R2 y radio externo R3. La temperatura interna es Ta y la externa es Tb. Si Ta >Tb se dará el flujo de calor por convección, conducción y convección desde la parte interna de la tubería hacia la parte exterior del cilindro formado con aislamiento térmico. El flujo de calor estará determinado con la expresión siguiente:

$$q = \frac{2\pi L(Ta - Tb)}{\frac{1}{h_a R_1} + \frac{ln\left({}^{R_2}/_{R_1}\right)}{k_1} + \frac{ln\left({}^{R_3}/_{R_2}\right)}{k_2} + \frac{1}{h_b R_3}} \qquad (2.16)$$

q	Flujo de calor
K1	Conductividad térmica de la tubería de acero
K2	Conductividad térmica del aislante térmico de fibra de vidrio
L	Longitud del cilindro
Ta	Temperatura de fluido del interior de la tubería

Tb	Temperatura del ambiente exterior, muy próxima al aislante térmico
R_1	Radio interior de la tubería de acero
R_2	Radio exterior de la tubería de acero
R_3	Radio exterior del aislante térmico de fibra de vidrio
h_a	Coeficiente de transferencia de calor por convección del vapor
h_b	Coeficiente de transferencia de calor por convección del aire exterior

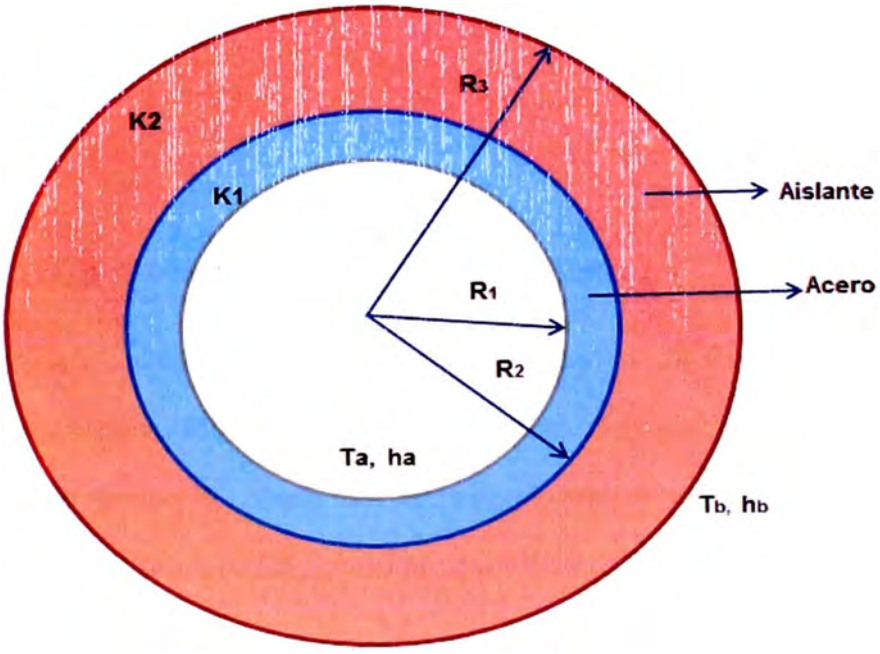


Figura 2.27 Sección transversal de una tubería de vapor

2.6.2 Aislamiento térmico

Es la capacidad de los materiales para oponerse al paso del calor por conducción. Se evalúa por la resistencia térmica que tienen. La medida de la resistencia térmica se expresa, en el Sistema Internacional de Unidades en $m^2.K/W$ (metro cuadrado y kelvin por vatio).

Aquellos materiales que ofrecen una resistencia alta, se llaman aislantes térmicos específicos o, más sencillamente, aislantes térmicos. Se considera material aislante térmico cuando su coeficiente de conductividad térmica: λ es inferior a 0,10 W/m^2 K medido a 20 °C. Ejemplos de estos aislantes térmicos específicos pueden ser las lanas minerales (lana de roca y lana de vidrio), las espumas plásticas derivadas del petróleo.

2.6.2.1 Aislamiento para tuberías (cañuelas)

Lámina de vidrio rígida, preformada en forma de medias cañas para aislar tuberías calientes y frías, con temperaturas hasta 454°C y con diámetro nominal desde ½" hasta 12", en espesores de 1'' hasta 3'', y sin laminado de foil de aluminio. La conductividad térmica es de 0.035 $W/°C.m^2$. a 25 °C de la ASTM C518.

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

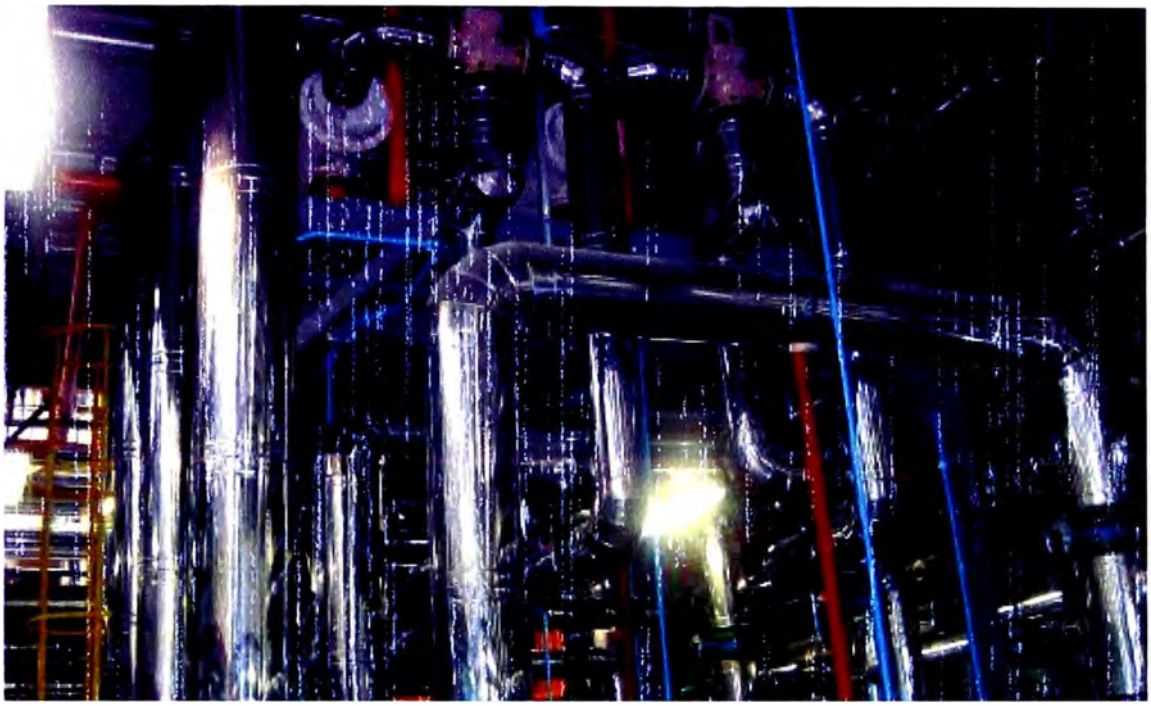


Figura 2.28 Tuberías de vapor forrado con aislamiento térmico

2.6.2.1 Costo de Aislamiento térmico en fibra de vidrio

La empresa peruana Fiber Wooll Insulation S.R.L. ofrece el suministro e instalación de las cañuelas de fibra de vidrio con acabado de plancha de aluminio de 0.6mm de espesor. En la instalación está considerada la mano de obra, la supervisión calificada. Aquí se muestra una tabla de los costos de suministro e instalación de cañuelas en diferentes espesores para cada diámetro por metro lineal de la empresa en mención.

	Espesor de cañuelas de fibra de vidrio					
Tuberia	1"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"
Ø8"	$36.95	$41.03	$45.18	$49.39	$53.68	$62.46
Ø6"	$31.14	$35.39	$39.71	$44.11	$48.59	$57.79
Ø5"	$27.43	$31.46	$35.51	$39.59	$43.70	$51.99
Ø4"	$24.36	$28.23	$32.04	$35.79	$39.48	$46.70
Ø3"	$22.04	$25.97	$29.82	$33.56	$37.22	$44.24
Ø2 1/2"	$19.28	$23.21	$27.01	$30.68	$34.22	$40.91
Ø2"	$18.29	$20.84	$23.24	$25.50	$27.62	$31.42

Tabla 2.1 Costo de suministro e instalación cañuelas en fibra de vidrio

2.6.2.2 Costo de energía que fluye a través de la tubería de vapor

La energía térmica que fluye a través de la tubería de vapor se da porque se condiciona dos focos de temperatura una caliente y otra fría. Por la segunda Ley de la termodinámica, el calor fluye de un punto de mayor temperatura hacia uno de menor temperatura (medio ambiente). Este calor, que se pierde, se puede disminuir instalando un cuerpo de resistencia térmica aislamiento térmico) al paso de calor. A mayor espesor del material de aislamiento térmico mayor oposición al flujo de calor y por lo tanto mayor inversión.

La energía térmica que se pierde a través de la tubería de vapor por medio de convección, conducción y convección, proviene del vapor que es generado por los calderos. La empresa textil San Cristóbal S.A. tiene como promedio el costo de $6.52 por cada 1000 MJ en energía térmica de generación en vapor.

2.6.2.3 Espesor económico del aislante térmico

Las pérdidas de energía disminuyen con un aumento del espesor del aislamiento, el aumento del espesor del aislamiento supone incremento de la inversión para su compra e instalación. Representado gráficamente estos costes por unidad específica para un periodo de tiempo previsto de amortización tendremos, inversión en función del espesor del aislamiento y pérdidas energéticas para el periodo determinado en función del espesor. El costo total empresarial será el resultado de la suma de ambas curvas, el coste mínimo total será dará para un espesor optimo económico.

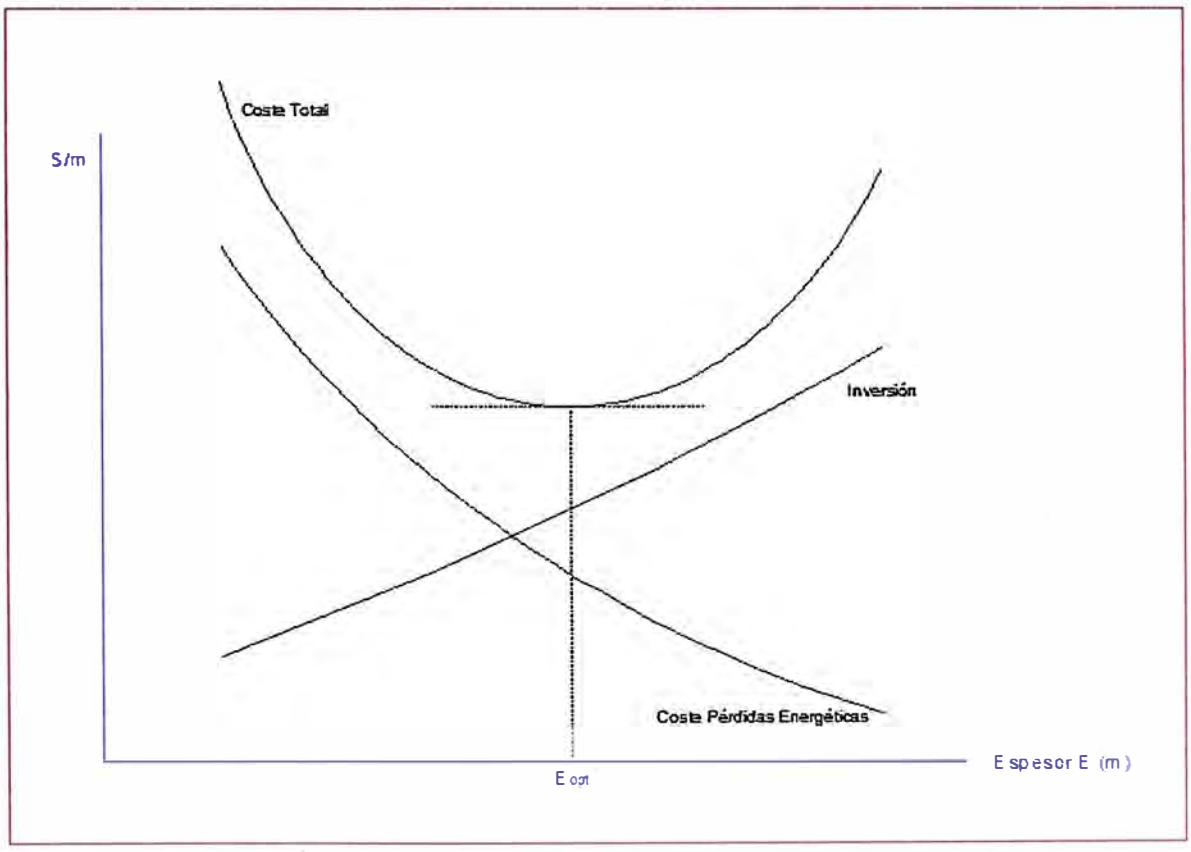


Figura 2.29 Espesor económico

CAPITULO 3

DISEÑO DEL SISTEMA

La planta dispone de dos calderos de vapor de 400 BHP, que hacen 800 BHP de Potencia de generación de vapor, que corresponde un flujo de 11,618 kg/h de vapor saturado a una presión de 105 psig.

La Tintorería tiene como grupo de máquinas de teñido una capacidad total instalada de10780 kg de tela-hilo/máquina. Como se explicó en el punto 1.2, se tiene la referencia (Empresa Textil San Cristóbal S.A.) del ratio promedio de consumo 0.236 BHP de vapor/kg de tela para un gradiente de calentamiento de 4 °C/min; para una capacidad de 10780 kg de tela/máquina se obtiene 2544 BHP y para una simultaneidad de operación de 60% se tendría como capacidad de generación de vapor 1526 BHP, con ello se tendría un déficit de 726 BHP

Para nuestro caso el calentamiento es de 3°C/min, por lo tanto el ratio BHP/kg será menor y nuestro déficit será menor de 726 BHP pero no mayor.

3.1 **Caldero de vapor adicional**

La figura 3.1 y 3.2 muestra el sistema térmico de generación de vapor antes del cambio, el cual consta de 02 calderos, el manifold de vapor con 04 troncales de vapor de Ø4'' cada una que alimenta a las maquinas teñidoras y un tanque diario de condensado que recibe el mismo procedente de 04 troncales de retorno de condensado de Ø3'' cada una.

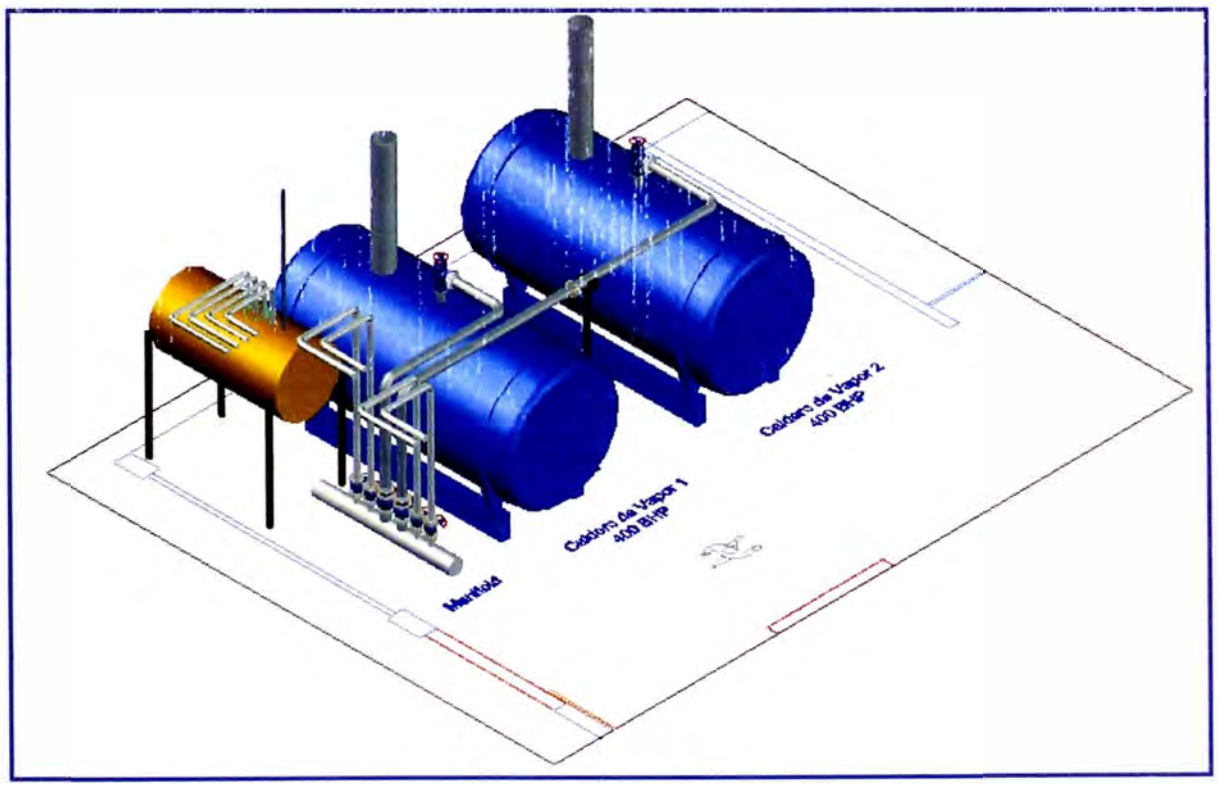


Figura 3.1 Sistema térmico de generación de vapor actual al año 2011

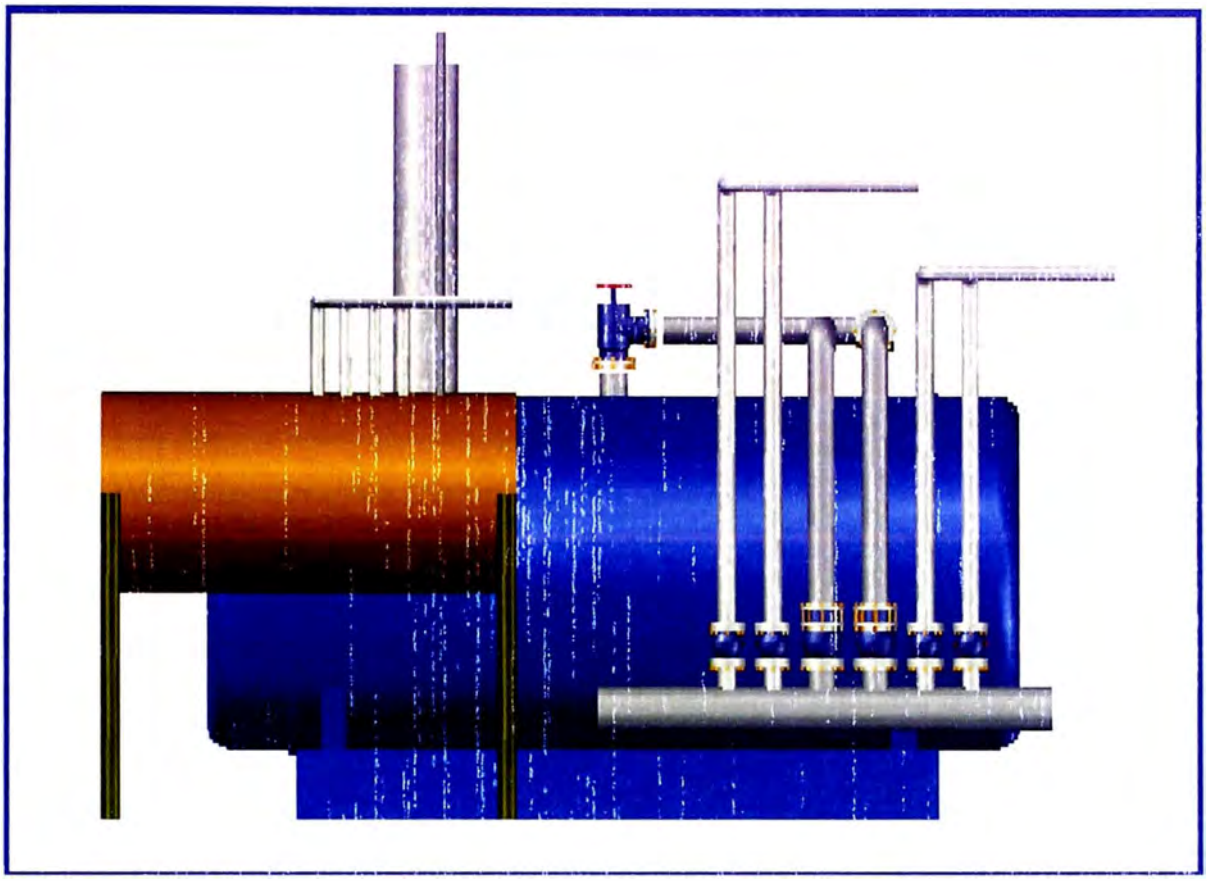


Figura 3.2 Vista Perfil del sistema de generación de vapor actual 2011

Se ha definido que el caldero adicional será menor a 726 BHP de capacidad, con esta capacidad nos da una referencia de las dimensiones que tendría el caldero de vapor, con esta información podemos determinar un espacio para la ubicación del caldero adicional de vapor dentro de la planta, así también se muestra la línea de alimentación de vapor hacia el manifold principal de distribución, como se muestra en las figura 3.3 y 3.4. El caldero de adicional está representado de color fuxia.

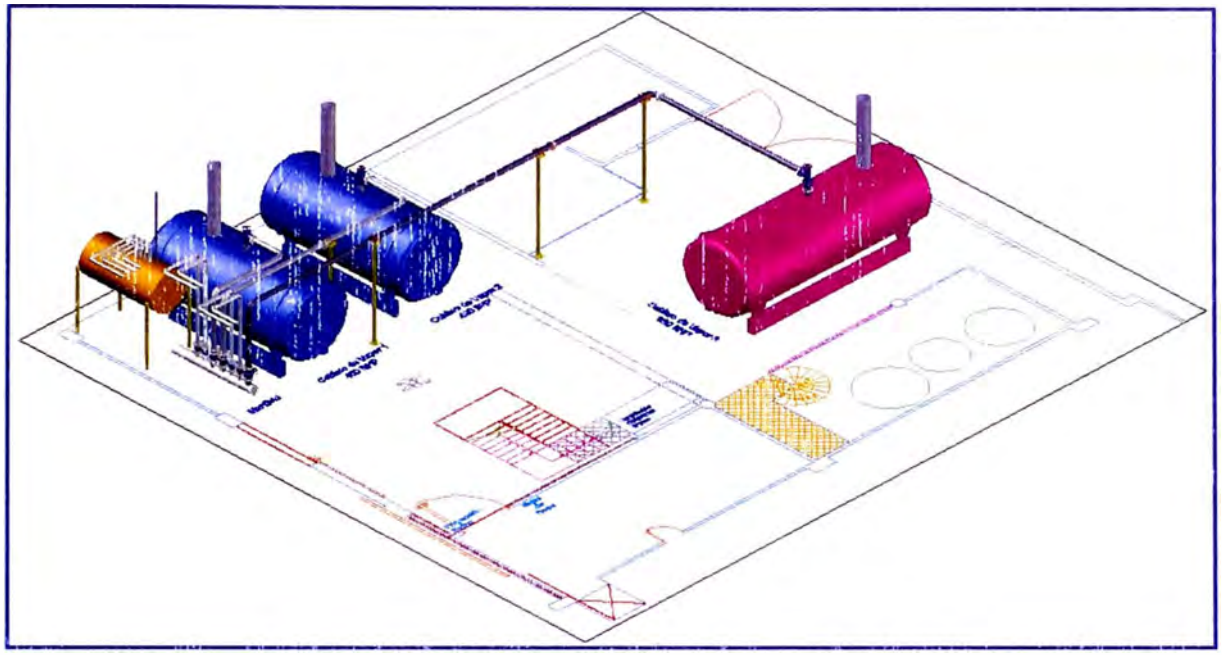


Figura 3.3 Adición del nuevo caldero de vapor al sistema térmico

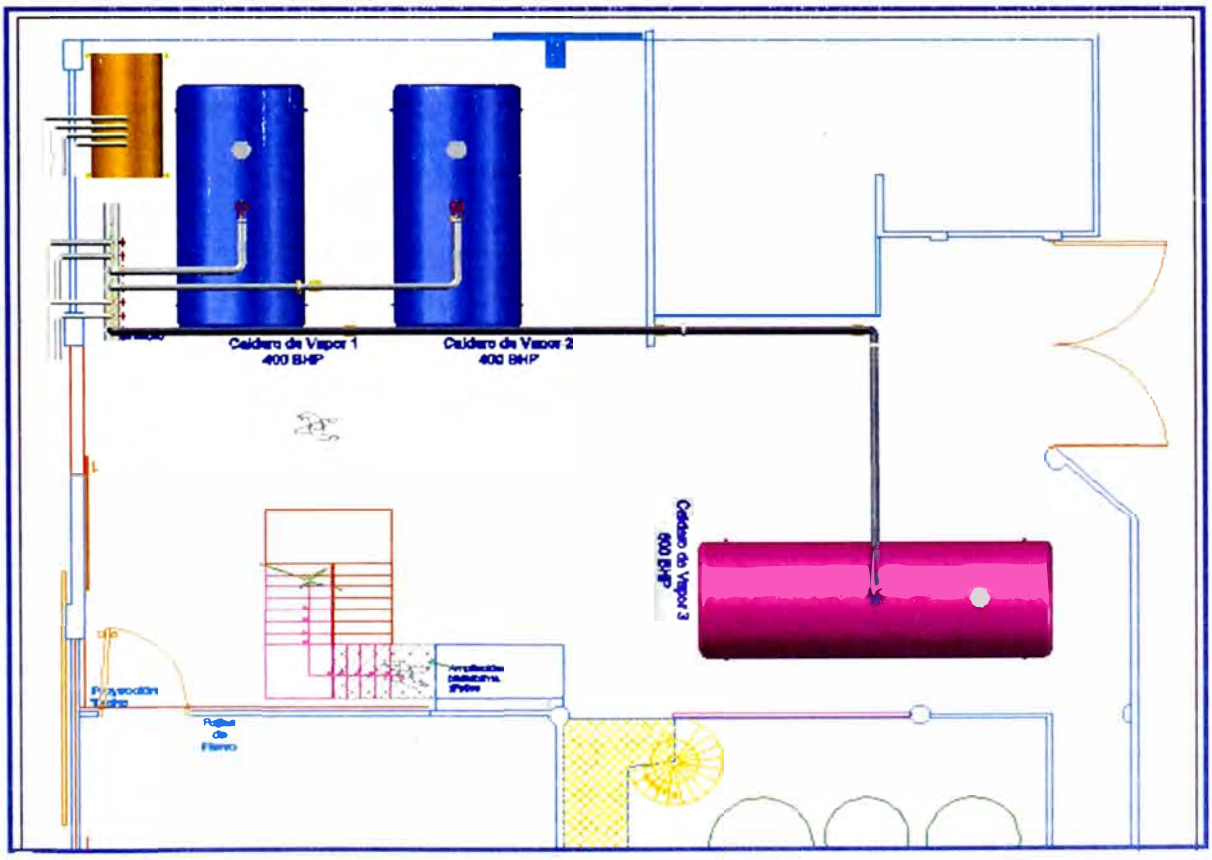


Figura 3.4 Vista de planta de la adición del nuevo caldero de vapor

3.1.1 Nuevo tanque diario de condensado

El sistema térmico de vapor se incrementaría aproximadamente en 90%, con ello el tanque diario de condensado actual quedaría corto como abastecimiento y recepción de condensado para alimentar a los tres calderos. Para ello adicionaremos un tanque diario de condesado de capacidad similar al actual que tendrá una torre en la parte superior del tanque, dentro de la torre habrá una regadera para el agua blanda de reposición y recirculación del condensado del tanque, ello para que pueda ganar energía térmica el fluido al interactuar con el vapor flash procedente del condesado.

Así mismo la figura 3.5 y 3.6 muestra el recorrido de la línea (color celeste) de alimentación de agua al nuevo caldero de vapor. También se ha definido la línea (color azul) de recirculación de agua de condensado del tanque diario, el agua lo toma desde la parte inferior del manifold (color celeste) con una bomba y lo envía en la torre (parte superior del tanque diario) que conecta a una regadera interior de la torre, también se conecta la línea (color verde) de reposición de agua blanda fría en la parte superior de la torre, con el objetivo de intercambiar calor del vapor flash proveniente del condesado (que saldrá por la parte superior de la torre al exterior) con el fluido líquido que está a menor temperatura del vapor flash y con ello ganar calor..

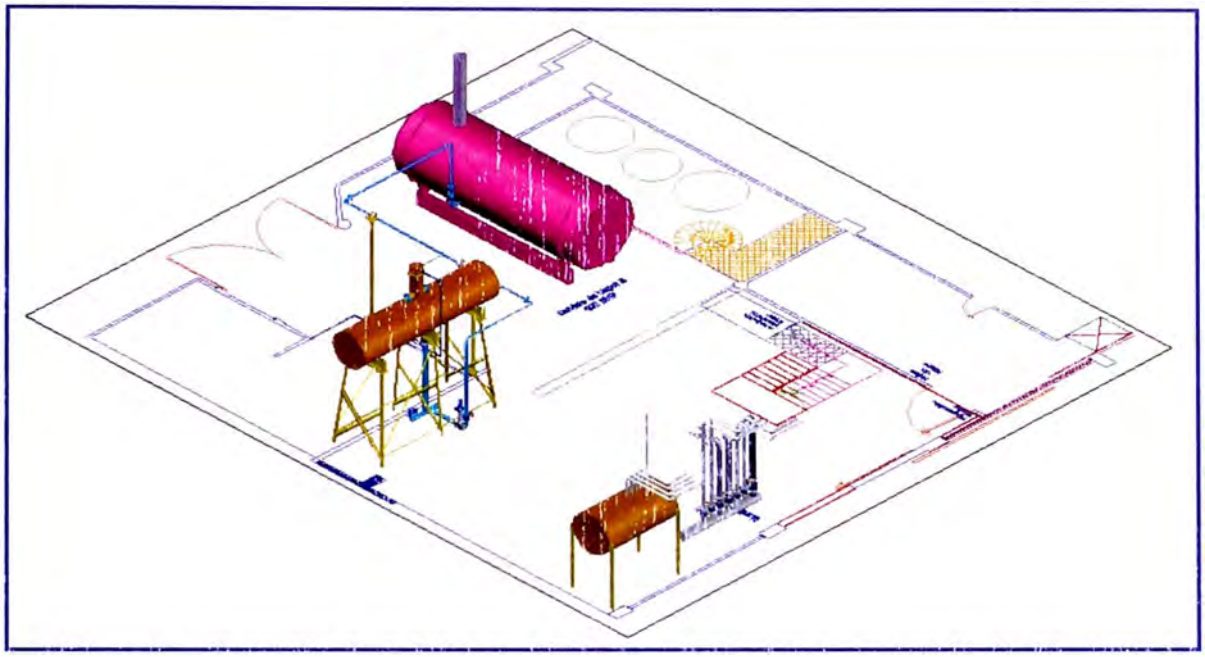


Figura 3.5 Tanque diario adicional de condensado

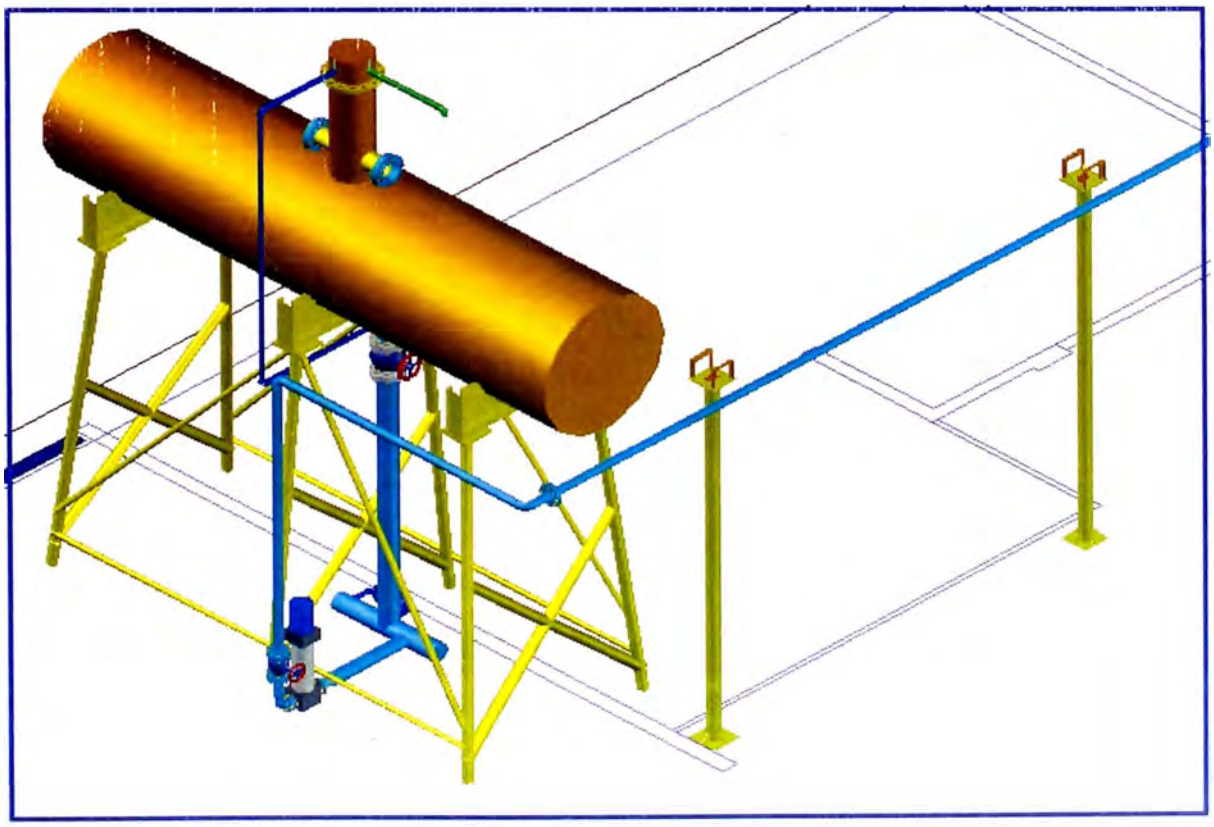


Figura 3.6 Otra vista del Tanque diario adicional de condensado

En la figura 3.6, la línea (color celeste) de succión de la bomba es de mayor diámetro porque alimentará a las bombas de agua de los dos calderos existentes.

En la siguiente figura 3.7, se muestra el diseño de la forma y la ubicación de la nueva troncal de retorno de condensado (color verde) que ingresa por la parte derecha de la torre del nuevo tanque diario de condensado y se muestra la salida de la nueva troncal de vapor desde el manifold principal. Por otro lado se observa la tubería de conexión de los dos tanques diarios de condenado (lado izquierdo, color verde) que llevara el vapor flash hacia la torre donde se dará el intercambio directo de calor con el fluido. Se ha definido una línea para bombear agua de condesado provenientes de las 04 troncales de condesado de Ø3" desde tanque diario de condesado existente hacia el nuevo tanque diario de condensado, El nuevo tanque diario alimentará agua a los tres calderos.

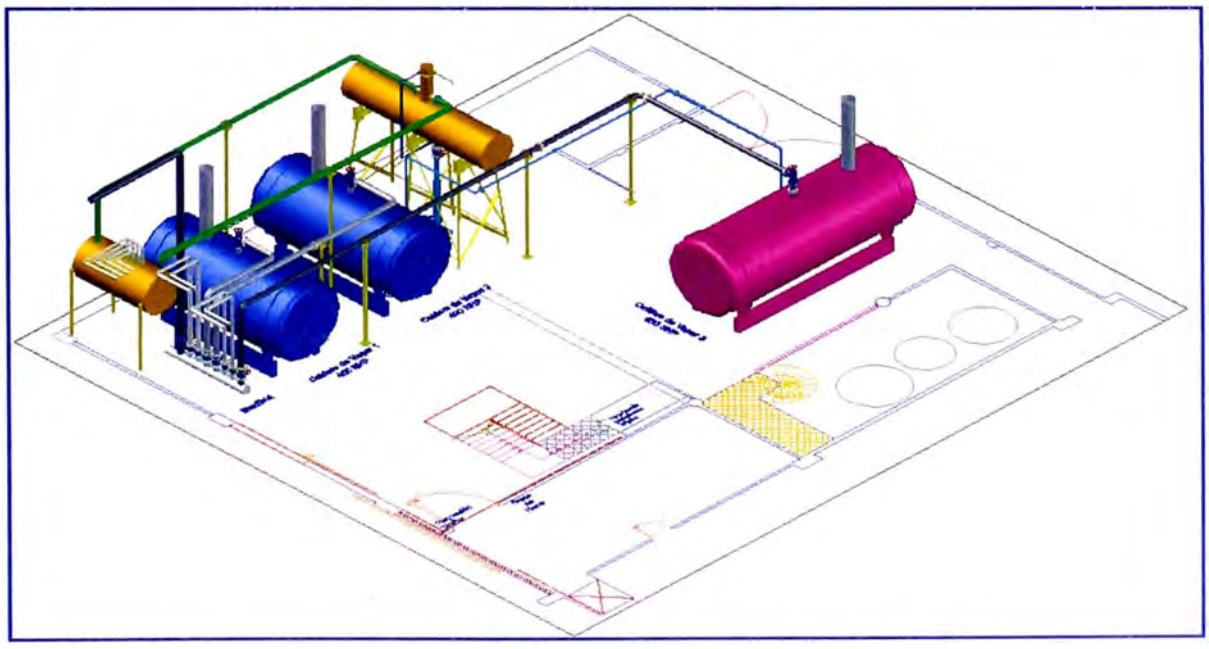


Figura 3.7 Interconexión de los dos tanques diarios de condensado

3.2 Nueva troncales de vapor y retorno de condensado

La nueva troncal de distribución de vapor, es denominada la 5ta. troncal de vapor. Su longitud y su recorrido, estará en función de la ubicación de las máquinas teñidoras que alimentará y del espacio disponible para su recorrido. Toda troncal de vapor debe tener una pendiente de 1:100 de acuerdo a la figura 2.6 para evacuar el condesado que se da dentro de la troncal, se instalará cada 30 de recorrido una bolsillo de recepción de condensado con su trampa de vapor que evacuara el mismo a la troncal de retorno de condesado, las dimensiones de los bolsillos de drenaje serán de acuerdo a las dimensiones sugeridas de la tabla de la figura 2.7. Así mismo se instalara dos juntas de compensación de dilatación térmica para contrarrestar la dilatación.

La troncal de retorno de condensado se diseñará su forma en función de su recorrido y forma dependerá de las ubicaciones de las maquinas teñidoras que recibirán vapor de la nueva troncal de vapor.

En su diseño consideramos la pendiente de la troncal de condensado, que tendrá una inclinación en la vertical de 150mm por cada 10 m de longitud horizontal, el nivel de velocidad del vapor flases será de 15 a 20 m/s.

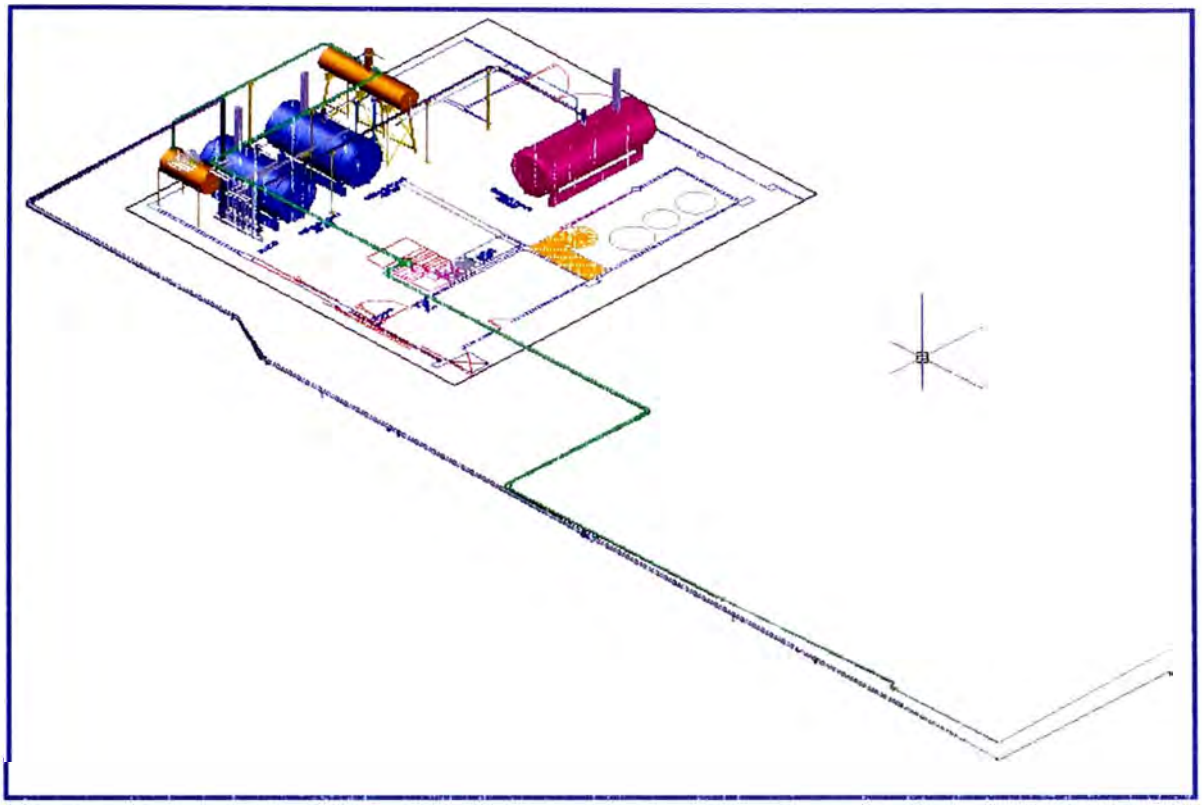


Figura 3.8 Recorrido y forma de la troncal de vapor y condesado

Para observar mejor la forma del diseño de las troncales de vapor y del condensado con las pendientes de cada una, los bolsillos de purga de condesado en la troncal de vapor, las juntas de compensación de dilatación de la troncal se mostrará en las figuras 3.8, 3.9, 3.10, 3.11.

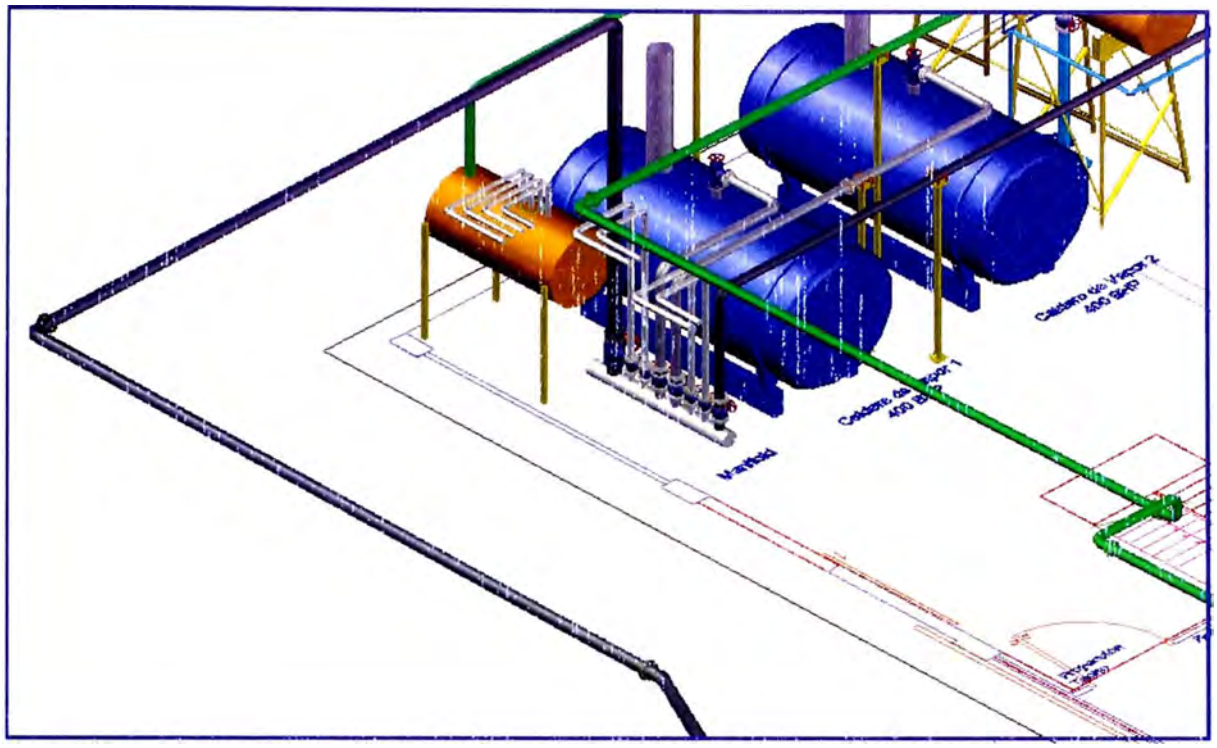


Figura 3.9 Primer tramo de la nueva troncal de vapor y condesado

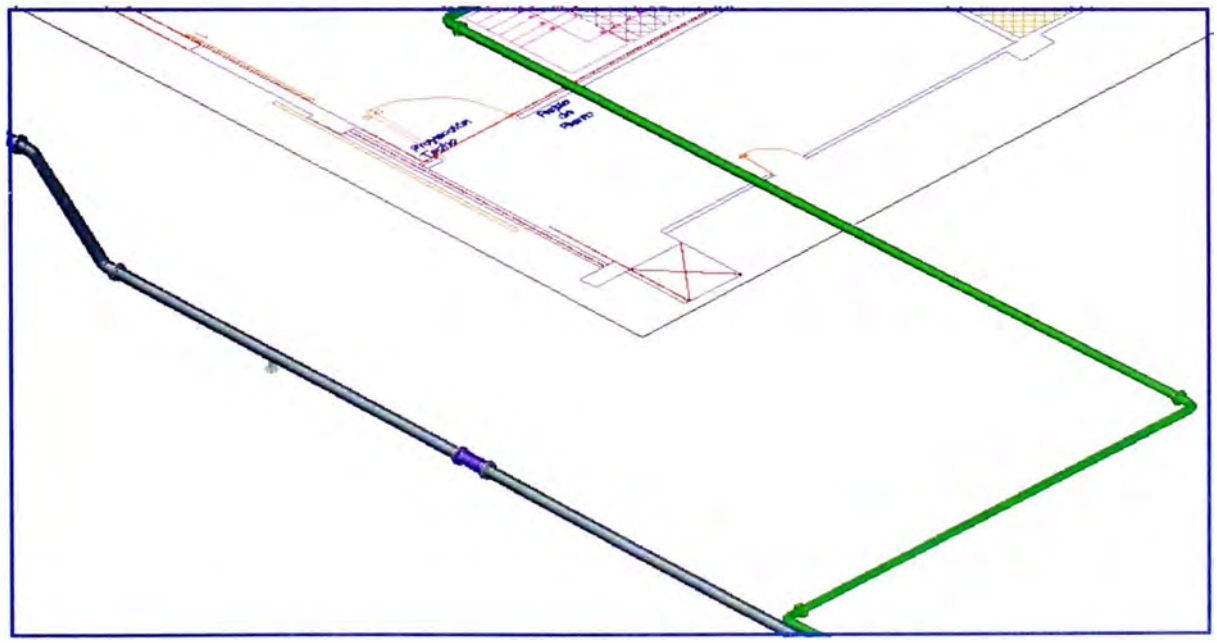


Figura 3.10 Segundo tramo de la nueva troncal de vapor y condesado

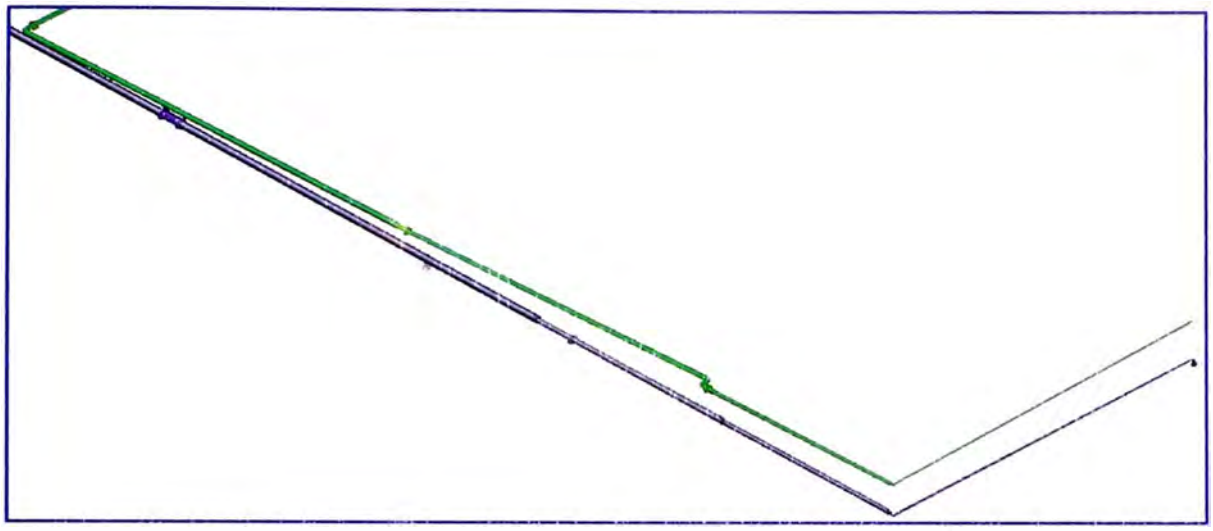


Figura 3.11 Tercer tramo de la nueva troncal de vapor y condesado

Figura 3.12 Vista de planta del sistema térmico de generación de vapor

En el próximo capítulo se realizara el dimensionamiento del nuevo sistema térmico de generación de vapor.

CAPITULO 4

CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA

En este capítulo realizaremos el dimensionamiento de la capacidad del sistema térmico de generación de vapor de la tintorería, con las consideraciones de cumplir el gradiente de calentamiento 3 °C/min. Calcularemos el flujo de energía (flujo calor ganado durante el calentamiento) expresado en BHP de una máquina teñidora de tela de 1000 kg de capacidad (tomada como patrón) y determinaremos el ratio BHP/kg de tela. El ratio calculado será tomado para determinar el flujo máximo que se requiere para todo el conjunto de máquinas de teñido, y ello afectado por el factor de simultaneidad de operación de las máquinas para una tintorería de tela, determinaremos la capacidad de generación de vapor que requiere la tintorería.

También realizaremos el cálculo del dimensionamiento de la troncal de vapor N°5, para ello usaremos el criterio de velocidad de fluido descrito en el punto 2.4.1 para determinar el diámetro de la troncal de vapor. En toda línea de vapor se manifiesta la dilatación térmica en la longitud de la tubería, diseñaremos el sistema de compensación de dilatación térmica para la tubería.

La troncal de retorno de condesado será calculada y diseñada de acuerdo al dimensionamiento de los ramales de retorno de condesado, se diseñará tomando en cuenta las principales definiciones técnicas que tiene una troncal de retorno de condensado descrito en todo el punto 2.5.

Las troncales de vapor y retorno de condesado así como sus respectivos ramales, deben estar aislados térmicamente y en este capítulo determinaremos el espesor económico del aislamiento térmico.

La definición de 01 BHP (caballo de fuerza de caldero) es la energía necesaria para evaporar en una hora una masa de 34.5 libras de masa de agua en condiciones de temperatura de 100 ºC a la presión atmosférica.

La equivalencia de 01 BHP es equivalente a 590.18 kJ/min.

4.1 Dimensionamiento de la capacidad de generación de vapor

Procederemos a calcular el ratio de flujo de energía BHP/ kg de tela, teniendo en cuenta que el 65% de la producción de teñido es de tela de algodón y el 35% de la producción es de tela polyester.

Tomaremos como patrón una máquina teñidora de tela de 1000 kg de capacidad de teñido, procedente de Italia, Marca Brazzoli SPA, modelo Saturno HT Acoplada, se muestra los datos del teñido para tela de algodón.

4.1.1 Flujo de calor máximo para teñir 1000kg de tela de algodón

Teñido de Tela de Algodón

Masa de tela	: 1000 kg (algodón)
Temperatura inicio del baño	: 35 °C
Temperatura final del baño	: 98 °C
Temperatura final del cuerpo máquina.	: 94 °C

Masa del cuerpo de la máquina	: 4600 kg
Calor especifico del agua	: 4.18 kJ / kg °C
Calor especifico del algodón	: 1.36 kJ / kg °C
Calor especifico del poliéster	: 1.34 kJ / kg °C
Calor especifico Ac. inoxidable	: 0.5024 kJ / kg °C
Tasa de incremento de temperatura	: 3°C / min
Relación de baño	: 8.5 / 1

4.1.1.1 Flujo promedio de Calor sensible ganado

En la tabla 4.1 se muestra el cálculo de flujo de calor sensible ganado por el cuerpo de acero inoxidable de la máquina, el baño de teñido, la tela.

Datos		Tela de Teñido	Baño de Teñido	Cuerpo de Máquina	Total
Masa	kg	1,000	8,500	4,600	
Calor Específico	kJ/kg°C	1.360	4.182	0.502	
Temp. Inicial	°C	35	35	35	
Temp.Final	°C	98	98	92	
Q = m C ΔT	kJ	85,680	2,239,247	131,729	2,456,656

Tabla 4.1 Calor sensible ganado por la tela, baño y cuerpo de máquina

De la tabla 4.1, el total de calor sensible ganado es de 2'456,656 kJ.

Definimos el **tiempo de calentamiento** (Tc) la relación aritmética del incremento de temperatura ΔT y la gradiente.

$$Tc = \Delta T / Gradiente \qquad (4.1)$$

Definimos el **flujo promedio de calor sensible** durante el calentamiento del teñido entre el Calor sensible (Q) y el tiempo de calentamiento (Tc).

$$qs = Q / Tc \qquad (4.2)$$

En la tabla siguiente se muestra el cálculo del flujo de calor sensible ganado en el teñido de tela de algodón.

Datos		Tela de Teñido	Baño de Teñido	Cuerpo de Máquina	Total
Gradiente	°C/min	3	3	3	
Q = m C ΔT	kJ	85,680	2,239,247	131,729	
Tc = ΔT / Gradiente	min	21	21	21	
qs = Q / Tc	kJ/min	4,080	106,631	6,273	116,984

Tabla 3.2 Flujo promedio de calor sensible ganado en el teñido

Por lo tanto, el flujo promedio de calor sensible ganado es 116,984 kJ/min.

4.1.1.2 Flujo de Calor por convección, conducción, convección

En este punto calcularemos el flujo de calor proporcionado por baño al medio ambiente a través de las paredes del cuerpo de la máquina, por convección forzada, conducción, convección natural.

Datos		Partes de la Máquina				
		Cuerpo Principal	Linea Succion	Linea de Circulac.	Linea de Torniquete	Intercamb. Calor
Diametro	m	2.6	0.125	0.065	0.3	1
Longitud	m	6.0	3	28	10.0	1.5
Espesor	mm	4.5	3	3	4.5	4.5
h1 agua Forzada	W/ m2 °K	8000	8000	8000	8000	8000
h2 aire Natural	W/ m2 °K	10	10	10	10	10
K	W/ m °K	16.3	16.3	16.3	16.3	16.3
Temp. Ta del baño	°C	98	98	98	98	98
Temp. Tb medio ambiente	°C	25	25	25	25	25
Rest1 = 1 / (h1 R1)	m °K/W	0.0001	0.0021	0.0042	0.0009	0.0004
Rest2 = LN(R2/R1)/K	m °K/W	0.0002	0.0030	0.0059	0.0019	0.0009
Rest3 = 1 / (h2 R2)	m °K/W	0.0769	1.6000	3.0769	0.6667	0.3333
q = 2πL (Ta-Tb)/ Rest 1,2,3	**kJ/min**	**1283**	**31**	**150**	**247**	**74**
Sumatoria de Flujo (q)	kJ/min	1784				

Tabla 4.3 Flujo de calor al medio ambiente a través de la máquina

Por lo tanto el flujo de calor que fluye desde la máquina al medio ambiente durante el tiempo de calentamiento del baño es de 1784 kJ/min.

4.1.1.3 Flujo de Calor Radiación de máquina

El cuerpo exterior de la maquina incrementa su temperatura durante el calentamiento del baño de teñido. El cuerpo exterior es de acero inoxidable y flujo emitido por el incremento de temperatura es lo que aporta el calor del baño de teñido y esto a su vez proviene del intercambiador de calor de la máquina.

Datos		Partes de la Máquina				
		Cuerpo Principal	Linea Succion	Línea de Circulac.	Línea de Torniquete	Intercamb. Calor
Diametro	m	2.6	0.125	0.065	0.3	1
Longitud	m	6.0	3	28	10.0	1.5
Area	m2	49.0	1.2	5.7	9.4	2.8
Cte Stefan-Boltzmann σ	W/ m2 °K4	5.7E-08	5.7E-08	5.7E-08	5.7E-08	5.7E-08
Emicividad ε		0.22	0.22	0.22	0.22	0.22
Temp. Inicial máquina	°K	298	298	298	298	298
Temp. Final máquina	°K	367	367	367	367	367
$q = A \varepsilon \sigma (T_1^4 - T_2^4)$	**kJ/min**	**376**	**9**	**44**	**72**	**22**
Sumatoria de Flujo (q)	kJ/min	523				

Tabla 4.4 Flujo de calor emitido por radiación del cuerpo de la máquina

4.1.1.4 Flujo de Calor máximo en el proceso de teñido

Como se indicó anteriormente, el máximo flujo de calor que se requiere se da durante el calentamiento del baño de teñido dentro del proceso de teñido.

El flujo de calor máximo para el proceso de teñido de tela será la sumatoria de los flujos de calor calculados en el punto 4.1.1.1, 4.1.1.2 y 4.1.1.3, el cual se muestra en la tabla siguiente.

Flujos de calor		Valor	%
Flujo de Calor ganado por el baño	kJ/min	106,631	100%
Flujo de Calor ganado por la máquina	kJ/min	6,273	6%
Flujo de Calor ganado por el algodón	kJ/min	4,080	4%
Flujo decido por Conveccion y Conduccion	kJ/min	1,786	1.7%
Flujo de Calor por Emitido por Radiación	kJ/min	523	0.5%
Flujo Total de Calor	**kJ/min**	**119,293**	**112%**

Tabla 4.5 Flujo de calor máximo en teñido de tela

Por lo tanto el máximo flujo de calor requerido para teñir 1000kg de tela es de 119,293 KJ/min y esto vendrá del vapor saturado generado por las calderas de vapor.

4.1.2 Flujo de calor máximo para teñir 1000kg de tela polyester

Teñido de Tela de Polyester

Masa de tela	: 1000 kg (Polyester)
Temperatura inicio del baño	: 35 °C
Temperatura final del baño	: 130 °C
Temperatura final del cuerpo Maq.	: 120 °C
Masa del cuerpo de la maquina	: 4600 kg
Calor especifico del agua	: 4.18 kJ/kg °C
Calor especifico del Poliéster	: 1.34 kJ/kg °C
Calor especifico Ac. Inoxidable	: 0.5024 kJ/kg °C
Tasa de incremento de temperatura	. 3°C/min
Relación de Baño	: 6.5:1

4.1.2.1 Flujo promedio de Calor sensible ganado

En la tabla 4.1 se muestra el cálculo de flujo de calor sensible ganado por el cuerpo de acero inoxidable de la máquina, el baño de teñido, la tela. De la tabla 4.6, el total de calor sensible ganado es de 2'905,876 kJ.

Datos		Tela de Teñido	Baño de Teñido	Cuerpo de Máquina	Total
Masa	kg	1,000	6,500	4,600	
Calor Específico	kJ/kg°C	1.340	4.182	0.502	
Temp. Inicial	°C	35	35	35	
Temp.Final	°C	130	130	120	
Q = m C ΔT	kJ	127,300	2,582,138	196,438	2,905,876

Tabla 4.6 Calor sensible ganado por el teñido de la tela polyester

En la tabla 4.7 se muestra el cálculo del flujo de calor sensible ganado en el teñido de tela de Polyester. Por lo tanto, el flujo promedio de calor sensible ganado es 91,765 KJ/min.

Datos		Tela de Teñido	Baño de Teñido	Cuerpo de Máquina	Total
Gradiente	°C/min	3	3	3	
Q = m C ΔT	kJ	127,300	2,582,138	196,438	
Tc = ΔT / Gradiente	min	32	32	32	
qs = Q / Tc	kJ/min	4,020	81,541	6,203	91,765

Tabla 4.7 Flujo promedio de calor sensible ganado durante teñido

4.1.2.2 Flujo de calor por convección, conducción, convección

En este punto calcularemos el flujo de calor proporcionado por baño al medio ambiente a través de las paredes del cuerpo de la máquina, por convección forzada, conducción, convección natural durante el teñido del polyester.

Datos		Partes de la Máquina				
		Cuerpo Principal	Linea Succion	Linea de Circulac.	Linea de Torniquete	Intercamb. Calor
Diametro	m	2.6	0.125	0.065	0.3	1
Longitud	m	6.0	3	28	10.0	1.5
Espesor	mm	4.5	3	3	4.5	4.5
h1 agua Forzada	W/ m2 °K	8000	8000	8000	8000	8000
h2 aire Natural	W/ m2 °K	10	10	10	10	10
K	W/ m °K	16.3	16.3	16.3	16.3	16.3
Temp. Ta del baño	°C	130	130	130	130	130
Temp. Tb medio ambiente	°C	25	25	25	25	25
Rest1 = 1 / (h1 R1)	m °K/W	0.0001	0.0021	0.0042	0.0009	0.0004
Rest2 = LN(R2/R1)/K	m °K/W	0.0002	0.0030	0.0059	0.0019	0.0009
Rest3 = 1 / (h2 R2)	m °K/W	0.0769	1.6000	3.0769	0.6667	0.3333
q = 2πL (Ta-Tb)/ Rest 1,2,3	**kJ/min**	**1845**	**44**	**215**	**355**	**106**
Sumatoria de Flujo (q)	kJ/min	2566				

Tabla 4.8 Flujo de calor al medio ambiente a través de la máquina

Por lo tanto el flujo de calor que fluye desde la máquina al medio ambiente durante el tiempo de calentamiento del baño es de 2566 kJ/min.

4.1.2.3 Flujo de Calor Radiación durante el teñido polyester

El cuerpo exterior de la maquina incrementa su temperatura mucho más en el teñido de polyester y por la tanto emitirá mayor energía por radiación.

Datos		Partes de la Máquina				
		Cuerpo Principal	Linea Succion	Linea de Circulac.	Linea de Torniquete	Intercamb. Calor
Diametro	m	2.6	0.125	0.065	0.3	1
Longitud	m	6.0	3	28	10.0	1.5
Area	m2	49.0	1.2	5.7	9.4	2.8
Cte Stefan-Boltzmann σ	W/ m2 °K4	5.7E-08	5.7E-08	5.7E-08	5.7E-08	5.7E-08
Emicividad ε		0.22	0.22	0.22	0.22	0.22
Temp. Inicial máquina	°K	298	298	298	298	298
Temp. Final máquina	°K	403	403	403	403	403
$q = A \varepsilon \sigma (T_1^4 - T_2^4)$	**kJ/min**	**678**	**16**	**79**	**130**	**39**
Sumatoria de Flujo (q)	kJ/min	943				

Tabla 4.9 Flujo de calor por radiación en teñido de tela polyester

4.1.2.4 Flujo de calor máximo durante el teñido de tela polyester

El flujo de calor máximo para el proceso de teñido de tela será la sumatoria de los flujos de calor calculados en el punto 4.1.2.1, 4.1.2.2 y 4.1.2.3, el cual se muestra en la tabla siguiente.

Flujos de calor		Valor	%
Flujo de Calor ganado por el baño	kJ/min	81,541	100%
Flujo de Calor ganado por la máquina	kJ/min	6,203	8%
Flujo de Calor ganado por el algodón	kJ/min	4,020	5%
Flujo decido por Conveccion y Conduccion	kJ/min	2,566	3.1%
Flujo de Calor por Emitido por Radiación	kJ/min	943	1.2%
Flujo Total de Calor	**kJ/min**	**95,273**	**117%**

Tabla 4.10 Flujo de calor máximo en teñido de tela

Por lo tanto el máximo flujo de calor requerido para teñir 1000 kg de tela es de 95,273 kJ/min y esto vendrá del vapor saturado generado por las calderas de vapor.

4.1.3 Ratio ponderado de BHP / kg de tela

De toda la producción de teñido en la Planta Texfina S.A., el 65% de la producción es teñido de tela de algodón y el 35% es teñido de tela polyester. En los puntos anteriores se ha determinado los flujos de calor requerido para el teñido de ambas telas, con ello calcularemos el flujo ponderado (representativo) máximo de calor requerido para el teñido de 1000 kg de tela.

El flujo de calor para teñido polyester: 95,273 kJ/min

Factor de ponderación del Polyester: 35%

El flujo de calor para teñido algodón: 119,293 kJ/min

Factor de ponderación del algodón: 65%

El flujo de ponderado máximo de teñido = 95,273x0.35+119,293x0.65

El flujo de ponderado máximo de teñido = 110,886 kJ/min

El flujo de ponderado máximo de teñido = 187.9 BHP

Ahora calcularemos el Ratio representativo de flujo de energía por kg de tela de teñido.

Ratio BHP/kg tela = 187.9 BHP / 1000 kg

Ratio Flujo de energía / masa de tela teñida = 0.188 BHP / kg Tela.

Se ha determinado el ratio de BHP de flujo de energía por unidad de masa de tela teñida, este ratio es representativo por se ha tomado como patrón una maquina teñidora de tela de 1000 kg de capacidad.

4.1.4 Capacidad de generación de vapor requerida

Se ha determinado el ratio de BHP/kg, flujo de energía requerido para el teñido de tela, con ello, se podrá determinar el flujo de energía requerida si todas las maquinas comenzaran a iniciar el calentamiento de teñido en el mismo instante.

A continuación se muestra la relación de todas las máquinas de teñido de tela e hilo de la tintorería de la planta Texfina S.A, así también mostraremos la necesidad de flujo de energía de cada máquina expresado en BHP.

Item	N° Teñidora Tela	Marca Máquina	Tipo Máquina	Capacidad Teñido kg	BHP /kg Tela	BHP/ Máquina
1	1	Atyc	Teñidora de tela	180	0.188	34
2	2	Atyc	Teñidora de tela	75	0.188	14
3	3	Atyc	Teñidora de tela	75	0.188	14
4	6	Brazzoli	Teñidora de tela	250	0.188	47
5	7	Brazzoli	Teñidora de tela	250	0.188	47
6	9	Brazzoli	Teñidora de tela	600	0.188	113
7	10	Scholl	Teñidora de tela	320	0.188	60
8	12	Atyc	Teñidora de tela	360	0.188	68
9	16	Brazzoli	Teñidora de tela	1150	0.188	216
10	17	Atyc	Teñidora de tela	360	0.188	68
11	31	Sclavos	Teñidora de tela	1300	0.188	244
12	32	Sclavos	Teñidora de tela	1300	0.188	244
13	33	Thies	Muestra de teñido Tela	10	0.188	2
14	34	Thies	Muestra de teñido Tela	10	0.188	2
15	35	Thies	Muestra de teñido Tela	10	0.188	2
16	36	Brazzoli	Muestra de teñido Tela	15	0.188	3
17	37	Brazzoli	Teñidora de tela	400	0.188	75
18	38	Brazzoli	Muestra de teñido Tela	15	0.188	3
19	39	Brazzoli	Teñidora de tela	200	0.188	38
20	40	Brazzoli	Muestra de teñido Tela	15	0.188	3
21	41	Brazzoli	Teñidora de tela	1000	0.188	188
22	42	Brazzoli	Teñidora de tela	500	0.188	94
23	43	Brazzoli	Teñidora de tela	500	0.188	94
24	44	Brazzoli	Teñidora de tela	200	0.188	38
25	Pegg1	Pegg	Teñidora de hilo	50	0.188	9
26	Pegg2	Pegg	Teñidora de hilo	40	0.188	8
27	Pegg3	Pegg	Teñidora de hilo	25	0.188	5
28	Gasten 1	Gasten	Teñidora de hilo	100	0.188	19
29	Gasten 2	Gasten	Teñidora de hilo	380	0.188	71
30	Obermaier1	Obermaier	Teñidora de hilo	240	0.188	45
31	Obermaier2	Obermaier	Teñidora de hilo	240	0.188	45
32	Nagoya	Nagoya	Teñidora de hilo	100	0.188	19
33	Atyc	Atyc	Teñidora de hilo	150	0.188	28
33	Krantz	Krantz	Teñidora de hilo	360	0.188	68
35	**45**	**Nueva**	**Teñidora a futuro**	**600**	**0.188**	**113**
					Total BHP	2139

Tabla 4.11 Relación de máquinas teñidoras de la Tintorería

De la Tabla 4.11, se aprecia que si todas las máquinas de la tintorería iniciaran el calentamiento del teñido en el mismo instante requerirán 2139 BHP, es decir el factor de simultaneidad de la Tintorería sería 100%. Sin embargo esto no sucede en la práctica, el factor de simultaneidad de una Planta Tintorera varía en promedio de 60% a 65%. Consideramos un factor de simultaneidad de 62% para la tintorería de la Planta Texfina S.A.

Consideraremos en este caso como perdidas en las tuberías de vapor el 5% del consumo de vapor de la tintorería.

Consumo de Vapor de la tintorería = 0.62 x 2139 BHP = 1326 BHP

Perdidas en las tuberías de vapor = 0.05 x (1326 / 0.95) BHP = 70 BHP

Capacidad de generación de vapor = 1326 BHP + 70 BHP = 1396 BHP

Por lo tanto la capacidad de generación de Vapor será de 1400 BHP, pero ya se tiene instalado 2 Calderos de vapor de 400 BHP cada uno, el déficit sería un caldero de 596 BHP, redondeando sería un caldero de 600 BHP. La empresa Texfina tiene en su segunda planta un caldero de Vapor de 600 BHP de marca Cleaver Brooks que opera al 10% de capacidad por la demanda de su planta.

La Gerencia en base a la información dada decidió trasladar el caldero de 600 BHP a la planta de la tintorería para satisfacer su demanda de consumo de vapor saturado de 1400 BHP.

4.1.4.1 Ubicación del Caldero de vapor adicional

A continuación se muestra la figura 3.1 donde se muestra marcada por un círculo verde la zona de ubicación de los calderos de vapor dentro de la planta.

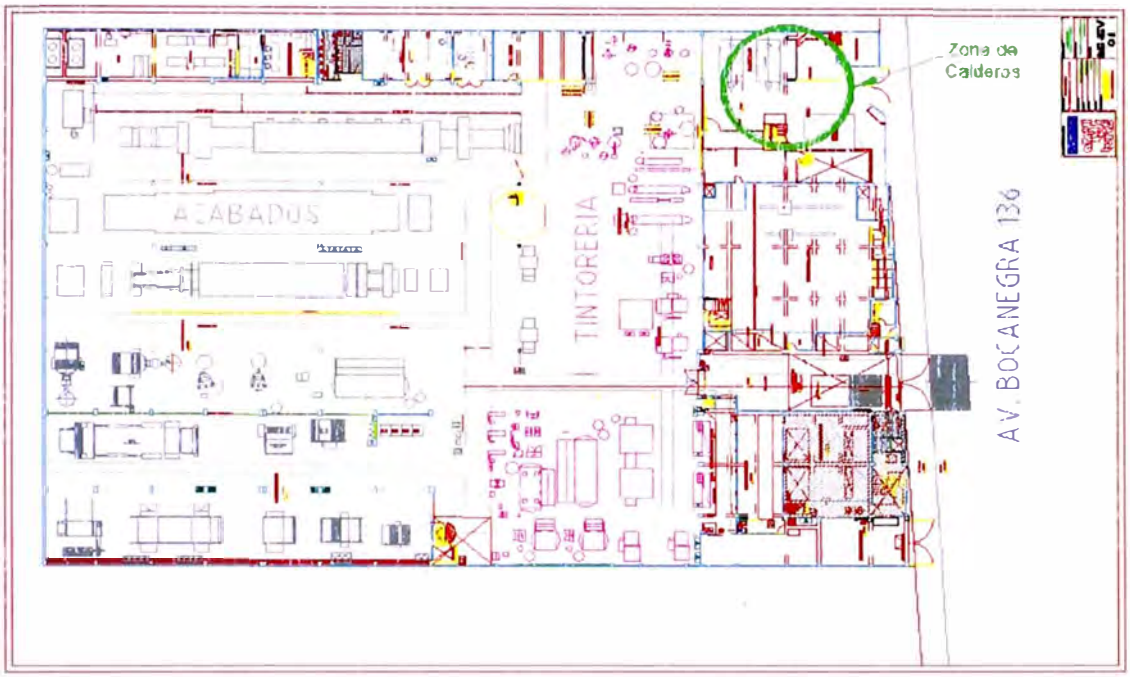


Figura 4.1 Ubicación de Zona de Calderos dentro de la Planta

Se muestra el detalle de la zona de calderos mostrado en la figura 4.1. En la zona mencionada se ello se visualiza la ubicación de los dos calderos de vapor de 400 BHP, también se muestra la ubicación final del caldero de vapor de 600 BHP que fue definido en este punto.

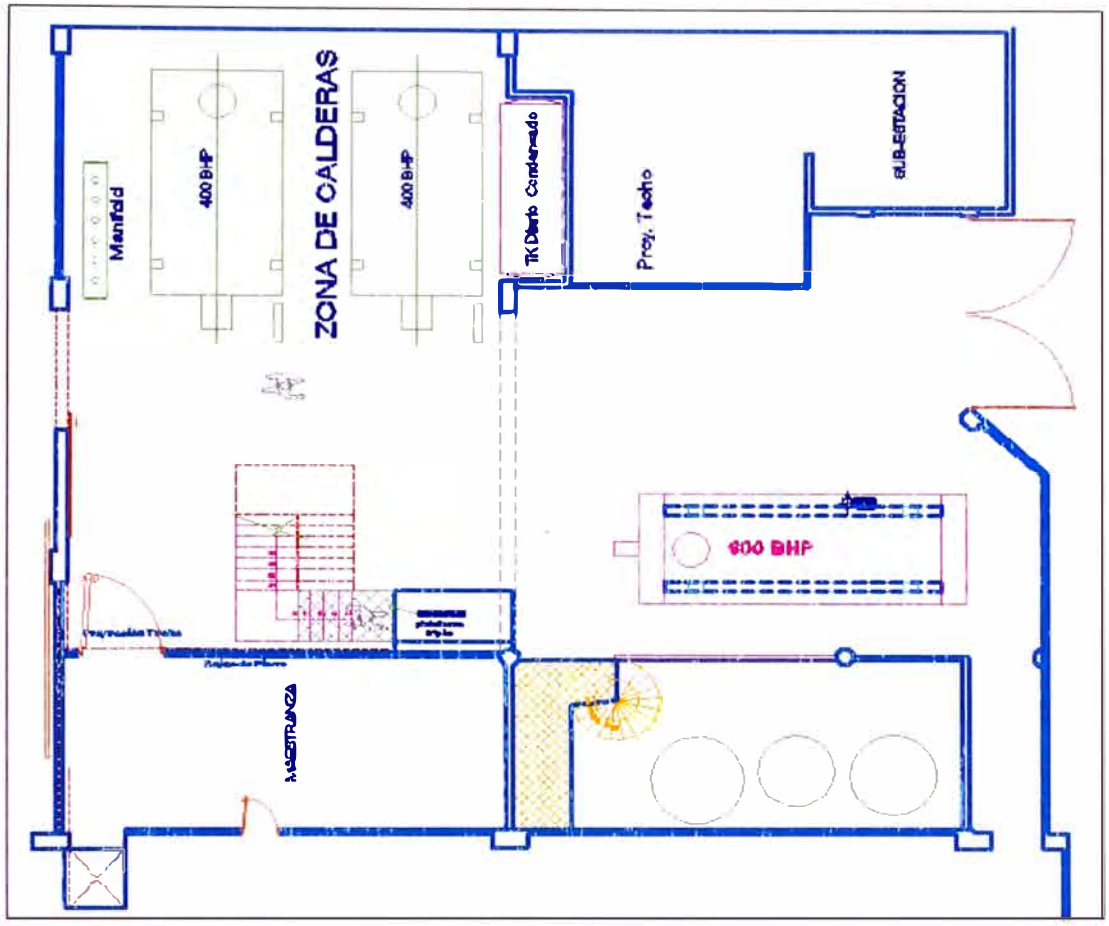


Figura 4.2 Ubicación del nuevo Caldero de vapor en la Zona de Calderos.

4.1.4.2 Instalación del caldero de vapor adicional de vapor

El caldero de vapor adicional antes del traslado a la planta de Texfina, estuvo operando al 10% de su capacidad. El traslado del caldero de vapor hacia la empresa Texfina SA, se realizó a través del servicio de una empresa especialista en traslados y maniobras de máquinas industriales cuya razón social es Transporte y Maniobras SRL.

(www.sulcatrasporteymaniobras.com)

4.1.4.3 Línea de alimentación de combustible

La empresa Texfina SA tiene habilitado dentro de su planta, una línea troncal de gas natural suministrado por calidad, el cual suministra combustible a sus dos calderos de vapor de 400 BHP. El caldero de vapor Cleaver de 600 BHP requiere para operar combustible de gas natural.

El tramo de conexión de la nueva línea de alimentación de gas natural tiene 8 m de longitud, desde la troncal principal hasta el tren de gas del caldero Cleaver. El servicio de conexión lo realizó la empresa Decorgas Proyectos SRL, homologada y autorizado por la empresa Calidad para trabajos de instalaciones industriales de líneas de gas natural.

A continuación se muestra una foto del tren de gas natural del sistema de encendido de llama del caldero.

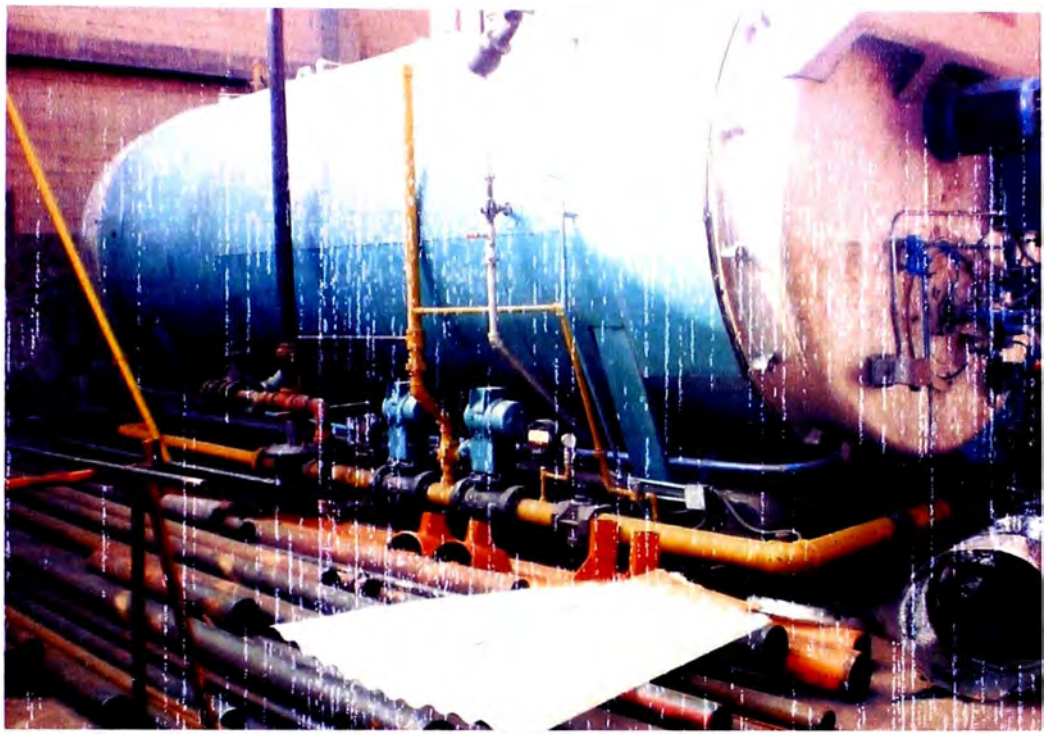


Figura 4.3 El Tren de gas del caldero de vapor Cleaver, 600 BHP

4.1.4.4 Línea de alimentación de agua blanda al caldero

La bomba de alimentación del caldero era de menor capacidad respecto a la capacidad nominal de alimentación del caldero. Por ello se dimensionará la bomba de acuerdo a la capacidad nominal del caldero y de acuerdo a la línea de alimentación de agua al caldero.

Se ha determinado el recorrido de la línea de agua de alimentación del caldero según la figura 4.4

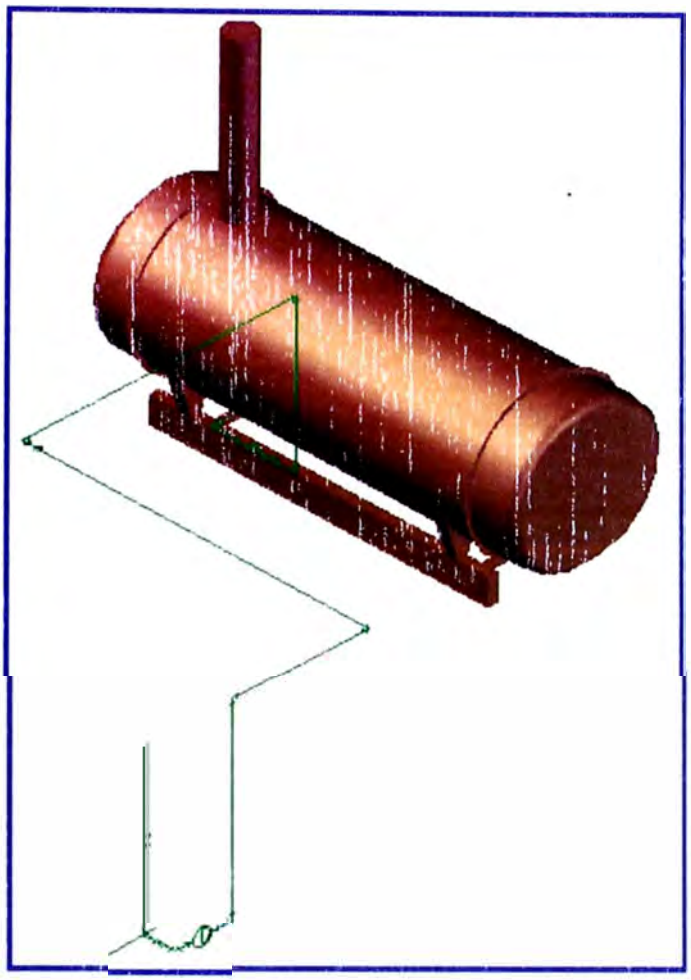


Figura 4.4 Linea de alimentación de agua al caldero de 600 BHP

En el punto 4.0, definimos que 01 BHP es la energía necesaria para evaporar en una hora una masa de 34.5 libras (15.68 kg) de masa de agua en condiciones de temperatura de 100 °C a la presión atmosférica. Cuyo valor es de 590.18 kJ/min. La equivalencia del flujo de masa de un BHP en las condiciones de evaporar a partir de 80 °C y a una presión de 7 bar manométrico es de 14.54 kg/h.

La capacidad del caudal de la bomba de alimentación de agua al caldero es el doble de la capacidad de flujo de masa de vapor del caldero, con ello se

garantiza que la reposición será más rápida que el abastecimiento y no habrá déficit de reposición frente al abastecimiento de flujo de masa de vapor.

Según lo definido líneas arriba tenemos:

Flujo másico de bomba = 2 x (14.54 x 600) = 17,448 kg/h = 17.448 m3/h

Para determinar la capacidad de la bomba y el tamaño del diámetro de la línea de alimentación de agua al caldero, lo haremos aplicando la ecuación 2.6 del balance de energía.

$$z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + LB = z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Lf$$

Datos:

Z_1 3.3m

Z_2 0.9m

P_1 0 bar-g

P_2 9.2 bar-g

V_1 : 0 m/s

γ : 10000 N/m³

Q: 17,448 m³/h

Para determinar LB de la bomba, primero debemos calcular las perdidas por fricción Lf y la velocidad de salida de la bomba en el punto de descarga del

fluido y ello dependerá del diámetro de la tubería. Realizaremos una tabla de cálculos de los parámetros involucrados.

Datos

Densidad del fluido	ρ	1000	Kg/m3
Altura geodesica	$Z_2 - Z_1$	-2.4	m
Caudal	Q	17.66	m3/hr

Cálculo de Pérdida Primaria (L_{fp})

Longuitud	L	26.5	m
Diametro	d	0.076	m
Velocidad	V	1.08	m/s
Rugosidad Adsoluta	ε	0.1	mm
Viscosidad Dinamica	μ (80 ° C)	4E-04	N.s / m2
Numero de Reynolds	Re = d V ρ / μ	2E+05	
Rugosidad Relativa	ε / d	0.0013	
Factor friccion (D. Moody)	f	0.022	
Hprimaria	$L_{fp} = \frac{fLV^2}{2gd}$	0.45	m

Cálculo de Pérdida Secundaria (L_{fs})

Accesorios	Constante K = f (Le/d)	$L_{fs} = \frac{K V^2}{2 g}$	Cant. Accesorio	Perdida (m) Accesorios
Valvula Tipo bola	K = 150 f	0.19	1	0.19
Valvula Tipo Mariposa	K = 45 f	0.06	1	0.06
Valvula Tipo Compuerta	K = 10 f	0.01	1	0.01
Bridas	K = 8 f	0.01	2	0.02
Unión universal	K = 8 f	0.01	2	0.02
Codos	K = 50 f	0.06	8	0.52
Valvula tipo check	K = 420 f	0.55	2	1.09
Reduccion Campana	K = 10 f	0.01	4	0.05
Filtro	K = 250 f	0.32	1	0.32
			L_{fs}	2.29

L_f (m)	$L_f = L_{fp} + L_{fs}$	2.75

Aplicando La ecuacion 2.6 de Bernoulli

$Z_2 - Z_1$	-2.4 m
$(P_2 - P_1)/\gamma$	91.8 m
$(V_2^2 - V_1^2) / 2 g$	0.0590 m
L_f	2.75 m
LB (Altura Bomba)	**92.2 m**

Tabla 4.12 Tabla de cálculo de la presión de la Bomba de alimentación

De la tabla 4.12, se tiene que para un diámetro de 3" le corresponde una velocidad de 1.08 m/s y con ello un número de Reynolds 200,000 y una rugosidad relativa de 0.0013, con estos dos últimos parámetros nos referimos al diagrama de Moody para obtener el factor de fricción correspondiente de un valor de 0.022. Conocido el factor de fricción se obtiene como perdida primaria de 0.45 m y perdida secundaria de 2.29 m, dando como resultado total de pérdidas en la tubería de 2.75 m. Aplicando la ecuación 2.6 de Bernoulli e ingresando los datos referidos a la ecuación, obtenemos la LB de la bomba de 92.2 m.

Con la energía de la bomba expresada en 92.2 m y caudal de 17.6 m^3/h, seleccionaremos el tamaño de la bomba de la gráfica de las curvas de operación de la familia bombas multietapicas de marca Grundfos.

Figura 4.5 Bomba Grundfos, modelo CR-15-6

El caldero de vapor tendrá una línea de alimentación de diámetro de 3 pulgadas que abastecerá al sistema con vapor con una potencia de 600 BHP. La bomba del caldero será del tipo multietápica de la marca Grundfos de acero inoxidable en calidad 304

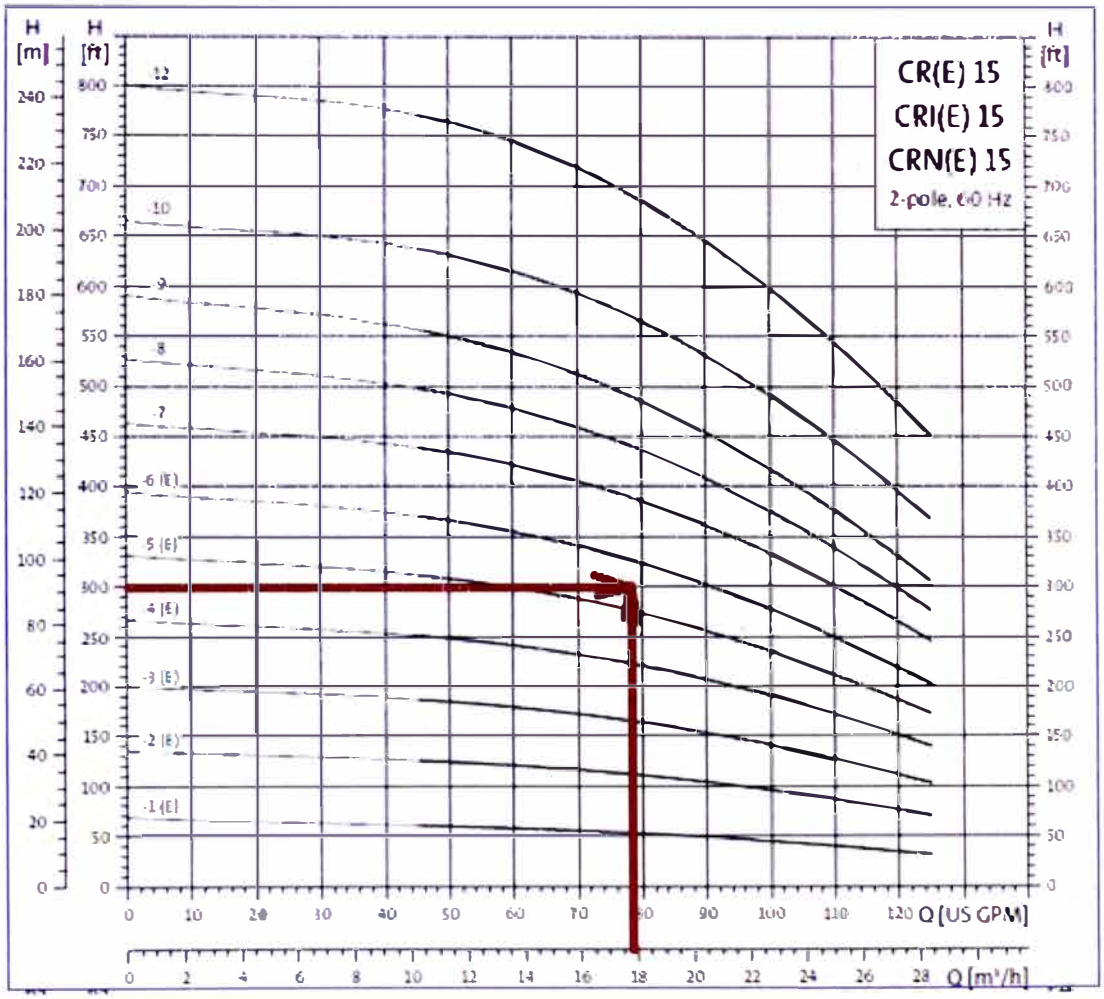


Figura 4.6 Grafica de curvas de bomba Grundfos

De la gráfica de la figura 4.5, vemos que la bomba seleccionada es de 6 etapas, el modelo sería CR-15-6 de marca Grundfos.

4.1.4.5 Línea de alimentación de vapor al Manifold principal

En la figura 3.2, se muestra la ubicación del caldero de vapor de 600 BHP, en este punto mostraremos la geometría y su dimensionamiento del diámetro de la línea de salida de vapor del caldero mencionado al manifold principal de vapor.

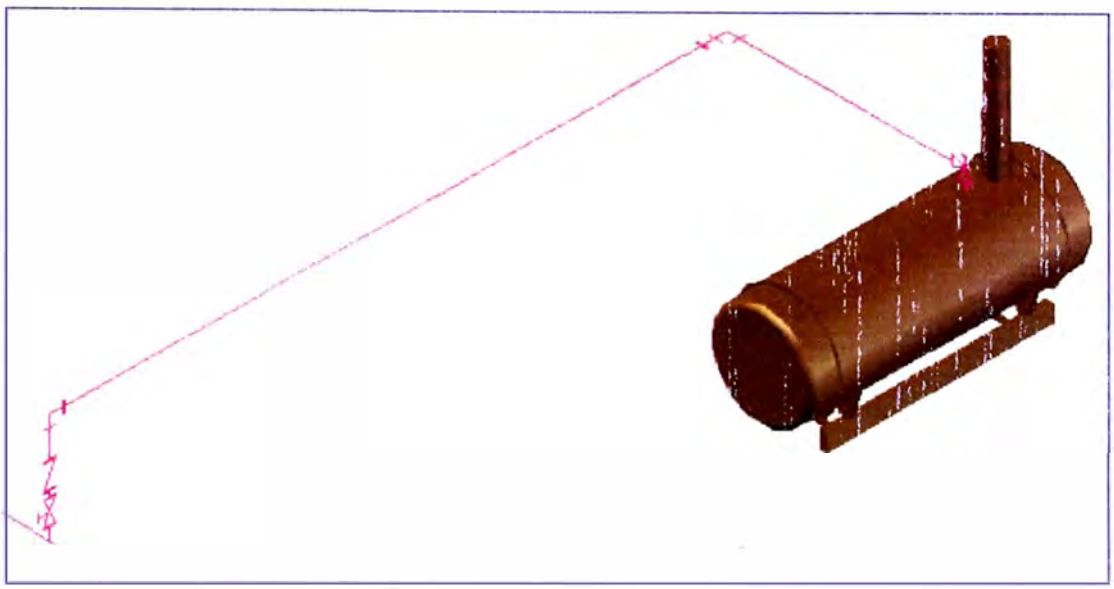


Figura 4.7 Línea de vapor del caldero al manifold principal

A continuación de muestra una tabla del cálculo para el dimensionamiento del diámetro de la tubería, tomaremos como criterio el dimensionamiento de la tubería por velocidad de fluido. La velocidad recomendada es de 25 m/s hasta 35 m/s. El caldero como parte de su estructura tiene como de salida para la conexión al manifold principal, un niple de diámetro de seis pulgadas, calcularemos primero la velocidad que se manifiesta con este diámetro.

En el punto 4.1.4.4, se definió que para las condiciones de operación del caldero de vapor, a un BHP de potencia le corresponde 14.54 kg/h, para 600 BHP le corresponde 8724 kg/h de masa nominal de vapor.

Tramo de alimentacion de éaldero de 600 BHP a manifold

Flujo de Masa de Máquinas			8,724	8,724	8,724	kg/h
Vol. Esp. (105 psig)			0.240	0.240	0.240	m³/kg
Caudal de vapor			2094	2094	2094	m³/h
Cálculo pérdida primaria						
Diametro			127	152	178	mm
Velocidad			45.9	31.9	23.4	m/s
Longuitud de tubería			22.4	22.4	22.4	m
Rugosidad material (ε)			0.1	0.1	0.1	mm
Viscosidad dinámica (μ)			1.5E-05	1.5E-05	1.5E-05	N.s / m²
N° Reynoll (Re)			1.6E+06	1.3E+06	1.2E+06	
E/D			0.0008	0.0007	0.0006	
f (factor de pérdidas)			0.018	0.017	0.016	
Pérdida primaria **(ecuación 2.12)**			0.3	0.1	0.1	m
Cálculo pérdida secundaria						
Accesorio	**Cant.**	**Le/d**	**f (Le/d)**			
Valwula de compuerta	1	8	0.1	0.1	0.0	
Valwula de ángulo	1	150	2.7	2.6	6.5	
Válwula check, tipo disco	1	40	0.7	0.7	0.5	
Unidades bridadas	3	8	0.4	0.4	0.1	
Codos x 90°	2	30	1.1	1.0	0.5	
∑ f (Le / d)			5.1	4.8	7.5	
Pérdida secundaria **(ecuación 2.13)**			545.3	248.4	210.7	m
Total pérdida primaria + secundaria			546	248	211	m
Total pérdida primaria + secundaria			3.3	1.5	1.3	psig

Tabla 4.13 Tabla de selección de diámetro de tubería de vapor

De la Tabla 4.13, podremos apreciar que para el rango de velocidad de vapor definido de 25 a 35 m/s, el diámetro de 6" (152 mm) le corresponde

una velocidad de flujo de 31.9 m/s y una caída de presión total de 1.5 psig. Por lo tanto se define que el diámetro de la tubería del tramo de alimentación de vapor del caldero de 600 BHP al Manifold será de 6", Acero al carbono, sin costura, ASTM A 53B, cedula 40. Los accesorios serán de acero al carbono de la norma ASME B 16,9.

4.1.4.6 Mantenimiento general del caldero

Para mejorar la confiabilidad de operación del caldero, se definió realizar al caldero un mantenimiento general del caldero a cargo de la empresa Termodinámica S.A.

A continuación detallaremos el alcance del mantenimiento preventivo al caldero.

A.- Mantenimiento de quemador y del sistema de GN

- Mantenimiento de sistema de modulación (modutrol y leva)
- Mantenimiento sistema de encendido y piloto
- Mantenimiento de electrodos, fotocelda
- Mantenimiento de difusor
- Verificación de funcionamiento del tren de válvulas de gas
- Verificación de operación de válvula mariposa de ingreso de gas
- Limpieza de filtros de gas natural

B.- Parte eléctrica y controles

- Limpieza de platinos de contactores, relés y/o mantenimiento
- Revisión de operación de los componentes eléctricos

- Verificación de componentes, borneras cables cubiertas
- Calibración de presostatos de corte y modulación
- Inspección del cableado eléctrico del tablero
- Medición de aislamiento de motores

C.- Mantenimiento de control de nivel de agua

- Limpieza de columna de nivel (accesorios internos)
- Verificación de componentes y calibración para los parámetros de operación de equipo
- Cambio de tubo pírex y empaquetaduras
- Revisión de control de nivel Mc Donnell
- Mantenimiento de control de bajo nivel sistema warrieck

D.- Parte mecánica

- Limpieza de tubos del caldero, desarmado de tapas y limpieza con escobilla circular
- Deshollinado del flue, placa frontal y posterior
- Cambio de empaquetaduras de puerta delantera y posterior
- Limpieza de lado agua con agua a presión
- Retiro de lodos e inspección de tubos
- Cambio de empaquetadura de entrada de Mano y Hombre
- Mantenimiento de válvulas check de ingreso de agua a caldero
- Inspección del cono refractario
- Prueba hidrostática a 1.5 veces la operación del caldero

- Verificación de funcionamiento de conjunto ventilador y limpieza
- Verificación de operación motor - ventilador, y cambio del rodamiento.

E.- Protocolo de simulación de fallas

- Corte por límite de presión de vapor
- Corte por bajo nivel de agua
- Falla de llama (prueba de la fotocelda)
- Disparo de válvula de seguridad de nuestro banco de pruebas.

F.- Análisis de gases de combustión

Análisis de regulación de gases de combustión de la caldera en llama baja y llama alta de carga, con nuestro equipo analizador Marca TESTO modelo 325XL.

Entrega de Informe de trabajos.

Durante el desarrollo del mantenimiento, se reportó lo siguiente:

La tapa (Ø 2 m) posterior del caldero, requería el cambio de empaquetadura y cambio de aislamiento térmico comprendido de manta de fibra cerámica y material refractario.

El modutrol que acciona de manera automática a la válvula mariposa del tren de gas, requería su cambio por presentar desgaste y mucho juego angular en el eje de salida.

No pasó la prueba hidrostática, dado que había fugas en los extremos del tubo con la placa posterior del caldero.

La reparación y cambio de repuesto, de las tres observaciones anteriores, fue cotizado por la termodinámica y aprobado por la gerencia de Texfina para su ejecución. Se levantó las tres observaciones, el caldero paso la prueba hidrostática, Se realizó la regulación de llama y el análisis de gases de combustión, dejando al caldero de vapor de 600 BHP dentro de los rangos de operación y listo para operar.

4.2 Diseño y dimensionamiento de la troncal de vapor N° 5

El criterio para dimensionar la nueva troncal de vapor será por velocidad de fluido para vapor cuyo valor recomendado es de 25 m/s a 35 m/s. Hemos definido que la velocidad de diseño será de 27 m/s, y el dimensionamiento del diámetro de la troncal se calculará desde la parte final hacia la parte inicial de la troncal principal de vapor, es decir hasta el manifold principal.

4.2.1 Revisión de las troncales de vapor existentes

El sistema de distribución de vapor actual consta de cuatro troncales de vapor saliendo del manifold principal de vapor, estas cuatro troncales tienen de 4'' de

diámetro de tubería de vapor cada una. EL sistema de generación de vapor instalado tiene una capacidad de 1400 BHP, que corresponde a 21,756 Kg/h de masa de vapor.

Cada troncal de vapor tiene 4" de diámetro, bajo la definición del rango de velocidad de vapor de 25 m/s a 35 m/s, podría transportar desde 3,040 kg/h hasta 4,260 Kg/h, siendo el flujo ideal de 3,280 kg/h y corresponde una velocidad de vapor de 27 m/s y será nuestra velocidad de diseño.

Definimos el valor del factor de simultaneidad para las troncales de vapor y será de 90%, por lo tanto el 90% del flujo será lo que alimentará a las máquinas. La suma de cargas de máquinas conectadas a cada troncal de vapor será de (3280 Kg/h) / 0.90 = 3644 kg/ h.

4.2.1.1 Revisión de la 1ra Troncal de vapor

La 1ra. Troncal de vapor tiene un diámetro de tubería de 4", y alimenta con vapor a 10 máquinas teñidoras, y considerando el factor de 0.88 definido en el punto tenemos lo siguiente, las 10 máquinas consumen en conjunto 458 BHP y afectado por el factor sería de 458 BHP x 0.90 = 412 BHP y corresponde un flujo másico de 412 BHP x 14.54 Kg/h / BHP = 5991 Kg/h.

A continuación se muestra la tabla 3.14, donde se agrupa la relación de máquinas que están conectados a la troncal de vapor N°1.

Item	N° Teñidora Tela	Marca Máquina	Tipo Máquina	Capacidad Teñido kg	BHP Máquina	kg/h Vapor
2	2	Atyc	Teñidora de tela	75	14.1	205
3	3	Atyc	Teñidora de tela	75	14.1	205
7	10	Scholl	Teñidora de tela	320	60.2	875
8	12	Atyc	Teñidora de tela	360	67.7	984
9	16	Brazzoli	Teñidora de tela	1150	216.2	3144
25	Pegg1	Pegg	Teñidora de hilo	50	9.4	137
26	Pegg2	Pegg	Teñidora de hilo	40	7.5	109
27	Pegg3	Pegg	Teñidora de hilo	25	4.7	68
28	Gasten 1	Gasten	Teñidora de hilo	100	18.8	273
30	Obermaier1	Obermaier	Teñidora de hilo	240	45.1	656
						6656
					Factor de simultaneidad:	90%
					Total	5991

Tabla 4.14 Relación de máquinas conectadas a la troncal N°1

En el punto 3.3 definimos que para una troncal de vapor de 4" de diámetro puede transportar 3280 kg/h de flujo másico, afectado por el resultado de factor de simultaneidad y las pérdidas en las tuberías será de valor de 0.90. La capacidad de flujo másico del total de máquinas de la tabla 4.14 suman 5991 kg/h, muy superior al definido en la troncal de vapor para Ø4", cuyo valor es de 3280 kg/h.

La nueva relación de máquinas de la figura 3.15 suman en capacidad de flujo másico total de 3161 kg/h, muy cercano al límite máximo definido de 3280 kg/h, y en ella no se encuentra la máquina teñidora de tela N°16, de marca Brazzoli , con consumo de flujo másico de 3144 kg/h de vapor.

La máquina teñidora N°16, ya no pertenece a la troncal N°1, pertenecerá a la nueva troncal N°5.

Item	N° Teñidora Tela	Marca Máquina	Tipo Máquina	Capacidad Teñido kg	BHP Máquina	kg/h Vapor
2	2	Atyc	Teñidora de tela	75	14.1	205
3	3	Atyc	Teñidora de tela	75	14.1	205
7	10	Scholl	Teñidora de tela	320	60.2	875
8	12	Atyc	Teñidora de tela	360	67.7	984
9	16	Brezzol	Teñidora de tela			
25	Pegg1	Pegg	Teñidora de hilo	50	9.4	137
26	Pegg2	Pegg	Teñidora de hilo	40	7.5	109
27	Pegg3	Pegg	Teñidora de hilo	25	4.7	68
28	Gasten 1	Gasten	Teñidora de hilo	100	18.8	273
30	Obermaier1	Obermaier	Teñidora de hilo	240	45.1	656
						3513
					Factor de simultaneidad:	90%
					Total	3161

Tabla 4.15 Nueva relación de máquinas conectadas a la troncal N°1

4.2.1.2 Revisión de la 2da troncal de vapor

La 2da. Troncal de vapor tiene un diámetro de tubería de 4", y alimenta con vapor a 12 máquinas teñidoras de tela e hilo, como se muestra en la tabla 4.16 siguiente.

Item	N° Teñidora Tela	Marca Máquina	Tipo Máquina	Capacidad Teñido kg	BHP Máquina	kg/h Vapor
4	6	Brazzoli	Teñidora de tela	250	47	683
5	7	Brazzoli	Teñidora de tela	250	47	683
6	9	Brazzoli	Teñidora de tela	600	113	1640
17	37	Brazzoli	Teñidora de tela	400	75	1093
18	38	Brazzoli	Muestra de teñido	15	3	41
19	39	Brazzoli	Teñidora de tela	200	38	547
20	40	Brazzoli	Muestra de teñido	15	3	41
22	42	Brazzoli	Teñidora de tela	500	94	1367
23	43	Brazzoli	Teñidora de tela	500	94	1367
31	Obermaier2	Obermaier	Teñidora de hilo	240	45	656
32	Nagoya	Nagoya	Teñidora de hilo	100	19	273
33	Atyc	Atyc	Teñidora de hilo	150	28	410
						8802
					Factor de simultaneidad:	90%
					Total	7869

Tabla 4.16 Relación de máquinas conectadas a la troncal N°2

De la tabla mostrada, el total de flujo másico del conjunto de 12 máquinas es de 8802 Kg/h, muy superior al límite máximo definido de 3644 Kg/h. Por lo tanto desconectaremos varias máquinas de la troncal para estar dentro del límite máximo. Consideraremos a las máquinas que estén más cerca al recorrido propuesto de la ruta de la troncal N°5.

De la Tabla 4.17, visualizamos que las máquinas que han sido desconectados son las teñidoras Brazzoli N°9, Brazzoli N°37, Brazzoli 42 y Brazzoli 43. A continuación se muestra la Nueva relación de máquinas de la Troncal de vapor n° 2 con una sumatoria de capacidad de flujo másico de 3335 Kg/h, afectado por el factor de simultaneidad de la troncal queda en 2981 Kg/h.

Item	N° Teñidora Tela	Marca Máquina	Tipo Máquina	Capacidad Teñido kg	BHP Máquina	kg/h Vapor
4	6	Brazzoli	Teñidora de tela	250	47	683
5	7	Brazzoli	Teñidora de tela	250	47	683
6	9	Brazzoli	Teñidora de tela			
1	37	Brazzoli	Teñidora de tela			
2	38	Brazzoli	Muestra de teñido	15	3	41
3	39	Brazzoli	Teñidora de tela	200	38	547
4	40	Brazzoli	Muestra de teñido	15	3	41
1	42	Brazzoli	Teñidora de tela			
2	43	Brazzoli	Teñidora de tela			
31	Obermaier2	Obermaier	Teñidora de hilo	240	45	656
32	Nagoya	Nagoya	Teñidora de hilo	100	19	273
33	Atyc	Atyc	Teñidora de hilo	150	28	410
						3335
					Factor de simultaneidad:	0.9
					Total	2981

Tabla 4.17 Nueva relación de máquinas conectadas a la troncal N°2

4.2.1.3 Revisión de la 3ra troncal de vapor

La 3ra. Troncal de vapor tiene un diámetro de tubería de 4", y alimenta con vapor a 10 máquinas teñidoras de tela e hilo, como se muestra en la tabla 3.18 siguiente.

De la tabla 4.18, el total de flujo másico del conjunto de 10 máquinas es de 6902 kg/h, muy superior al límite máximo definido de 3466 kg/h. Por lo tanto desconectaremos varias máquinas de la troncal para estar dentro del límite máximo. Consideraremos a las máquinas que estén más cerca al recorrido propuesto de la ruta de la troncal N°5.

Item	N° Teñidora Tela	Marca Máquina	Tipo Máquina	Capacidad Teñido kg	BHP Máquina	kg/h Vapor
1	1	Atyc	Teñidora de tela	180	34	492
10	17	Atyc	Teñidora de tela	360	68	984
13	33	Thies	Muestra de teñido	10	2	27
14	34	Thies	Muestra de teñido	10	2	27
15	35	Thies	Muestra de teñido	10	2	27
16	36	Brazzoli	Muestra de teñido	15	3	41
21	41	Brazzoli	Teñidora de tela	1000	188	2734
24	44	Brazzoli	Teñidora de tela	200	38	547
29	Gasten 2	Gasten	Teñidora de hilo	380	71	1039
34	Krantz	Krantz	Teñidora de hilo	360	68	984
						6902
					Factor de simultaneidad:	90%
					Total	**6171**

Tabla 4.18 Relación de máquinas conectadas a la troncal N°3

De la Tabla 4.19, visualizamos que las máquinas que han sido desconectados son las máquinas teñidoras Thies N°33, Thies N°34, Thies N°35, Brazzoli N°41 y Brazzoli N° 44. A continuación se muestra la Nueva relación de máquinas de la Troncal de vapor n° 3 con una sumatoria de capacidad de flujo másico de 3540 Kg/h, afectado por el factor de simultaneidad de la troncal, queda en 3165 Kg/h.

Item	N° Teñidora Tela	Marca Máquina	Tipo Máquina	Capacidad Teñido kg	BHP Máquina	kg/h Vapor
1	1	Atyc	Teñidora de tela	180	34	492
10	17	Atyc	Teñidora de tela	360	68	984
13	33	Thies	Muestra de teñido			
14	34	Thies	Muestra de teñido			
15	35	Thies	Muestra de teñido			
16	36	Brazzoli	Muestra de teñido	15	3	41
21	41	Brazzoli	Teñidora de tela			
24	44	Brazzoli	Teñidora de tela			
29	Gasten 2	Gasten	Teñidora de hilo	380	71	1039
34	Krantz	Krantz	Teñidora de hilo	360	68	984
						3540
					Factor de simultaneidad:	90%
					Total	**3165**

Tabla 4.19 Nueva relación de máquinas conectadas a la troncal N°3

4.2.1.4 Revisión de la 4ta troncal de vapor

La 4ta. Troncal de vapor tiene un diámetro de tubería de 4'', y alimenta con vapor a 2 máquinas teñidoras de tela, como se muestra en la tabla 4.20.

De la tabla, el total de flujo másico del conjunto de 2 máquinas es de 7107 kg/h, muy superior al límite máximo definido de 3280 kg/h. Por lo tanto desconectaremos una máquina de la troncal para estar dentro del límite máximo. Consideraremos a la máquina que esté más cerca al recorrido propuesto de la ruta de la troncal N°5.

Item	N° Teñidora Tela	Marca Máquina	Tipo Máquina	Capacidad Teñido kg	BHP Máquina	kg/h Vapor
11	31	Sclavos	Teñidora de tela	1300	244	3554
12	32	Sclavos	Teñidora de tela	1300	244	3554
						7107
					Factor de simultaneidad:	100%
					Total	**7107**

Tabla 4.20 Relación de máquinas conectadas a la troncal N°4

De la Tabla 4.21, visualizamos que una máquina ha sido desconectada, es la máquina teñidora Esclavo N°32. A continuación se muestra la nueva relación de máquinas de la troncal de vapor n° 4, que sería conformada por una sola máquina, con un flujo másico de 3554 kg/h.

Item	N° Teñidora Tela	Marca Máquina	Tipo Máquina	Capacidad Teñido kg	BHP Máquina	kg/h Vapor
11	31	Sclavos	Teñidora de tela	1300	244	3554
12	32	Sclavos	Teñidora de tela			
						3554
					Factor:	1
					Total	**3554**

Tabla 4.21 Nueva relación de máquinas conectadas a la Troncal N°4

4.2.1.5 Nueva troncal de vapor

La nueva troncal de distribución de vapor, es denominada como la 5ta. Troncal de vapor, la cual se diseñará y se dimensionará. Su longitud y su

recorrido será en función de la ubicación de las 11 máquinas teñidoras que fueron retiradas de las 04 troncales de vapor por estar sub dimensionadas.

A continuación mostramos la forma de la nueva troncal N°5 de Vapor y están los ramales para cada máquina teñidora de tela. Así mismo consideraremos una carga a futuro de una máquina teñidora de 600 kg de capacidad de teñido.

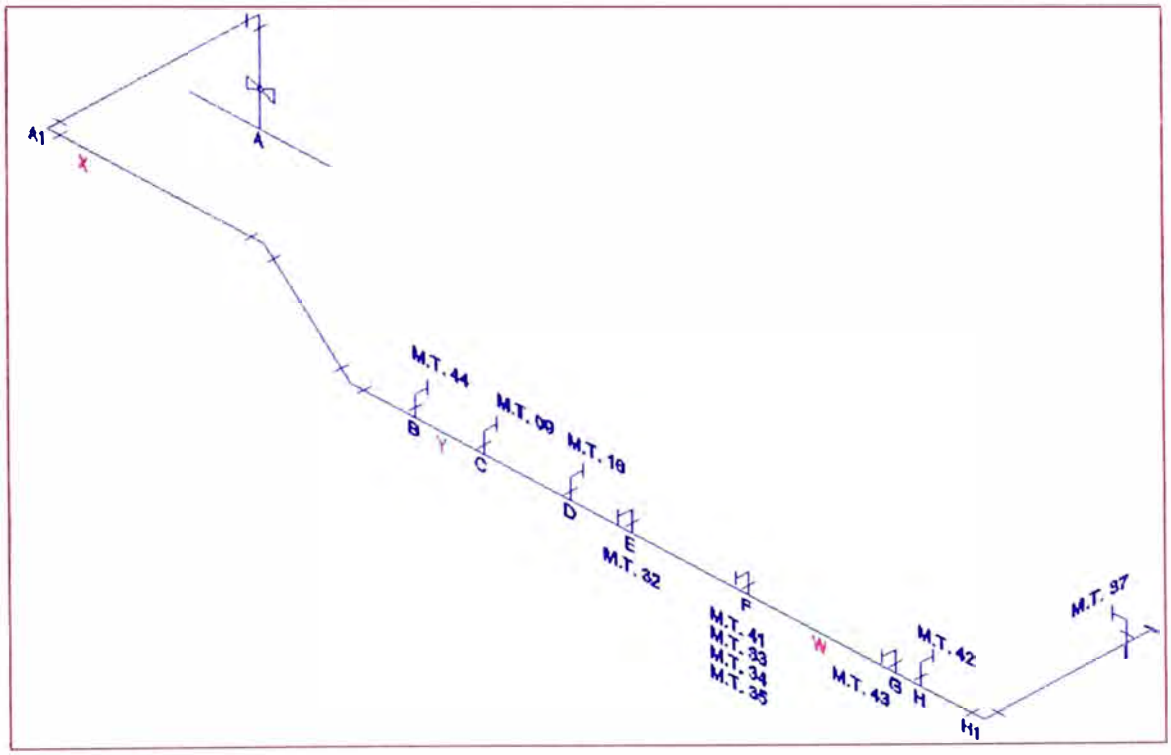


Figura 4.8 Recorrido de la troncal de vapor N° 5

En la figura 4.8 mostramos la forma del recorrido de la 5ta troncal de vapor y también las máquinas teñidoras de tela que están en ella. Mostramos la relación de máquinas en la tabla siguiente 4.21, en la relación está

considerada una carga a futuro de una máquina teñidora, su única ubicación seria en el espacio libre de la tintorería como se muestra en la Figura 4.1.

Relación de Máquinas en la 5ta. Troncal

Item	N° Teñidora Tela	Marca Máquina	Tipo Máquina	Capacidad Teñido kg	BHP Máquina	kg/h Vapor
9	16	Brazzoli	Teñidora de tela	1150	216.2	3144
6	9	Brazzoli	Teñidora de tela	600	112.8	1640
1	37	Brazzoli	Teñidora de tela	400	75.2	1093
11	42	Brazzoli	Teñidora de tela	500	94.0	1367
12	43	Brazzoli	Teñidora de tela	500	94.0	1367
13	33	Thies	Muestra de teñido	10	2	27
14	34	Thies	Muestra de teñido	10	2	27
15	35	Thies	Muestra de teñido	10	2	27
21	41	Brazzoli	Teñidora de tela	1000	188	2734
24	44	Brazzoli	Teñidora de tela	200	38	547
12	32	Sclavos	Teñidora de tela	1300	244	3554
35	**45**		**Teñidora Futura**	**600**	**112**	**1631**
						17158

Tabla 4.21 Relación de máquinas conectadas a la troncal N°5

4.2.1.6 Troncal de condensado N° 5

A la nueva troncal de vapor le corresponde diseñar su troncal de retorno de condensado, su recorrido y forma dependerá de las ubicaciones de las maquinas teñidoras que recibirán vapor de la nueva troncal de vapor.

En su diseño consideramos la pendiente de la troncal de condensado, que tendrá una inclinación en la vertical de 150mm por cada 10 m de longitud horizontal, el nivel de velocidad del vapor flases será de 15 a 20 m/s.

A continuación mostramos la forma de la nueva troncal de retorno de condensado y están los ramales de retorno de condensado de cada máquina teñidora de tela.

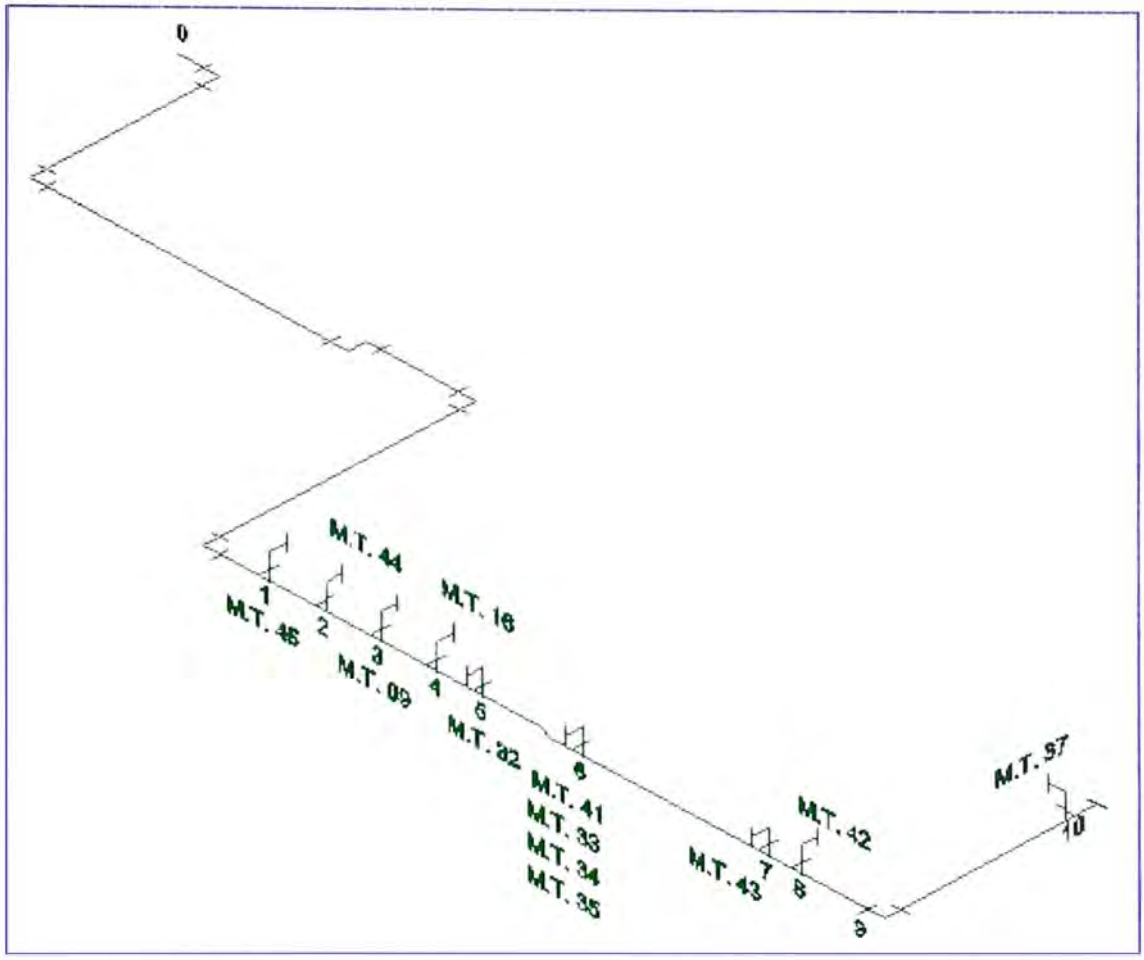


Figura 4.9 Recorrido de la Nueva Troncal de Condensado N° 5

4.2.2 Cálculo del diámetro de la troncal de vapor N°5

La forma geométrica de la troncal de vapor se muestra en la figura 4.8, su recorrido total es de 88.2 m, cada salida de vapor para cada ramal de vapor que alimentará a cada una de las 12 máquinas. Cada salida de vapor para

cada ramal esta designada en tramos como se muestra en la figura 4.8. A continuación listaremos cada tramo con su respectiva longitud.

Tramo	A - B	35.8 m
Tramo	B – C	14.8 m
Tramo	C – D	11.4 m
Tramo	D – E	1.1 m
Tramo	E – F	5.0 m
Tramo	F – G	9.8 m
Tramo	G – H	0.3 m
Tramo	H – I	10.0 m

En las tablas siguientes se realizará el cálculo del dimensionamiento del diámetro de tubería y la caída de presión del tramo de la tubería por perdidas primarias y secundarías. La sumatoria del flujo de masa de las máquinas que son alimentadas por el tramo de la troncal aguas arriba serán afectadas por el factor de simultaneidad de operación de las maquinas aguas arriba del tramo; dando como resultado el flujo de masa proyectado en la tubería. Este flujo de masa divido por la densidad de vapor de acuerdo a las condiciones de operación nos dará el caudal de vapor que pasará por la tubería.

Los diámetros de tuberías comerciales en nuestro medio están expresadas en pulgadas, los distribuidores de tuberías disponen solo medidas que son comerciales que van desde la medida de 1", 1 ½", 2", 2 ½", 3", 4", 5", 6", 8", 10", 12". El área de la sección transversal que representa cada diámetro en la tubería tendría diferentes velocidades promedio para un solo caudal, es decir el caudal de vapor será dividido por diferentes áreas de tuberías y el resultado

será la velocidad promedio, el diámetros seleccionado será aquel área que como resultado sea igual o próxima a la velocidad de vapor definida como diseño cuyo valor es de 27 m/s.

Ahora describiremos el cálculo de las perdidas primarias que generan el caudal de vapor en el tramo de tuberías. Dimensionado el diámetro, definido la velocidad promedio, conocida la densidad, y como dato la viscosidad dinámica del vapor procedemos a calcular el Número de Reynolds de acuerdo con la ecuación 2.09; conocido el tipo de tubería de acero al carbono definimos la rugosidad absoluta y de acuerdo a la ecuación 2.10 calculamos la rugosidad relativa. Con los parámetros conocidos como el Número de Reynolds y la rugosidad relativa, nos referimos al diagrama Modo y con estos dos parámetros de entrada seleccionamos el factor de fricción de tuberías.

Aplicaremos la ecuación 2.12 para calcular las perdidas primerias en el tramo de la tubería, dado que se conoce los datos que involucra la ecuación 2.12.

Describiremos el proceso de cálculo para determinar las pérdidas secundarias debido a los accesorios del tramo de las tuberías, cada accesorio tiene un valor adimensional llamado longitud equivalente definido en el punto 2.3.2.4. La sumatoria de los valores de longitud equivalente afectado por el factor de fricción y la velocidad promedio al cuadrado e inversamente al doble de la gravedad específica, dará como las perdidas secundarias expresadas en metros.

La perdidas total por fricción del fluido será la sumatoria de las perdidas primarias y secundarias expresadas en metros.

A continuación mostraremos el diagrama de modo, en el eje de las accisas corresponde a los valores del Número de Reynolds y en el eje vertical derecho

le corresponde las curvas del parámetro adimensional llamado rugosidad relativa. La intersección de las líneas verticales del Número de Reynolds esta representado con las curvas de la rugosidad relativa, será el punto de inicio de la línea recta horizontal hacia la derecha para interceptar a la escala vertical izquierda donde le corresponde el factor de fricción.

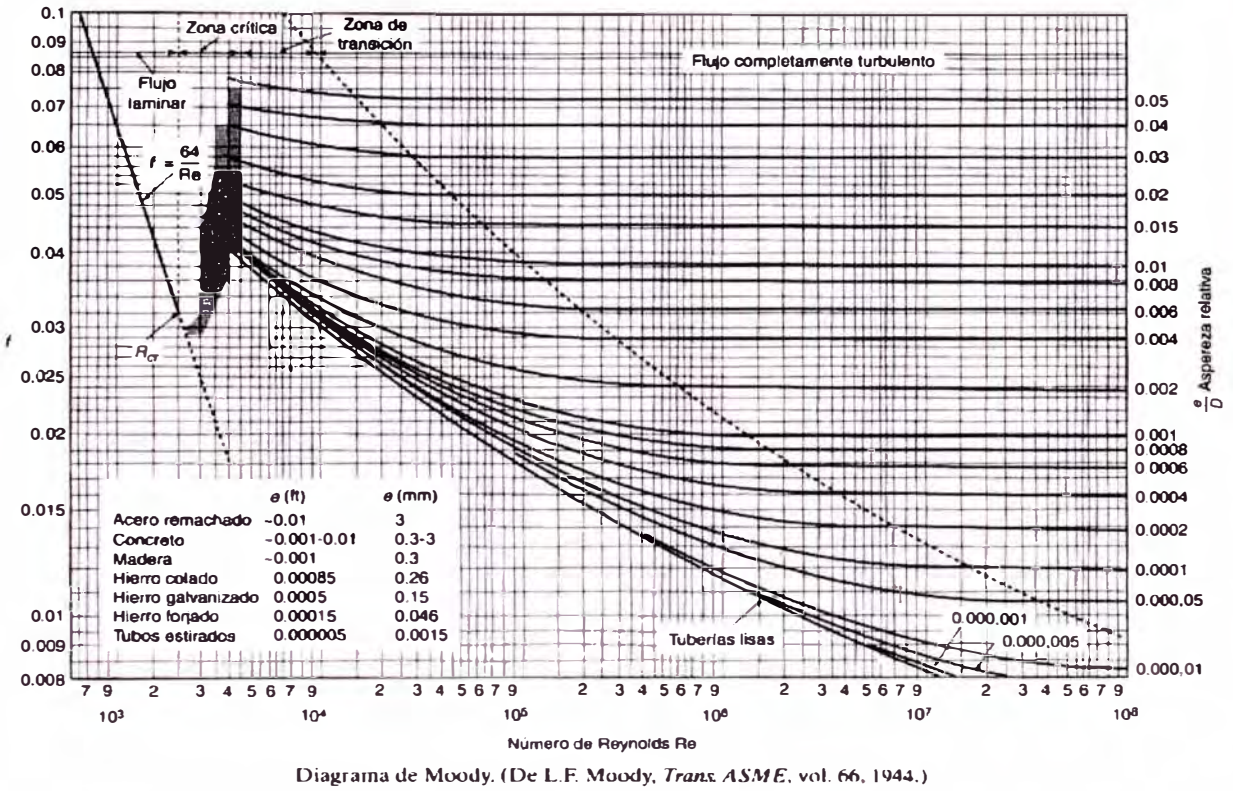


Diagrama de Moody. (De L.F. Moody, *Trans. ASME*, vol. 66, 1944.)

Figura 4.10 Diagrama de Moody

De acuerdo a lo manifestado procederemos a calcular los diámetros de los tramos de la troncal de vapor.

Tramo H-I

De la figura 4.8, vemos que el tramo H-I alimenta de vapor solo a la máquina Teñidora N°37 con un flujo de masa de vapor de 1093 kg/h. La relación de máquinas teñidoras que están conectadas en la troncal de vapor N°5, está listadas en la tabla 4.21.

Parámetros de cálculo del tramo H - I			Opc. 1	Opc. 2	Opc. 3	
Flujo de masa de máquinas			1,093	1,093	1,093	kg/hr
Factor simultaneidad			100%	100%	100%	%
Flujo de masa proyectado tuberías			1093	1093	1093	kg/hr
Vol. Esp. (105 psig)			0.240	0.240	0.240	m^3/kg
Caudal de vapor = Flujo masa/ Vol. Esp			262	262	262	m^3/hr
Diámetro			**2**	**2 1/2**	**3**	**pulgada**
Velocidad (ecuación 2.14)			35.9	23.0	16.0	m/s
Cálculo pérdida primaria						
Longuitud de tubería			10.0	10.0	10.0	m
Rugosidad material (ε)			0.1	0.1	0.1	mm
Viscosidad dinámica (μ)			1.5E-05	1.5E-05	1.5E-05	N.s / m2
N° Reynoll (Re)			5.1E+05	4.1E+05	3.4E+05	
E/D			0.0020	0.0016	0.0013	
f (factor de pérdidas)			0.024	0.023	0.022	
Pérdida primaria **(ecuación 2.12)**			311.2	97.7	37.6	m
Cálculo pérdida secundaria						
Accesorio	**Cant.**	**Le/d**	**f (Le/d)**			
Unidades bridadas	1	8	0.2	0.2	0.0	
Codos x 90°	1	30	0.7	0.7	0.5	
∑ f (Le / d)			0.9	0.9	0.5	
Pérdida secundaria **(ecuación 2.13)**			60.1	23.6	6.6	m
Total pérdida primaria + secundaria			371	**121**	44	m
Total pérdida primaria + secundaria			2.2		0.3	psig

Tabla 4.22 Tabla de cálculo del diámetro, caida de presión del tramo H-I

La tabla muestra tres opciones de diámetros para el flujo de masa del tramo H-I de 10 m de longitud, la opción 2 es la elegida, dado que para Ø 2 ½'' le corresponde una velocidad de 23 m/s, cercano a la velocidad de diseño. Con el N° Reynolds y la rugosidad relativa E/D en el diagrama de Moody le corresponde un factor de fricción de 0.023, generando una caída de presión de 0.7 psig como pérdida total por fricción.

Tramo G– H

De la figura 4.8, vemos que el tramo G-H alimenta de vapor solo a dos máquinas teñidoras N°37 y N°42, con un flujo de masa de vapor de 2460 Kg/h.

Parámetros de cálculo del tramo G- H			Opc. 1	Opc. 2	Opc. 3	
Flujo de masa de máquinas			2,460	2,460	2,460	kg/hr
Factor simultaneidad			100%	100%	100%	%
Flujo de masa proyectado tuberías			2460	2460	2460	kg/hr
Vol. Esp. (105 psig)			0.240	0.240	0.240	m3/kg
Caudal de vapor = Flujo masa/ Vol. Esp			590	590	590	m3/hr
Diámetro			**3**	**4**	**5**	**pulgada**
Velocidad (ecuación 2.14)			36	20	13	m/s
Cálculo pérdida primaria						
Longuitud de tubería			0.3	0.3	0.3	m
Rugosidad material (ε)			0.1	0.1	0.1	mm
Viscosidad dinámica (μ)			1.5E-05	1.5E-05	1.5E-05	N.s / m2
N° Reynoll (Re)			7.6E+05	5.7E+05	4.6E+05	
E/D			0.0013	0.0010	0.0008	
f (factor de pérdidas)			0.021	0.020	0.020	
Pérdida primaria **(ecuación 2.12)**			5.4	1.2	0.4	m
Cálculo pérdida secundaria						
Accesorio	**Cant.**	**Le/d**	**f (Le/d)**			
Unidades bridadas	1	8	0.2	0.2	0.2	
∑ f (Le / d)			0.2	0.2	0.2	
Pérdida secundaria **(ecuación 2.13)**			11.1	3.3	1.3	m
Total pérdida primaria + secundaria			17	**5**	2	m
Total pérdida primaria + secundaria			0.1	0.0	0.0	psig

Tabla 4.23 Tabla de cálculo del diámetro, caída de presión del tramo G-H

La tabla muestra tres opciones de diámetros para el flujo de masa del tramo G-H de 0.3 m de longitud, la opción 2 es la elegida, dado que para Ø 4'' le corresponde una velocidad de 20 m/s, cercano a la velocidad de diseño.

Con el N° Reynolds y la rugosidad relativa E/D en el diagrama de Moody le corresponde un factor de fricción de 0.020, generando una caida de presión de 0.04 psig como pérdida total por fricción. Para ser más prácticos, el diámetro de la longitud G-H de 0.3 m por ser pequeño sería el diámetro de la longitud F-G.

Tramo F-G

De la figura 4.8, vemos que el tramo F-G alimenta de vapor a tres máquinas Teñidoras N°37, N°42y N°43, con un flujo de masa de vapor de 3827 Kg/h, con un factor de simultaneidad de 100%.

Parámetros de célculo del Tramo F -G			Opc. 1	Opc. 2	Opc. 3	
Flujo de masa de máquinas			3,827	3,827	3,827	kg/hr
Factor simultaneidad			100%	100%	100%	%
Flujo de masa proyectado tuberías			3827	3827	3827	kg/hr
Vol. Esp. (105 psig)			0.240	0.240	0.240	m3/kg
Caudal de vapor = Flujo masa/ Vol. Esp			918	918	918	m3/hr
Diámetro			**4**	**5**	**6**	**pulgada**
Velocidad (ecuación 2.14)			31	**20**	14	m/s
Cálculo Perdida Primaria						
Longuitud de tubería			9.8	9.8	9.8	m
Rugosidad material (ε)			0.1	0.1	0.1	mm
Viscosidad dinámica (μ)			1.5E-05	1.5E-05	1.5E-05	N.s / m2
N° Reynoll (Re)			8.9E+05	7.1E+05	5.9E+05	
E/D			0.0010	0.0008	0.0007	
f (factor de pérdidas)			0.020	0.019	0.019	
Pérdida primaria **(ecuación 2.12)**			97.4	30.3	12.2	m
Cálculo perdida secundaria						
Accesorio	**Cant.**	**Le/d**	**f (Le/d)**			
Unión Bridad	1	8	0.2	0.2	0.2	
Reduccion	1	30	0.6	0.6	0.6	
∑ f (Le / d)			0.8	0.7	0.7	
Pérdida secundaria **(ecuación 2.13)**			38.4	14.9	7.2	m
Total pérdida primaria + secundaria			136	**45**	19	m
Total pérdida primaria + secundaria			0.8	**0.3**	0.1	psig

Tabla 4.24 Tabla de Cálculo del diámetro, caída de presión del tramo F-G

La tabla muestra tres opciones de diámetros para el flujo de masa del tramo F-G de 9.8 m de longitud, la opción 2 es la elegida, dado que para Ø 5" le corresponde una velocidad de 20 m/s, cercano a la velocidad de diseño.

Con el N° Reynolds y la rugosidad relativa E/D en el diagrama de Moody le corresponde un factor de fricción de 0.019, generando una caída de presión de 0.3 psig como pérdida total por fricción.

Tramo E-F

De la figura 4.8, vemos que el tramo E-F alimenta de vapor a cuatro máquinas Teñidoras N°37, N°42, N°43, N°41 y tres máquinas de teñido de muestra, con un flujo de masa de vapor de 6642 kg/h, con un factor de simultaneidad de 100%.

La tabla 4.25 muestra tres opciones de diámetros para el flujo de masa del tramo G-H de 5 m de longitud, la opción 2 es la elegida, dado que para Ø 6" le corresponde una velocidad de 24 m/s, cercano a la velocidad de diseño.

Parámetros de calculo del Tramo E F			Opc. 1	Opc. 2	Opc. 3	
Flujo de masa de máquinas			6,642	6,642	6,642	kg/hr
Factor simultaneidad			100%	100%	100%	%
Flujo de masa proyectado tuberías			6642	6642	6642	kg/hr
Vol. Esp. (105 psig)			0.240	0.240	0.240	m3/kg
Caudal de vapor = Flujo masa/ Vol. Esp			1594	1594	1594	m3/hr
Diámetro			**5**	**6**	**7**	**pulgada**
Velocidad (ecuación 2.14)			35	24	18	m/s
Cálculo Perdida Primaria						
Longitud de tubería			5.0	5.0	5.0	m
Rugosidad material (ε)			0.1	0.1	0.1	mm
Viscosidad dinámica (μ)			1.5E-05	1.5E-05	1.5E-05	N.s / m2
N° Reynoll (Re)			1.2E+06	1.0E+06	8.8E+05	
E/D			0.0008	0.0007	0.0006	
f (factor de pérdidas)			0.019	0.019	0.018	
Pérdida primaria **(ecuación 2.12)**			46.6	18.2	8.2	m
Cálculo perdida secundaria						
Accesorio	**Cant.**	**Le/d**	**f (Le/d)**			
Unidades bridadas	1	8	0.2	0.1	0.1	
∑ f (Le / d)			0.2	0.1	0.1	
Pérdida secundaria **(ecuación 2.13)**			9.5	4.4	2.3	m
Total pérdida primaria + secundaria			56	**23**	11	m
Total pérdida primaria + secundaria			0.3	**0.1**	0.1	psig

Tabla 4.25 Tabla de Cálculo del diámetro, caída de presión del tramo E-F

Tramo D-E

De la figura 4.8, vemos que el tramo D-E alimenta de vapor a cinco máquinas Teñidoras N°37, N°42, N°43 y N°41, tres teñidoras de muestras y N°32, con un flujo de masa de vapor de 10196 Kg/h, con un factor de simultaneidad de 90%.

Parámetros del cálculo del tramo D-E			Opc. 1	Opc. 2	Opc. 3	
Flujo de masa de máquinas			10,196	10,196	10,196	kg/hr
Factor simultaneidad			90%	90%	90%	%
Flujo de masa proyectado tuberías			9176	9176	9176	kg/hr
Vol. Esp. (105 psig)			0.240	0.240	0.240	m3/kg
Caudal de vapor = Flujo masa/ Vol. Esp			2202	2202	2202	m3/hr
Diámetro			**6**	**7**	**8**	**pulgada**
Velocidad (ecuación 2.14)			34	25	19	m/s
Cálculo Perdida Primaria						
Longuitud de tubería			1.1	1.1	1.1	m
Rugosidad material (ε)			0.1	0.1	0.1	mm
Viscosidad dinámica (μ)			1.5E-05	1.5E-05	1.5E-05	N.s / m2
N° Reynoll (Re)			1.4E+06	1.2E+06	1.1E+06	
E/D			0.0007	0.0006	0.0005	
f (factor de pérdidas)			0.019	0.018	0.017	
Pérdida primaria **(ecuación 2.12)**			7.7	3.4	1.7	m
Cálculo perdida secundaria						
Accesorio	**Cant.**	**Le/d**	**f (Le/d)**			
Unión Bridada	1	8	0.1	0.1	0.1	
Reduccion	1	30	0.6	0.5	0.5	
∑ f (Le / d)			0.7	0.7	0.6	
Pérdida secundaria **(Ecuación 2.13)**			40.3	21.2	11.7	m
Total pérdida primaria + secundaria			48	**25**	13	m
Total pérdida primaria + secundaria			0.3	0.1	**0.1**	psig

Tabla 4.26 Tabla de cálculo del diámetro, caída de presión del tramo D-E

La tabla 4.26 muestra tres opciones de diámetros para el flujo de masa del tramo D-E de 1.1 m de longitud, la opción 2 es la elegida, dado que para Ø 7"

le corresponde una velocidad de 25 m/s, cercano a la velocidad de diseño, pero no es comercial y se elige el Ø8''.

Con el N° Reynolds y la rugosidad relativa E/D en el diagrama de Moody le corresponde un factor de fricción de 0.018, generando una caída de presión de 0.1 psig como pérdida total por fricción. Para ser más prácticos, el diámetro de la longitud D-E de 1.1 m por ser pequeño sería el diámetro de la longitud C-D.

Tramo C-D

De la figura 4.8, vemos que el tramo C-D alimenta de vapor a seis máquinas Teñidoras N°37, N°42, N°43 y N°41,N°32, N°16 y tres teñidoras de muestras, con un flujo de masa de vapor de 13340 Kg/h, con un factor de simultaneidad de 81%.

Parámetros de calculo del Tramo C-D			Opc. 1	Opc. 2	Opc. 3	
Flujo de masa de máquinas			13,340	13,340	13,340	kg/hr
Factor simultaneidad			81%	81%	81%	%
Flujo de masa proyectado tuberías			10805	10805	10805	kg/hr
Vol. Esp. (105 psig)			0.240	0.240	0.240	m3/kg
Caudal de vapor = Flujo masa/ Vol. Esp			2593	2593	2593	m3/hr
Diámetro			**7**	**8**	**10**	**pulgada**
Velocidad (ecuación 2.14)			29	**22**	14	m/s
Cálculo Perdida Primaria						
Longitud de tubería			11.4	11.4	11.4	m
Rugosidad material (ε)			0.1	0.1	0.1	mm
Viscosidad dinámica (μ)			1.5E-05	1.5E-05	1.5E-05	N.s / m2
N° Reynoll (Re)			1.4E+06	1.3E+06	1.0E+06	
E/D			0.0006	0.0005	0.0004	
f (factor de pérdidas)			0.018	0.017	0.016	
Pérdida primaria **(ecuación 2.12)**			49.5	24.0	7.4	m
Cálculo perdida secundaria						
Accesorio	**Cant.**	**Le/d**	**f (Le/d)**			
Unión Bridada	3	8	0.4	0.4	0.4	
∑ f (Le / d)			0.4	0.4	0.4	
Pérdida secundaria **(Ecuación 2.13)**			18.5	10.3	4.0	m
Total pérdida primaria + secundaria			68	**34**	11	m
Total pérdida primaria + secundaria			0.4	**0.2**	0.1	psig

Tabla 4.27 Tabla de Cálculo del diámetro, caída de presión del tramo C-D

La tabla 4.27 muestra tres opciones de diámetros para el flujo de masa del tramo C-D de 11.4 m de longitud, la opción 2 es la elegida, dado que para Ø 8" le corresponde una velocidad de 22 m/s, cercano a la velocidad de diseño.

Con el N° Reynolds y la rugosidad relativa E/D en el diagrama de Moody le corresponde un factor de fricción de 0.017, generando una caida de presión de 0.2 psig como pérdida total por fricción.

Tramo B-C

De la figura 4.8, vemos que el tramo B-C alimenta de vapor a siete máquinas Teñidoras N°37, N°42, N°43 y N°4,N°32, N°16, N°9 y tres teñidos, con un flujo de masa de vapor de 14980 Kg/h, y con factor de simultaneidad de 80%.

Parámetros de calculo del Tramo B-C			Opc. 1	Opc. 2	Opc. 3	
Flujo de masa de máquinas			14,980	14,980	14,980	kg/hr
Factor simultaneidad			80%	80%	80%	%
Flujo de masa proyectado tuberías			11984	11984	11984	kg/hr
Vol. Esp. (105 psig)			0.240	0.240	0.240	m3/kg
Caudal de vapor = Flujo masa/ Vol. Esp			2876	2876	2876	m3/hr
Diámetro			**7**	**8**	**10**	**pulgada**
Velocidad (ecuación 2.14)			32	**25**	16	m/s
Cálculo Perdida Primaria						
Longitud de tubería			14.8	14.8	14.8	m
Rugosidad material (ε)			0.1	0.1	0.1	mm
Viscosidad dinámica (μ)			1.5E-05	1.5E-05	1.5E-05	N.s / m2
N° Reynoll (Re)			1.6E+06	1.4E+06	1.1E+06	
E/D			0.0006	0.0005	0.0004	
f (factor de pérdidas)			0.018	0.017	0.017	
Pérdida primaria **(ecuación 2.12)**			79.1	38.3	12.2	m
Cálculo perdida secundaria						
Accesorio	**Cant.**	**Le/d**	**f (Le/d)**			
Unión Bridada	3	8	0.4	0.4	0.4	
Junta Dilatacion	2	40	1.4	1.4	1.3	
∑ f (Le / d)			1.9	1.8	1.7	
Pérdida secundaria **(Ecuación 2.13)**			98.8	54.7	21.7	m
Total pérdida primaria + secundaria			178	**93**	34	m
Total pérdida primaria + secundaria			1.1	**0.6**	0.2	psig

Tabla 4.28 Tabla de Cálculo del diámetro, caida de presión del tramo B-C

La tabla 4.28 muestra tres opciones de diámetros para el flujo de masa del tramo B-C de 14.8 m de longitud, la opción 2 es la elegida, dado que para Ø 8" le corresponde una velocidad de 25 m/s, cercano a la velocidad de diseño.

Con el N° Reynolds y la rugosidad relativa E/D en el diagrama de Moody le corresponde un factor de fricción de 0.017, generando una caída de presión de 0.6 psig como pérdida total por fricción.

Tramo A-B

De la figura 4.8, vemos que el tramo A-B alimenta de vapor a todas las máquinas de la Tabla 4.21, con un flujo de masa de vapor de 17167 Kg/h, y con factor de simultaneidad de 78%.

Parámetros de calculo del Tramo A-B			Opc. 1	Opc. 2	Opc. 3	
Flujo de masa de máquinas			17,167	17,167	17,167	kg/hr
Factor simultaneidad			78%	78%	78%	%
Flujo de masa proyectado tuberías			13390	13390	13390	kg/hr
Vol. Esp. (105 psig)			0.240	0.240	0.240	m3/kg
Caudal de vapor = Flujo masa/ Vol. Esp			3214	3214	3214	m3/hr
Diámetro			**7**	**8**	**10**	**pulgada**
Velocidad (ecuación 2.14)			36	**28**	18	m/s
Cálculo Perdida Primaria						
Longuitud de tubería			35.8	35.8	35.8	m
Rugosidad material (ε)			0.1	0.1	0.1	mm
Viscosidad dinámica (μ)			1.5E-05	1.5E-05	1.5E-05	N.s / m2
N° Reynoll (Re)			1.8E+06	1.6E+06	1.2E+06	
E/D			0.0006	0.0005	0.0004	
f (factor de pérdidas)			0.018	0.017	0.017	
Pérdida primaria **(ecuación 2.12)**			238.8	115.7	36.8	m
Cálculo perdida secundaria						
Accesorio	**Cant.**	**Le/d**	**f (Le/d)**			
Valvula de Angulo	1	150	2.7	2.6	2.5	
Unidades bridadas	6	8	0.9	0.8	0.8	
Codos x 90°	4	30	2.2	2.0	2.0	
∑ f (Le / d)			5.7	5.4	5.2	
Pérdida secundaria **(Ecuación 2.13)**			377.1	208.8	83.0	m
Total pérdida primaria + secundaria			616	**324**	120	m
Total pérdida primaria + secundaria			3.7	**1.9**	0.7	psig

Tabla 4.29 Tabla de Cálculo del diámetro, caida de presión del tramo A-B

La tabla 4.29 muestra tres opciones de diámetros para el flujo de masa del tramo A-B de 35.8 m de longitud, la opción 2 es la elegida, dado que para Ø 8" le corresponde una velocidad de 28 m/s, cercano a la velocidad de diseño.

Con el N° Reynolds y la rugosidad relativa E/D en el diagrama de Moody le corresponde un factor de fricción de 0.017, generando una caída de presión de 1.9 psig como pérdida total por fricción.

Resumiendo los diámetros calculados de los tramos que conforman la troncal tenemos lo siguiente:

Tramo	A - B	Ø8" de 35.8 m de longitud
Tramo	B – C	Ø8" de 14.8 m de longitud
Tramo	C – D	Ø8" de 11.4 m de longitud
Tramo	D – E	Ø8" de 1.1 m de longitud
Tramo	E – F	Ø6" de 5.0 m de longitud
Tramo	F – G	Ø5" de 9.8 m de longitud
Tramo	G – H	Ø5" de 0.3 m de longitud
Tramo	H – I	Ø2 ½" de 10 m de longitud

4.2.3 Dilatación Lineal

La troncal de vapor tiene una longitud de 88.2 m, el tramo X-W es parte de la troncal de vapor como muestra la figura 4.8, tiene una longitud de 53 m, se ha definido que no debe variar su longitud para no forzar los ramales de salida de vapor, dado que la mayoría de las máquinas están conectados cerca del punto W. Para compensar la dilatación térmica, se instalará juntas de dilatación térmica.

La presión de diseño de la troncal de vapor es de 105 psig y para esta presión le corresponde una temperatura de 172 °C. El acero al carbono de la troncal de vapor incrementara su temperatura desde 15 °C hasta la temperatura de 172 °C como máximo, que es la temperatura del vapor a 105 psig.

Calcularemos la variación de dilatación lineal aplicando la ecuación 2.15

$$\Delta L = L\ \Delta T\ \alpha$$

Datos:

Coeficiente de dilatación lineal del acero (α): 0.0000126 / °C

Longitud del acero (L): 56 m

Temperatura inicial: 15 °C

Temperatura final: 172 °C

$$\Delta L = (56\ m)\left(\frac{0.0000126}{°C}\right)(172°C - 17°C) = 0.110m$$

ΔL = 110 mm

Dado que la dilatación proyectada es de 110mm, no podemos instalar un compensador de dilatación térmica del tipo Omega, similar a la figura 2.17, por falta de espacio. Si determinamos el ancho de la Omega según la figura 2.18, los datos de entrada seria el diámetro de Ø8'' (203.2 mm) y la variación de longitud por dilatación de 110mm, con ello determinamos el ancho W de 2.7m y un alto de 4.9m del Omega, por lo tanto por falta de espacio no podemos instalar un Omega.

Para compensar la falta de espacio instalemos juntas de expansión térmica. La configuración para compensar la dilatación del tramo X-W será igual a la configuración planteada en la figura 2.19, se compensará con dos juntas de expansión térmica con dos puntos fijos en los extremos y un punto fijo en la mitad del tramo.

Dado que la variación lineal es de 110mm, y tendrá dos juntas de expansión térmica y cada junta debe compensar la mitad de la variación lineal, que es 55.0mm.

4.2.3.1 Sistema de compensación de la dilatación

Definimos que la capacidad de compensación de cada junta de expansión será el doble de la variación lineal proyectada para cada junta de expansión, es decir una capacidad de 110mm, pero las juntas tienen como capacidad nominal de 100mm. Por lo tanto se instalaran dos juntas de expansión térmica de diámetro de 8", la capacidad nominal de la junta de expansión será de 100 mm y de la marca Macoga del Tipo MWA. Se muestra la Figura 4.11 donde se lista los parámetros técnicos de la junta de expansión como diámetro nominal, expansión lineal térmica, relación Fuerza/longitud, área efectiva, longitud total y peso.

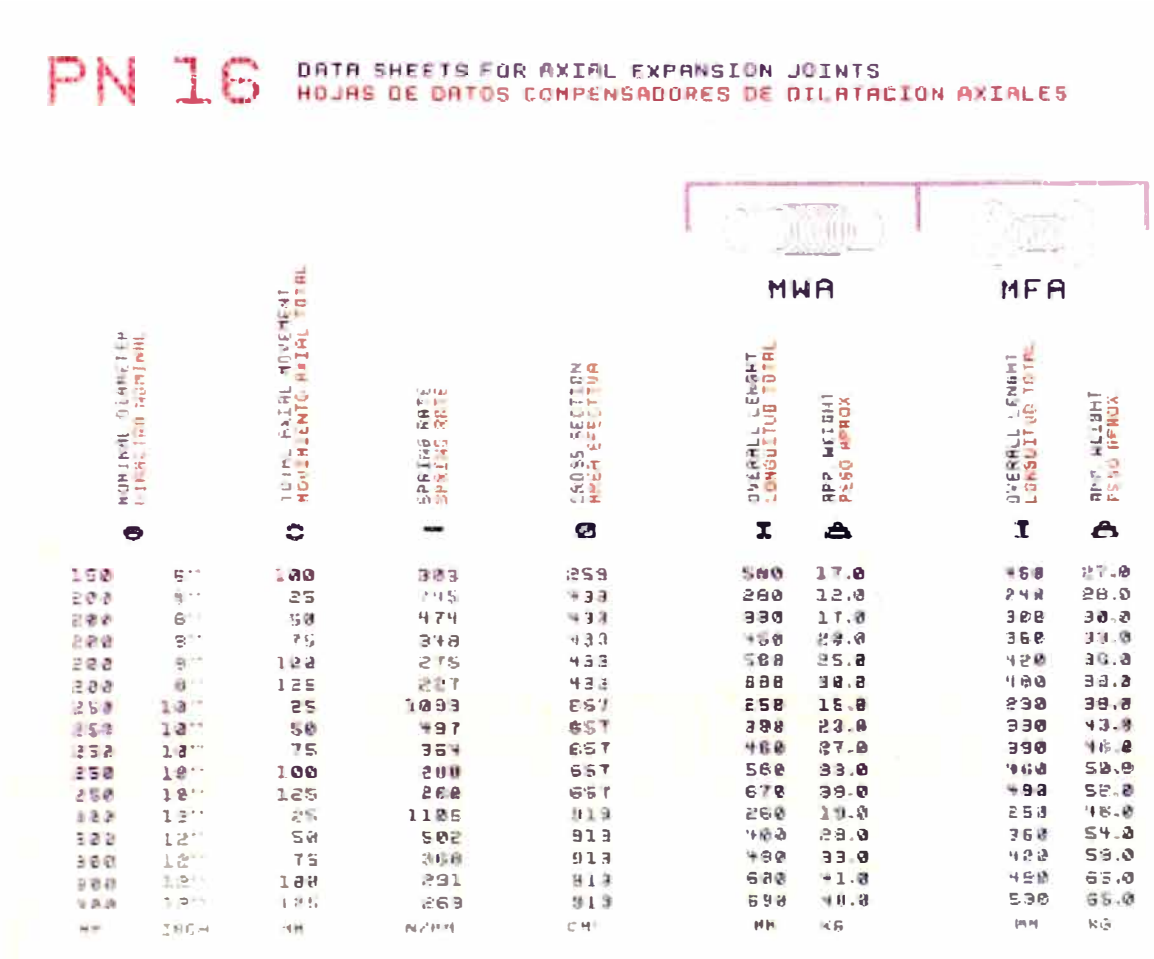


Figura 4.11 Datos técnicos de junta de expansión térmica Macoga

Ahora nos referiremos al capítulo 2.4.5.7 donde se muestra la configuración del sistema de compensación de dilatación térmica plasmada en la figura 2.19. En la figura está definida las fuerzas que interactúan en la línea de compensación de dilatación.

FTOT: Fuerza total trasmitida a los puntos fijos principales

FRP: Fuerza de reacción por la presión y el área efectiva

F: Fuerza Axial del resorte/Muelle

FG: Fuerza de fricción debida a todas las guías dirigida a punto fijo

Datos:

Presión de vapor: 7 Kg/cm2

Área efectiva: 433 cm2

Constante de proporcionalidad: 275 N/mm (280 Kg/cm)

Variación por dilatación: 55mm (5.5 cm)

FG: El peso de 28 m líneas de tubería de Ø'8'' con agua es de 1208 kg y el peso se equilibra con la normal que se dan en los apoyos de las guías, ello multiplicado por un coeficiente de rozamiento cinético de 0.35 nos dará como resultado la fuerza debido a las fricciones de las guías.

Cálculo de FRP

$$FRP = (7\ Kg/cm^2)\text{x}(433\ cm^2) = 3031\ Kg$$

Cálculo de F

$$F = (5.5\ cm)\text{x}(280\ Kg/\ cm) = 1540\ Kg$$

Cálculo de FG

$$FG = (0.38)\text{x}(1208)Kg = 459\ Kg$$

Cálculo de FTOT

$$FTOT = (3031 + 1540 + 459)Kg = 5030\ Kg$$

La fuerza FTOT total trasmitida a los puntos fijos como muestra la figura 4.12, que muestra la configuración de la instalación de las juntas de dilatación de la troncal de vapor, tiene un valor de 5030 Kg-f de fuerza.

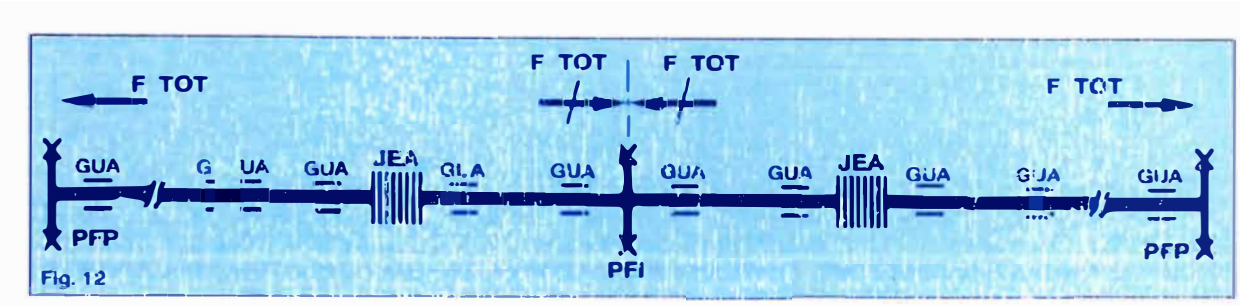


Figura 4.12 Configuración de juntas entre dos puntos fijos extremos.

El punto PFI es el punto fijo intermedio, los puntos PFP son puntos fijos extremos, y la JEA son las juntas de expansión por dilatación, las GUA son las guías de la troncal de vapor.

4.2.3.2 Diseño de soportes de los puntos fijos

Los puntos de fijación de la estructura de los Apoyos Fijos no se puede realizar sobre el nivel de las tuberías debido a la ausencia de estructuras rígidas; dado ello se fijará en zapatas de concreto en el piso.

Ahora diseñaremos las estructuras de los soportes fijos de los puntos X, Y, W.

Los soportes deben estar en reposo, aplicando la 3ra. Ley de Newton tenemos que F= FTOT= 5030 Kg-f, y aplicando la 1ra. Ley de Newton donde

la sumatoria de fuerzas resulta cero y la sumatoria de momentos en cualquier punto del cuerpo es cero.

Calcularemos las reacciones Verticales y Horizontales de los apoyos del piso, así como las reacciones internas de cada tramo de los soportes de los soportes X, Y, W.

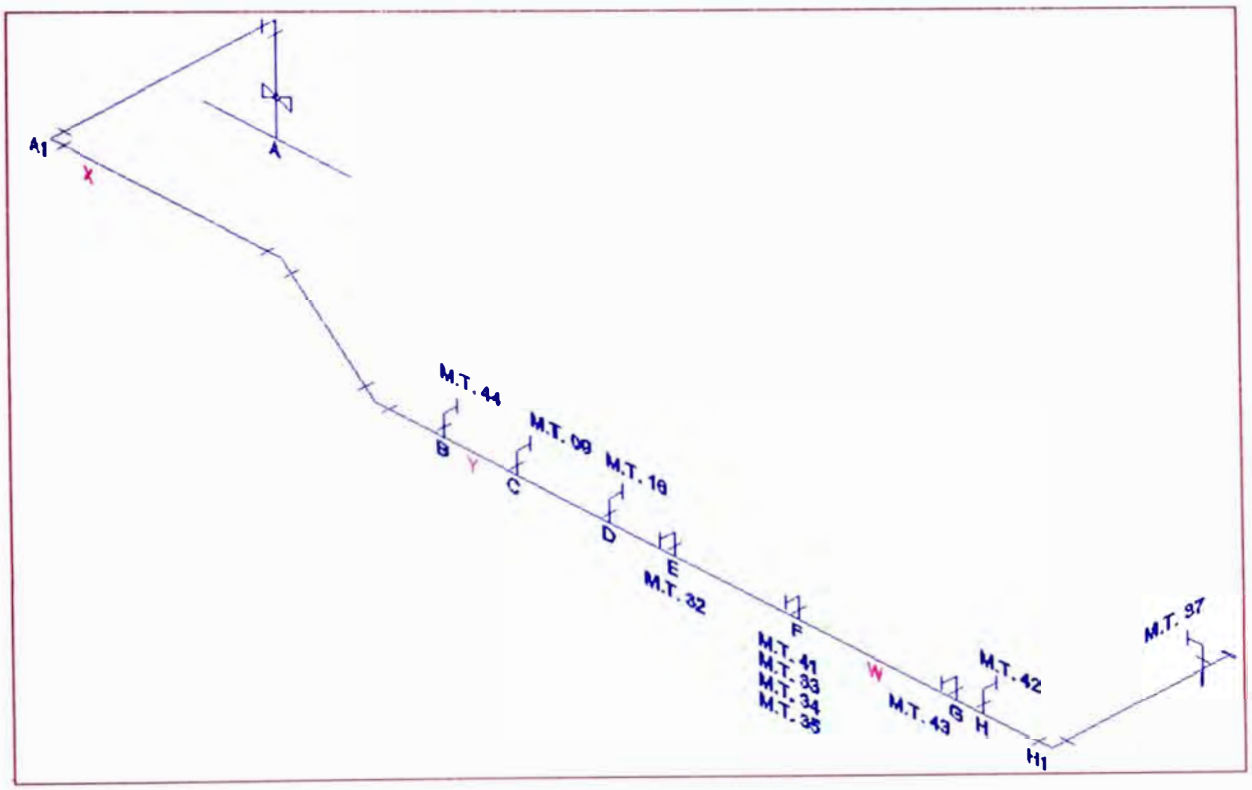


Figura 4.13 Troncal de Vapor N° 5 con tres puntos fijos X,Y,W.

Soporte X

Definido el punto fijo X en la troncal, y para equilibrar la fuerza axial FTOT en el punto mencionado aplicaremos el soporte mostrado en la figura siguiente, el punto X está a 7.3 m sobre el piso.

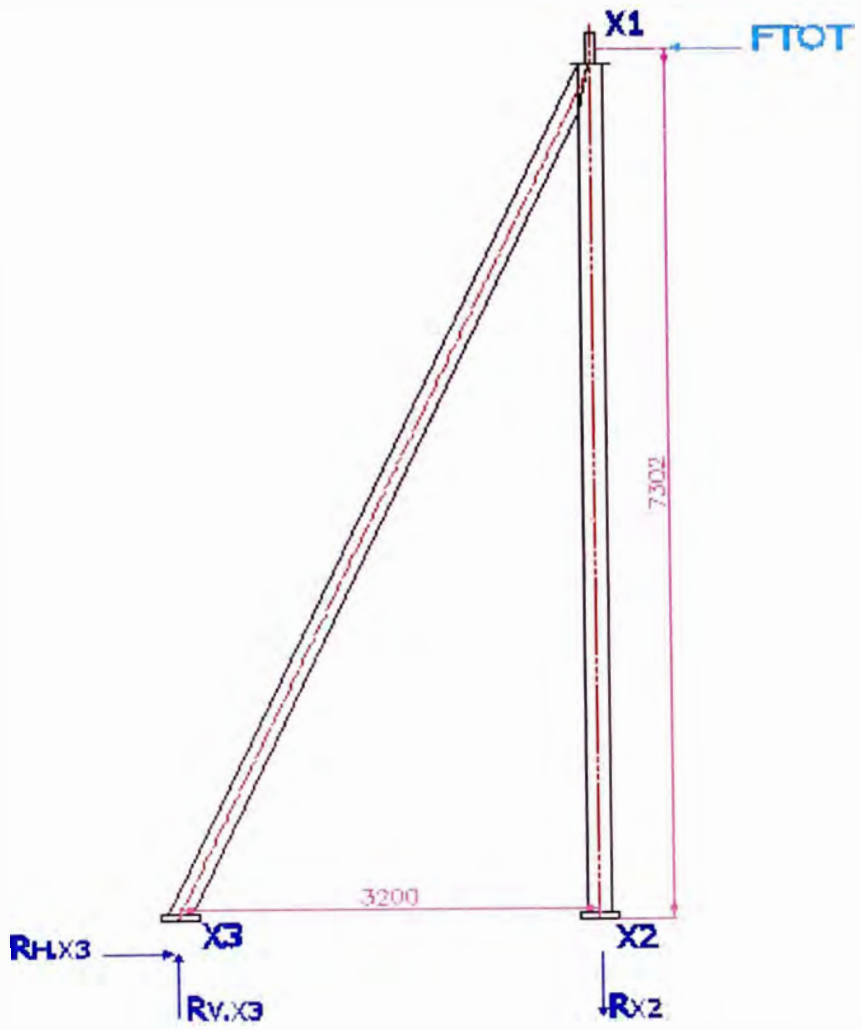


Figura 4.14 Figura del soporte Fijo del Punto X

El cuerpo del soporte está en reposo, F= FTOT= 5030 kg-f, y aplicando la 1ra. Ley de Newton, sumatoria de fuerzas resultará cero y la sumatoria de momentos en cualquier punto es cero. Resolviendo tenemos los siguientes resultados:

RX2 = 11 478 kg-f

RV.X3 = 11 478 kg-f

RH.X3 = 5 030 kg-f

RX3 = 12 532 kg-f

Reacción interna X1_X3 = 12 532 kg-f

Reacción interna X1 X2 = 11 478 kg-f

Soporte W

Definido el punto fijo X en la troncal, y para equilibrar la fuerza axial FTOT en el punto W aplicaremos el soporte mostrado en la figura siguiente, el punto W está a 5.4 m sobre el piso.

Las dimensiones del soporte son más angostas debido a la ausencia de espacio

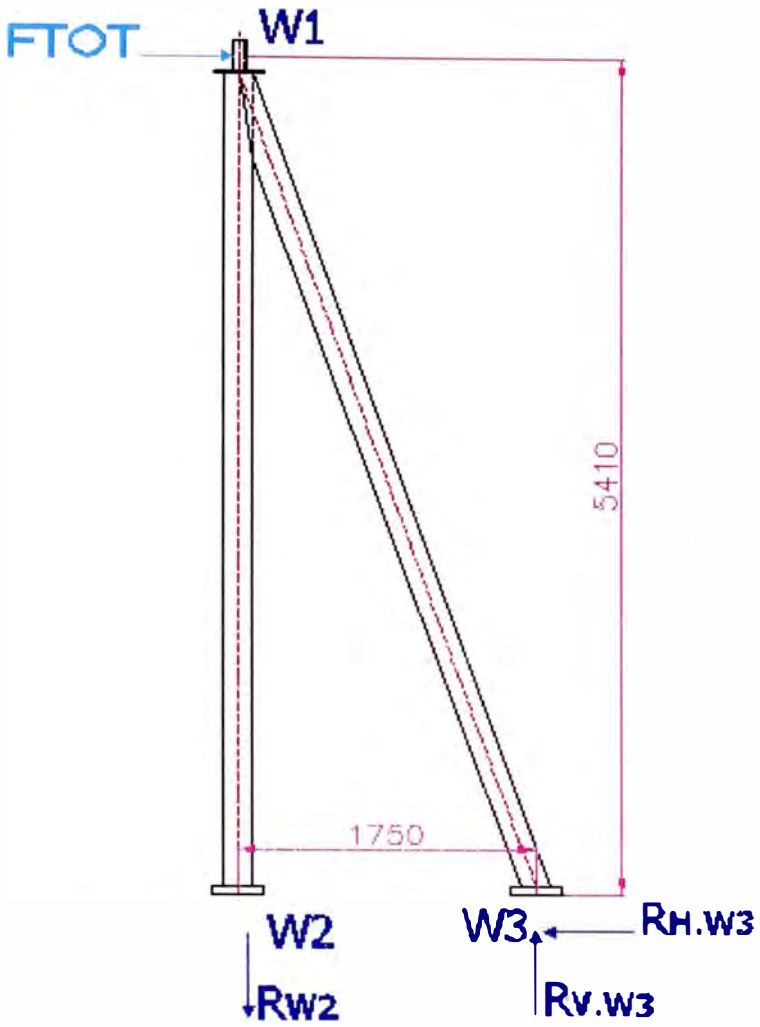


Figura 4.15 Figura del Soporte Fijo del Punto W

El cuerpo del soporte está en reposo, F= FTOT= 5030 kg-f, y aplicando la 1ra. Ley de Newton, sumatoria de fuerzas resultará cero y la sumatoria de momentos en cualquier punto es cero. Resolviendo tenemos los siguientes resultados:

RW2 = 15 550 kg-f

RV.W3 = 15 550 kg-f

RH.W3 = 5 030 kg-f

RW3 = 16 343 kg-f

Reacción interna W1_W3 = 16 343 kg-f

Reacción interna W1_W2 = 15 550 kg-f

Conocido ahora los valores de las reacciones internas de los apoyos de los soportes X y W, evaluaremos la dimensión que satisface los esfuerzos por tensión, compresión y pandeo.

Esfuerzo por tensión y comprensión

Recordemos la premisa definida en el punto 2.4.6.5, que el esfuerzo admisible debe ser mayor o igual al esfuerzo real aplicado.

Esfuerzo admisible ≥ fuerza / área

Si despejamos el área de la expresión anterior, tendremos el área de la columna o viga en función del esfuerzo admisible y la fuerza. Si despejamos el área de la expresión anterior, tendremos el área de la columna o viga en función del esfuerzo admisible y la fuerza.

Para facilidad del cálculo lo haremos en la tabla siguiente.

Esfuerzos de tensión y compresión					
Soporte	X1 - X2	X1 - X3	W1 - W2	W1 -W3	Unidad
Fuerza interna	11,478	12,532	15,550	16,343	kg
Esfuerzo fluencia acero A36	20.5	20.5	20.5	20.5	kg/mm²
Factor de seguridad	2.5	2.5	2.5	2.5	
Esf. Admisible (ecuación 2.15)	8.2	8.2	8.2	8.2	kg/mm²
Area > fuerza / Esf. Admisible	1,400	1,528	1,896	1,993	mm²
Area tub. Ø139.7mm, esp. 5mm	2,116	2,116	2,116	2,116	mm²

Tabla 4.30 Dimensionamiento de la sección de la tubería por esfuerzo de tensión y compresión.

El esfuerzo de fluencia para un acero al carbono tipo ISO 65, tiene un esfuerzo de fluencia de 20.5 kg-f / mm2.

La quinta fila de la tabla 4.30 muestra el valor del área mínima de la sección de la tubería que debe tener para cumplir con la premisa del esfuerzo admisible sea mayor al esfuerzo real. El área de una tubería de Ø114.3 mm, espesor de 4.5mm, serie mediana tiene 1552 mm2, no cubre la demanda en el punto W pero sí en el punto X. La tubería de Ø 139.7mm de espesor 5mm serie mediana tiene 2116 mm2, que cumple las necesidades para los esfuerzos de tensión y tracción en el punto W, utilizaremos este último diámetro que cumple en ambos extremos y sería común en ambas estructuras soportes.

Esfuerzo por pandeo

Evaluaremos la columna para que no falle por pandeo y para ello nos referiremos al punto 2.4.6.6 sobre la teoría del pandeo. En la figura 2.17 observamos la tercera grafica donde se muestra una carga vertical actuando sobre la línea de eje de la columna con los extremos empotrados o fijos con su respectiva ecuación:

$$Ncr = \frac{\pi^2 E\, I}{Li^2} \qquad (4.3)$$

Dónde:

$$Ncr = P\ fs \qquad (4.4)$$

$$Li = B\ L \qquad (4.5)$$

De las Ecuaciones 4.3, 4.4 y 4.5 despejamos el Segundo Momento de inercia, tenemos lo siguiente:

$$I = \frac{P\ fs\ B^2\ L^2}{\pi^2\ E} \qquad (4.6)$$

Ncr: Carga crítica

P: Carga real

Li: Longitud de pandeo

Fs: factor de seguridad

L: Longitud de Columna

B: Coeficiente de longitud

E: Modulo de Young

I: 2do momento de inercia

Realizaremos la evaluación del diámetro de las columnas para que no falle por pandeo en la tabla siguiente.

Evaluación por pandeo					
Soporte	X1 - X2	X1 - X3	W1 - W2	W1 -W3	Unidad
Fuerza interna (P)	11,478	12,532	15,550	16,343	kg
Factor seguridad (fs)	2.5	2.5	2.5	2.5	
Carga crítica (Ccr)	28,695	31,330	38,875	40,858	kg
Longitud de columna (L)	7.2	7.8	5.3	5.6	m
Coefiencte pandeo (B)	0.5	0.5	0.5	0.5	
Longitud de pandeo (Li)	3.6	3.9	2.7	2.8	m
Módulo de Young (E)	20,999	20,999	20,999	20,999	kg/mm
2do Momento inercia (I)	1,794	2,299	1,317	1,535	1000 x mm^4
I de Ø114.3, esp. 4.5 mm	2,343	2,343	2,343	2,343	1000 x mm^4
I de Ø139.7, esp. 5 mm	4,805	4,805	4,805	4,805	1000 x mm^4
La tuberia de Ø114.3 mm cubre la necesidad para resistir el pandeo en los cuatros casos					

Tabla 4.31 Dimensionamiento del diámetro de la tuberia por pandeo

De acuerdo a lo evaluado en la tabla 4.29 y tabla 4.30, la dimensión del diámetro de la tubería de los soportes para que no falle por tensión y pandeo debe ser de diámetro de 139.7mm, espesor 5mm, serie mediana, de material de acero al carbono tipo ISO65.

El punto X de la estructura del soporte X, es fijo en la dirección de la fuerza FTOT pero no en la dirección perpendicular a dicha fuerza, para ello se fijará en la dirección perpendicular con un soporte de igual magnitud en diámetro de la estructura soporte cuyo apoyo será en una viga tipo W de altura de 16'' y de ala de 10'' de acero al carbono distante a 1.2m al punto X. Con ello el punto X será fijo en ambas direcciones perpendiculares y cumpliremos con la premisa de la evaluación por pandeo fijo en ambos extremos.

El punto W de la estructura del soporte W, es fijo en la dirección de la fuerza FTOT pero no en la dirección perpendicular a dicha fuerza, para ello se fijará en la dirección perpendicular con un soporte de igual medida y forma al tramo del soporte de la estructura W1-W3.

El punto medio Y del tramo X-W de la troncal de vapor, en teoría no debería haber soportes dado que ambas fuerzas FTOT se anulan, pero de manera práctica instalaremos una estructura soporte igual a la estructura soporte W, pero solo en la dirección de la fuerza.

Ajuntamos dos vistas del sistema de fijación del soporte con la troncal de vapor.

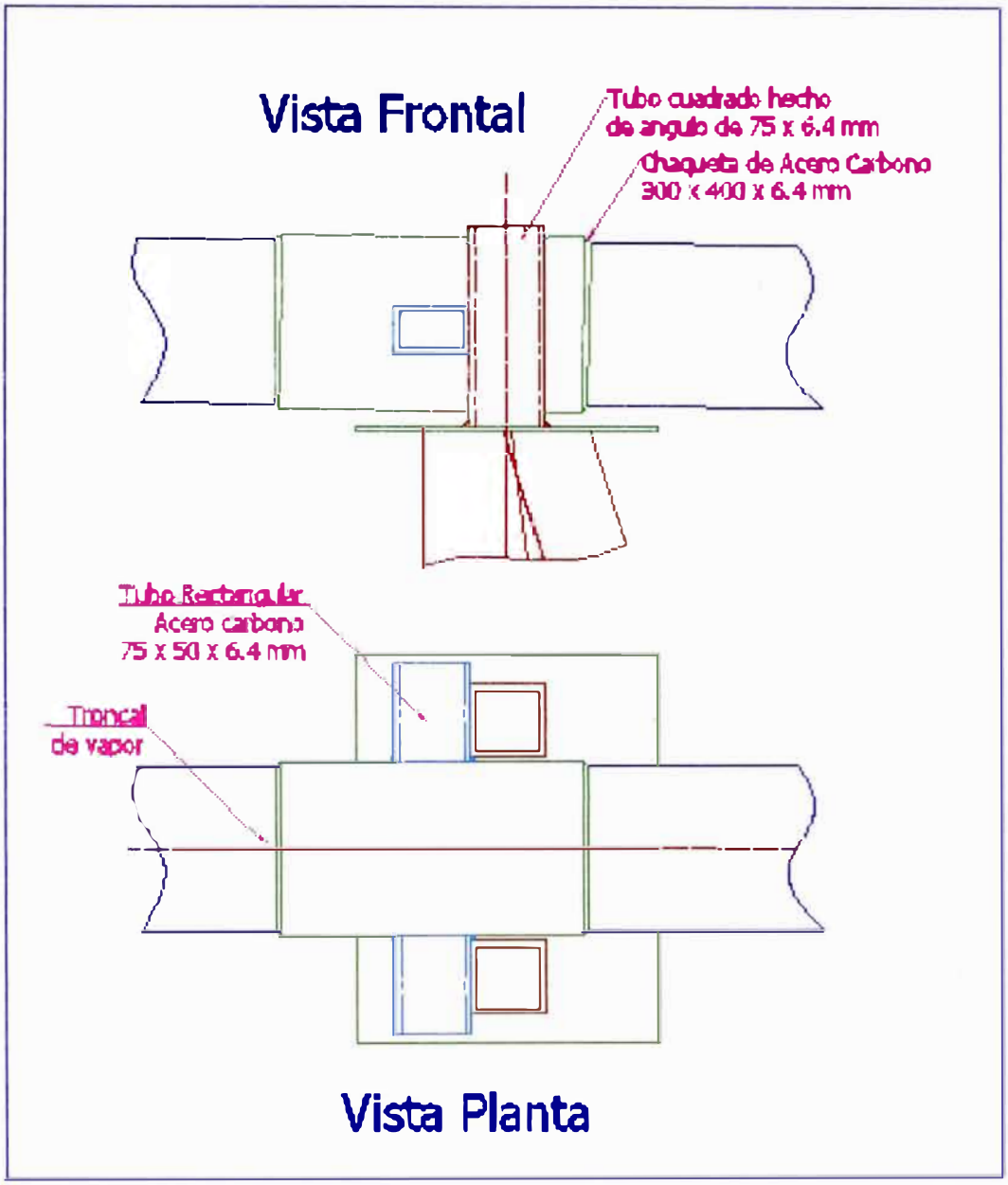


Figura 4.16 Detalle del punto de fijación de la estructura soporte

Se muestra al final de informe, el recorrido físico de la troncal de vapor N°5, con las dimensiones de los diferentes diámetros en sus tramos, con la

instalación de las juntas de compensación de dilatación, estructura de los soportes fijos de la tronca de vapor.

4.2.4 Diseño y dimensionamiento de la troncal de condensado N° 5

La troncal de condensado, tendrá un inclinación y/o pendiente de 15mm por cada metro lineal de su recorrido. La presión de vapor del sistema es considerado de 7 bar manométrico (105 psi-g), y para la presión del sistema de condensado consideraremos 5 metros de altura de línea de descarga inundada y ello representa 0.5 bar manométrico de presión de columna de agua, y consideraremos 0.5 bar manométrico de resistencia de presión del recorrido de toda la troncal de condensado, siendo de 01 bar manométrico el resultado de la presión de diseño del sistema de condensado.

Teniendo las presiones de los sistemas de vapor y de condensado, así como los consumos de flujo de vapor de las máquinas conectadas a la troncal de vapor, procederemos a seleccionar los diámetros de las líneas de descarga de condesado de las máquinas hacia la troncal de retorno de condesado, línea común. Nos apoyaremos para ello con las curvas de la figura 2.25 para seleccionar el dimensionamiento de las líneas de descarga inundado de condensado.

Las líneas de descargas que se elevan, deben descargar en la parte superior de las líneas de retorno común llamado troncal de retorno de condesado.

4.2.4.1 Selección de diámetro de tuberías de descarga de condesado

Recordemos la aplicación de las curvas de selección de la figura 2.25 del capítulo 2, el lado Inferior izquierdo se establece la presión de alimentación de vapor manométrica, y se traza una línea horizontal que se intercepta a la curva de presión de descarga de condensado a la cual está sometida la trampa de vapor y sus valores están al lado inferior derecho de la figura; en el punto de intersección se traza una línea vertical hacia arriba y debe interceptarse con la línea horizontal trazada desde el lado izquierdo superior de la figura donde se selecciona la tasa de condensación de la trampa de vapor, en el punto interceptado se selecciona la curva que indica el diámetro de la tubería en el lado superior derecho. Si la línea de descarga de condensado está inundada se selecciona el inmediato superior, de lo contrario se selecciona el inmediato inferior.

Mostramos la tabla siguiente con la relación de máquinas en un orden inverso de acuerdo a lo instalado en la troncal de vapor, así mismo se indica el diámetro de la línea de descarga inundada de condesado.

N° Maquina Teñidora Tela	Tipo Máquina	kg/h Vapor	Presión Vapor bar	Presión Condensado bar	Ø Descarga mm
37	Teñidora de tela	1093	7	1	50
42	Teñidora de tela	1367	7	1	50
43	Teñidora de tela	1367	7	1	50
41	Teñidora de tela	2734	7	1	65
33	Muestra de teñido	27	7	1	10
34	Muestra de teñido	27	7	1	10
35	Muestra de teñido	27	7	1	10
32	Teñidora de tela	3554	7	1	65
16	Teñidora de tela	3144	7	1	65
9	Teñidora de tela	1640	7	1	50
44	Teñidora de tela	547	7	1	32
45	**Teñidora Futura**	**1640**	7	1	50

Tabla 4.32 Tabla de dimensionamiento de descarga de condesado

La tabla 4.32, muestra en la columna derecha los valores de los diámetros de la línea de descarga de condesado de cada máquina de tela.

Mostramos una gráfica del esquema del recorrido de la troncal de retorno de condesado N° 5.

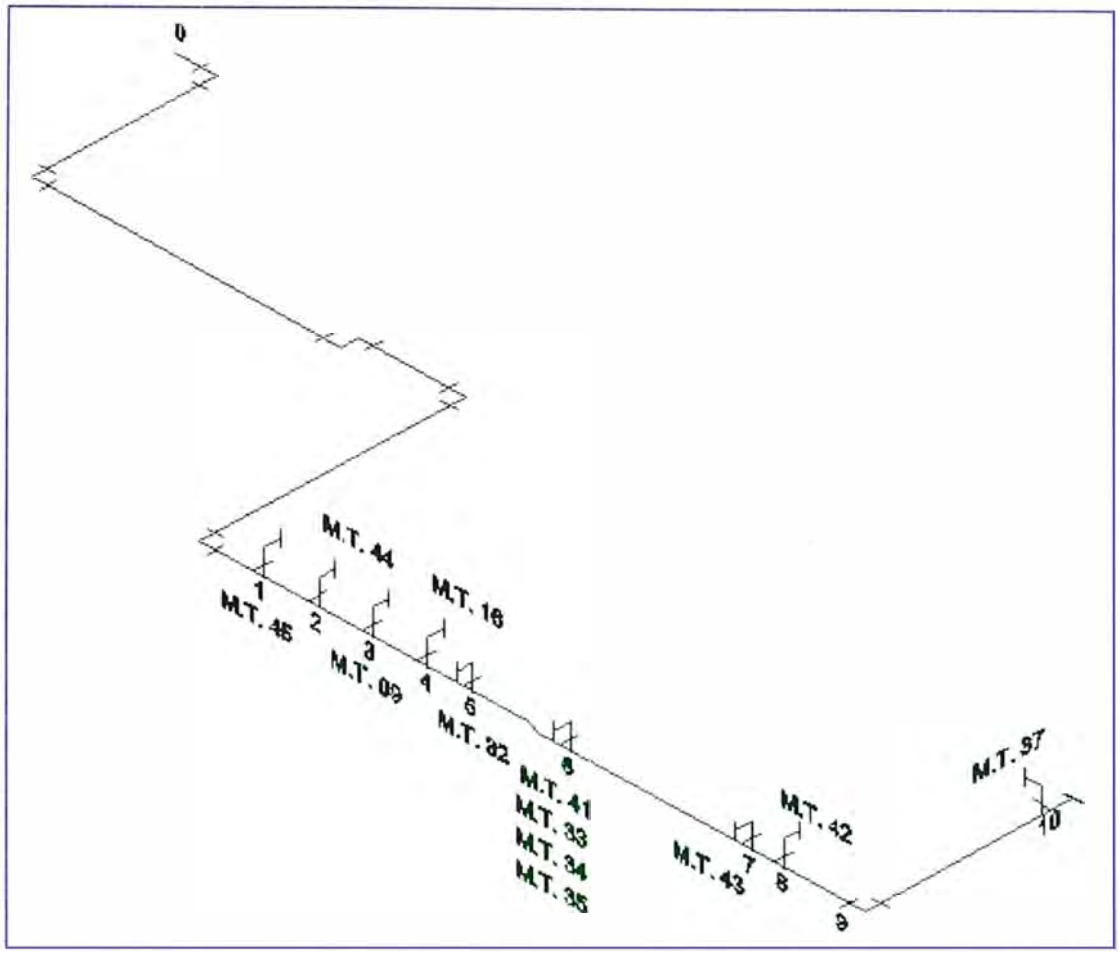


Figura 4.8 Recorrido de la troncal N° 5 de retorno de condesado

4.2.4.2 Dimensionamiento de la troncal de Condensado

Muchas veces es necesario conectar varias descargas de condensado de diferentes procesos en una línea de descarga de retorno común, y no se producirán problemas si se cumplen las siguientes consideraciones:

- La línea común no debe estar inundada, y la inclinación debe estar en la dirección del flujo de salida a un extremo abierto o un recibidor abierto

ventilado.

- La dimensión del diámetro de la tubería de retorno común es equivalente en área, a la suma de áreas de los diámetros de los ramales de condensado. Ejemplo, en la figura 4.8, el tramo 10-8 corresponde a un diámetro de tubería de 50 mm correspondiente a la maquina teñidora N° 37 y la descarga de la máquina teñidora N° 42 corresponde a un diámetro de tubería de 50 mm, entonces el diámetro común del tramo 8-7 de la figura 4.8 de la troncal de retorno de condesado sería, $\sqrt{50^2 + 50^2}$ = 70.7mm, pero no es diámetro estándar, el diámetro estándar inmediato superior es de 75 mm.

A continuación mostramos la tabla siguiente donde calcularemos los diámetros de tuberías común para cada tramo de la troncal de condesado.

Item	Máquina N°	Tramo (Figura 4.8)	Diámetro Ramal (mm)	Factor de Simultaneidad (%)	Diámetro Retorno Común (mm)	Diámetro Estándar Común (mm)
1	37	10 - 8	50	100%	50	50
2	42	8 - 7	50	100%	71	75
3	43	7 - 6	50	100%	90	100
4	41	6 - 5	65	100%	119	125
5	16	5 - 4	65	90%	135	125
6	32	4 - 3	65	85%	132	150
7	9	3 - 2	50	80%	143	150
8	44 y 45	2 - 0	40 - 50	78%	147	150

Tabla 4.33 Tabla de dimensionamiento, troncal común de condesado

Se muestra al final de informe, el recorrido físico de la troncal de retorno de condesado N° 5, con las dimensiones de los diferentes diámetros en sus

tramos, y con las entradas de los ramales de descarga de condensado de las maquinas teñidoras.

4.2.4.3 Selección de Trampa de vapor del tipo flotador

La trampa del tipo flotador es del tipo mecánico, pueden dejar pasar a través de ella grandes volúmenes de condensado y son adecuados para un amplio rango de aplicaciones de diferentes procesos, descargan condensado de manera continua a la temperatura de vapor, esto hace que sea la primera opción para grandes tasas de transferencia de calor, tienen gran capacidad para su tamaño, tiene purgador de aire y es resistente a los golpes de ariete.

En el punto 2.5.4 del Capítulo 2, de describe de manera detallada el proceso de selección de la trampa de vapor del tipo flotador. De manera similar seleccionaremos los tamaños de las trampas de vapor del tipo flotador para las nueve máquinas teñidoras de tela y son expresados en la tabla siguiente.

Item	Máquina N°	Tipo Máquina	Vapor kg/hr	ΔP. Vapor bar g	Tamaño de Trampa	Denominacion Marca: Spirax Sarco
1	37	Teñidora de tela	1093	6	1 1/2"	1 1/2" FT14-10
2	42	Teñidora de tela	1644	6	1 1/2"	1 1/2" FT14-10
3	43	Teñidora de tela	1644	6	1 1/2"	1 1/2" FT14-10
4	41	Teñidora de tela	3285	6	1 1/2"	1 1/2" FT14-10
5	32	Teñidora de tela	3554	6	1 1/2"	1 1/2" FT14-10
6	16	Teñidora de tela	3144	6	1 1/2"	1 1/2" FT14-10
7	9	Teñidora de tela	1640	6	1 1/2"	1 1/2" FT14-10
8	44	Teñidora de tela	686	6	1"	1" FT14HC-10
9	**45**	**Teñidora Futura**	**1631**	6	1 1/2"	1 1/2" FT14-10

Tabla 4.34 Tabla de selección de trampa de vapor del tipo flotador

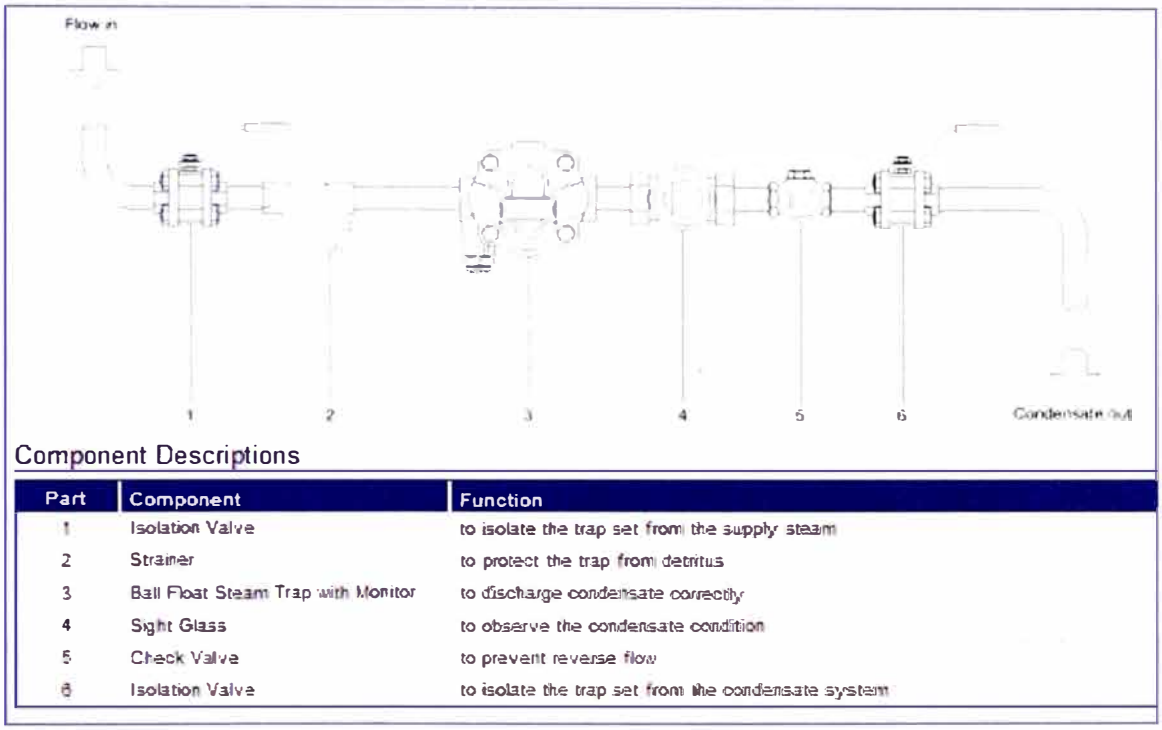
En la tabla 4.34, se tiene el tamaño de las trampas de vapor de cada máquina teñidora de tela seleccionado según el procedimiento detallado en el punto 2.5.4.

4.2.4.4 Elementos del Set de trampa de vapor

La instalación de una trampa de vapor requiere de varios elementos para poder interactuar convenientemente, desde la salida del condesado del intercambiador de calor requiere de una válvula de aislamiento o de corte para poder aislar el intercambiador con la trampa misma, seguida de ella requiere de un filtro para no ensuciar o tapar el agujero fino de la trampa de vapor, seguido viene instalado la trampa de vapor instalado en la dirección correcta, seguido viene el elemento visor o que sirve para visualizar el condensado, seguido viene la válvula check para impedir que ingrese en el sentido contrario vapor proveniente de la troncal de condensado, seguido

viene instalado otra válvula de bola para aislar el sistema de la troncal de condesado.

A continuación mostramos un esquema de los elementos que conforman el set de la trampa de vapor. Es un esquema de la página web de la empresa Spirax Sarco.



Component Descriptions

Part	Component	Function
1	Isolation Valve	to isolate the trap set from the supply steam
2	Strainer	to protect the trap from detritus
3	Ball Float Steam Trap with Monitor	to discharge condensate correctly
4	Sight Glass	to observe the condensate condition
5	Check Valve	to prevent reverse flow
6	Isolation Valve	to isolate the trap set from the condensate system

Figura 4.18 Elementos del Set de la trampa de vapor

4.3 Calculo de espesor de aislamiento térmico

De acuerdo a lo detallado en el punto 2.6 del capítulo 2, procederemos a calcular el flujo de calor por unidad de longitud que pasa a través de las paredes del cilindro en la dirección radial para diferentes espesores de aislamiento térmico para un mismo diámetro de tubería, con el flujo de energía anualizado y valorizado de manera anual, sumaremos el costo anual del suministro y la instalación del aislamiento térmico de cada espesor, con ello se elegirá el espesor de aislamiento térmico de menor costo total.

Describiremos los nombres de las variables que se utilizaran en el cálculo descrito líneas arriba, para las resistencias al flujo de calor, cálculo del flujo de calor por unidad de longitud y otros.

T_1	Temperatura de vapor, interior de la tubería
T_s	Temperatura de superficie exterior de tubería con aislamiento
T_a	Temperatura del aire alrededor de la tubería
D_1	Diámetro interior de la tubería de acero
D_2	Diámetro exterior de la tubería de acero
D_3	Diámetro exterior del aislamiento térmico
D_4	Diámetro exterior del forro de acero inoxidable
h_1	Coeficiente de convección del fluido vapor forzado
h_{aire}	Coeficiente de convección superficial del aire
$K_{2\ acero}$	Conductividad térmica del acero al carbono

$K_{3\ f.vidrio}$	Conductividad térmica de la fibra de vidrio
$K_{4\ Ac.\ Inox.}$	Conductividad térmica del acero inoxidable
$R_{1\ conv.}$	Resistencia térmica por convección del fluido de vapor
$R_{2\ cond.}$	Resistencia térmica por conducción de la tubería de acero
$R_{3\ cond.}$	Resistencia térmica por conducción de la fibra de vidrio
$R_{4\ cond.}$	Resistencia térmica por conducción del acero inoxidable
$R_{5\ conv.}$	Resistencia térmica por convección exterior del aire
$R_{6\ Rad.}$	Resistencia térmica por radiación superficial de la tubería
$e_{\ f.vidrio.}$	Espesor de la cañuela de fibra de vidrio
$e_{\ Ac.Inox.}$	Espesor del forro de acero inoxidable
$\varepsilon_{\ Ac.\ Inox.}$	Coeficiente de emisividad del acero inoxidable
σ	Constante de Stepan Boltzmann
$q/l_{\ T1-Ts}$	Flujo de Calor por unidad de longitud desde el interior del fluido hasta la parte superficial del forro de acero inoxidable
$q/l_{\ Ts-Ta}$	Flujo de Calor por unidad de longitud desde la parte superficial del forro de acero inoxidable hacia el ambiente
$Z_{\ anual}$	Cantidad de horas de operación por año
$E_{\ año}$	Energía perdida por año y por unidad de longitud
$C.U_{\ energía}$	Costo unitario de energía de vapor
$C.E_{\ año}$	Costo energía perdida por año y por unidad de longitud
n	Cantidad de años

C.A.T	Costo del aislamiento térmico instalado por unidad de longitud
C.A.T $_{año}$	Costo del aislamiento térmico instalado por unidad de longitud dividido entre la cantidad de años
G.T $_{año}$	Gasto total que corresponde a la suma de C.E $_{año}$ + C.A.T $_{año}$

4.3.1 Espesor del aislamiento térmico de la troncal de vapor

La troncal N°5 de vapor está formado por los diámetros de medida y longitud siguiente:

Tramo	A - E	Ø8'' (219 mm) de 63.1 m de longitud
Tramo	E – F	Ø6'' (168 mm) de 5.0 m de longitud
Tramo	F – H	Ø5'' (141 mm) de 10.1 m de longitud
Tramo	H – I	Ø2 ½'' (73 mm) de 10 m de longitud

Procederemos a calcular y seleccionar el espesor económico que genere menor gasto en pérdida de energía y suministro e instalación del aislamiento térmico para la tubería de vapor de Ø8'', Ø6'', Ø5'' y Ø2 ½''.

Tramo A-E, Ø8" (219 mm) de 63.1 m de longitud

$e_{f\ vidrio}$	38	51	64	76	102	mm
T_1	170	170	170	170	170	°C
Ts	50.1	44.2	40.4	37.5	33.7	°C
Ta	20	20	20	20	20	°C
Resistencia convección por vapor						
D_1	0.203	0.203	0.203	0.203	0.203	m
h_1	350	350	350	350	350	W/m² °C
$R_{1\ conv.}$	4.5E-03	4.5E-03	4.5E-03	4.5E-03	4.5E-03	m °C/W
Resistencia conducción de la tubería						
D_2	0.219	0.219	0.219	0.219	0.219	m
$K_{2\ acero}$	49	49	49	49	49	W/m °C
$R_{2\ cond.}$	2.5E-04	2.5E-04	2.5E-04	2.5E-04	2.5E-04	m °C/W
Resistencia conducción de fibra de vidrio						
D_3	0.295	0.321	0.346	0.372	0.422	m
$K_{3\ f\ vidrio}$	**0.054**	**0.054**	**0.054**	**0.054**	**0.054**	**W/m °C**
$R_{3\ cond.}$	0.880	1.123	1.348	1.556	1.934	m °C/W
Resistencia conducción de forro Ac. Inox.						
$e_{\ Ac.\ Inox.}$	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	mm
$K_{4\ Ac.\ Inox.}$	15	15	15	15	15	W/m °C
$R_{4\ cond.}$	3.6E-05	3.3E-05	3.1E-05	2.9E-05	2.5E-05	m °C/W
Resistencia convección aire						
D_4	0.296	0.322	0.347	0.373	0.423	m
h_{aire}	4.0	3.7	3.5	3.3	3.0	W/m² °C
$R_{5\ conv.}$	0.2708	0.2688	0.2648	0.2612	0.2522	m °C/W
Resistencia radiacion de superficie						
$\varepsilon_{\ Ac.\ Inox.}$	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	
σ	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	W/m² °K⁴
$R_{6\ Rad.}$	1.224	1.127	1.045	0.973	0.857	m °C/W
$q/l_{\ T1-Ts}$	135.60	111.55	95.80	84.89	70.30	W/m
$q/l_{\ Ts-Ta}$	135.60	111.55	96.80	84.89	70.30	W/m
Costo de pérdida energía anual						
$Z_{\ año}$	8640	8640	8640	8640	8640	hr/año
$E_{\ año}$	4218	3470	3011	2640	2187	MJ / m-año
$C.U_{\ energía}$	$6.52	$6.52	$6.52	$6.52	$6.52	1000 MJ
$C.E_{\ año}$	$27.5	$22.6	$19.6	$17.2	$14.3	Dolar / m-año
n	3	3	3	3	3	año
C.A.T	$41.0	$45.2	$49.4	$53.7	$62.5	Dolar / m
$C.A.T_{\ año}$	$13.7	$15.1	$16.5	$17.9	$20.8	Dolar / m-año
$G.T_{\ año}$	**$41.2**	**$37.7**	**$36.1**	**$35.1**	**$35.1**	**Dolar / m-año**

Tabla 4.35 Cálculo de espesor económico de tubería de vapor de Ø8"

La tabla 4.35, muestra el flujo de calor calculado para cinco espesores de aislamiento térmico de fibra de vidrio, El flujo de calor pasa a través de las resistencias térmicas que van desde el flujo interior hasta el medio ambiente, no tenemos como dato la temperatura superficial del exterior del aislamiento térmico de la tubería, para ello calcularemos el flujo de dos maneras, uno que va desde el flujo interior hasta el exterior del aislamiento térmico y otro que desde la superficie exterior del aislamiento térmico hasta el medio ambiente, ambos flujos son el mismo, por eso asumiremos valores de la temperatura superficial para iniciar el cálculo y el valor correcto de la temperatura superficial será cuando ambos flujos de calor calculados sean del mismo valor.

De la tabla 4.35 se observa que las resistencias térmicas al flujo de calor, como la resistencia térmica por convección del fluido interior, la resistencia térmica por conducción de la tubería de acero, la resistencia térmica por conducción del forro de acero inoxidable son despreciables respecto a la resistencia térmica por conducción de la fibra de vidrio. En adelante para facilitar el cálculo no consideraremos las resistencias térmicas de valores despreciables muy cercanos al cero.

El espesor de aislamiento térmico que genera menos gasto en las perdidas de calor e inversión del aislamiento es de espesor de 3'' (76 mm)

Tramo E-F, Ø6" (168 mm) de 5 m de longitud

Espesor	38	51	64	76	102	mm
T_1	170	170	170	170	170	°C
Ts	48.7	43.0	39.2	36.5	32.9	°C
Ta	20	20	20	20	20	°C
Resistencia Conducción de Fibra de vidrio						
$e_{f\ vidrio}$	38	51	64	76	102	mm
D_3	0.245	0.270	0.295	0.321	0.372	m
$K_{3\ f.vidrio}$	**0.054**	**0.054**	**0.054**	**0.054**	**0.054**	**W/m °C**
$R_{3\ cond.}$	1.101	1.392	1.657	1.900	2.334	m °C/W
Resistencia Conducción de Forro Ac. Inox.						
Resistencia Convección Aire						
D_4	0.246	0.271	0.296	0.322	0.373	m
h_{aire}	4.1	3.8	3.5	3.3	3.0	W/m² °C
$R_{5\ conv.}$	0.3156	0.3098	0.3030	0.2959	0.2821	m °C/W
Resistencia radiacion de superficie						
$\varepsilon_{\ Ac\ Inox.}$	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	
σ	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	W/m² °K⁴
$R_{6\ Rad}$	1.477	1.338	1.224	1.127	0.973	m °C/W
$q/l_{\ T1-Ts}$	110.24	91.26	78.95	70.27	58.77	W/m
$q/l_{\ Ts-Ta}$	110.24	91.26	78.95	70.27	58.77	W/m
Costo de Perdida energia anual						
$Z_{\ año}$	8640	8640	8640	8640	8640	hr/año
$E_{\ año}$	3429	2839	2456	2186	1828	MJ / m-año
C.U energia	$6.52	$6.52	$6.52	$6.52	$6.52	1000 MJ
$C.E_{\ año}$	$22.4	$18.5	$16.0	$14.3	$11.9	Dolar / m-año
n	3	3	3	3	3	año
C.A.T	$35.4	$39.7	$44.1	$48.6	$57.8	Dolar / m-año
$C.A.T_{\ año}$	$11.8	$13.2	$14.7	$16.2	$19.3	Dolar / m-año
$G.T_{\ año}$	**$34.2**	**$31.7**	**$30.7**	**$30.4**	**$31.2**	**Dolar / m-año**

Tabla 4.36 Cálculo de espesor económico de tubería de vapor de Ø6"

La tabla 4.36, muestra el flujo de calor calculado para cinco espesores de aislamiento térmico de fibra de vidrio. El espesor de aislamiento térmico que

genera menos gasto en las perdidas de calor e inversión del aislamiento es de espesor de 3" (76 mm)

Tramo F - H, Ø5" (128 mm) de 10.1 m de longitud

Espesor	38	51	64	76	102	mm
T_1	172	172	172	172	172	°C
Ts	48.0	42.3	38.6	36.0	32.4	°C
Ta	20	20	20	20	20	°C
Resistencia conducción de fibra de vidrio						
$e_{f\ vidrio}$	38	51	64	76	102	mm
D_3	0.218	0.243	0.268	0.294	0.345	m
$K_{3\ f\ vidrio}$	**0.054**	**0.054**	**0.054**	**0.054**	**0.054**	**W/m °C**
$R_{3\ cond.}$	1.271	1.597	1.890	2.156	2.627	m °C/W
Resistencia convección aire						
D_4	0.219	0.244	0.269	0.295	0.346	m
h_{aire}	4.2	3.9	3.6	3.4	3.1	W/m² °C
$R_{5\ conv.}$	0.3465	0.3375	0.3280	0.3185	0.3009	m °C/W
Resistencia radiación de superficie						
$\varepsilon_{\ Ac.\ Inox.}$	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	
σ	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	W/m² °K⁴
$R_{6\ Rad.}$	1.659	1.487	1.346	1.230	1.049	m °C/W
$q/l_{\ T1-Ts}$	97.57	81.21	70.58	63.08	53.14	W/m
$q/l_{\ Ts-Ta}$	97.57	81.21	70.58	63.08	53.14	W/m
Costo de pérdida energía anual						
Z año	8640	8640	8640	8640	8640	hr/año
E año	3035	2526	2195	1962	1653	MJ / m-año
C.U energía	$6.52	$6.52	$6.52	$6.52	$6.52	1000 MJ
C.E año	$19.8	$16.5	$14.3	$12.8	$10.8	Dolar / m-año
n	3	3	3	3	3	año
C.A.T	$31.5	$35.5	$39.6	$43.7	$52.0	Dolar / m-año
C.A.T año	$10.5	$11.8	$13.2	$14.6	$17.3	Dolar / m-año
G.T año	**$30.3**	**$28.3**	**$27.5**	**$27.4**	**$28.1**	**Dolar / m-año**

Tabla 4.37 Cálculo de espesor económico de tubería de vapor de Ø5"

La tabla 4.37, muestra el flujo de calor calculado para cinco espesores de aislamiento térmico de fibra de vidrio. El espesor de aislamiento térmico que

genera menos gasto en las perdidas de calor e inversión del aislamiento es de espesor de 3" (76 mm)

Tramo H - I, Ø2 1/2" (73 mm) de 10 m de longitud

Espesor	25	38	51	64	76	mm
T_1	170	170	170	170	170	°C
Ts	52.6	43.9	38.9	35.6	33.3	°C
Ta	20	20	20	20	20	°C
Resistencia conducción de fibra de vidrio						
$e_{f.vidrio}$	25	38	51	64	76	mm
D_3	0.124	0.149	0.175	0.200	0.225	m
$K_{3\ f.vidrio}$	**0.054**	**0.054**	**0.054**	**0.054**	**0.054**	**W/m °C**
$R_{3\ cond.}$	1.557	2.107	2.570	2.970	3.323	m °C/W
Resistencia convección aire						
D_4	0.125	0.150	0.176	0.201	0.226	m
h_{aire}	5.0	4.4	4.0	3.7	3.5	W/m² °C
$R_{5\ conv.}$	0.5076	0.4775	0.4504	0.4267	0.4061	m °C/W
Resistencia radiación de superficie						
$\varepsilon_{Ac.\ Inox.}$	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	
σ	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	W/m² °K⁴
$R_{6\ Rad.}$	2.905	2.414	2.065	1.804	1.602	m °C/W
$q/l_{\ T1-Ts}$	75.42	59.87	51.02	45.24	41.13	W/m
$q/l_{\ Ts-Ta}$	75.42	59.87	51.02	45.24	41.13	W/m
Costo de pérdida energía anual						
$Z_{año}$	8640	8640	8640	8640	8640	hr/año
$E_{año}$	2346	1862	1587	1407	1279	MJ / m-año
$C.U_{energía}$	$6.52	$6.52	$6.52	$6.52	$6.52	1000 MJ
$C.E_{año}$	$15.3	$12.1	$10.3	$9.2	$8.3	Dolar / m-año
n	3	3	3	3	3	año
C.A.T	$19.3	$23.2	$27.0	$30.7	$34.2	Dolar / m-año
$C.A.T_{año}$	$6.4	$7.7	$9.0	$10.2	$11.4	Dolar / m-año
$G.T_{año}$	**$21.7**	**$19.9**	**$19.3**	**$19.4**	**$19.7**	**Dolar/m-año**

Tabla 4.38 Cálculo de espesor económico de tubería de vapor de Ø2 1/2"

La tabla 4.38, muestra el flujo de calor calculado para cinco espesores de aislamiento térmico de fibra de vidrio. El espesor de aislamiento térmico que

genera menos gasto en las perdidas de calor e inversión del aislamiento es de espesor de 2" (51 mm)

De las tablas 4.35, 4.36, 4.37 y 4.38, resumimos que los tramos de diferentes diámetros que conforman la troncal de vapor están forrados con aislamiento térmico de fibra de vidrio con los espesores siguientes:

Tramo	A - E	Ø8", 63.1 m, con aislamiento térmico de 76mm.
Tramo	E – F	Ø6", 5 m, con aislamiento térmico de 76mm.
Tramo	F – H	Ø5", 10.1m, con aislamiento térmico de 76mm.
Tramo	H – I	Ø2 1/2", 10 m, con aislamiento térmico de 51mm.

4.3.2 Espesor del aislamiento térmico de la troncal de Condensado

La troncal N°5 del retorno de condensado está formado por los diámetros de medida y longitud siguiente:

Tramo	0 - 4	Ø6" (168 mm) de 61.4 m de longitud
Tramo	4 – 6	Ø5" (141 mm) de 11.1 m de longitud
Tramo	6 – 8	Ø4" (114 mm) de 5.7 m de longitud
Tramo	8 – 10	Ø2" (60 mm) de 10.3 m de longitud

Procederemos a calcular y seleccionar el espesor económico que genere menor gasto en pérdida de energía y suministro e instalación del aislamiento térmico para la tubería de vapor de Ø6", Ø5", Ø4" y Ø2".

Tramo 0 - 4, Ø6" (168 mm) de 61.4 m de longitud

Espesor	25	38	51	64	76	mm
T_1	100	100	100	100	100	°C
Ts	38.9	34.0	31.2	29.3	28.0	°C
Ta	20	20	20	20	20	°C
Resistencia conducción de fibra de vidrio						
$e_{f\ vidrio}$	25	38	51	64	76	mm
D_3	0.219	0.245	0.270	0.295	0.321	m
$K_{3\ f.vidrio}$	**0.042**	**0.042**	**0.042**	**0.042**	**0.042**	**W/m °C**
$R_{3\ cond.}$	1.000	1.415	1.790	2.131	2.443	m °C/W
Resistencia convección aire						
D_4	0.220	0.246	0.271	0.296	0.322	m
h_{aire}	3.8	3.4	3.2	3.0	2.8	W/m² °C
$R_{5\ conv.}$	0.3801	0.3774	0.3710	0.3631	0.3549	m °C/W
Resistencia radiación de superficie						
$\varepsilon_{\ Ac.\ Inox.}$	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	
σ	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	W/m² °K⁴
$R_{6\ Rad.}$	1.647	1.477	1.338	1.224	1.127	m °C/W
$q/l_{\ T1-Ts}$	61.14	46.63	38.46	33.19	29.49	W/m
$q/l_{\ Ts-Ta}$	61.14	46.63	38.46	33.19	29.49	W/m
Costo de pérdida energía anual						
$Z_{\ año}$	8640	8640	8640	8640	8640	hr/año
$E_{\ año}$	1902	1450	1196	1032	917	MJ / m-año
C.U energía	$6.52	$6.52	$6.52	$6.52	$6.52	1000 MJ
C.E año	$12.4	$9.5	$7.8	$6.7	$6.0	Dolar / m-año
n	3	3	3	3	3	año
C.A.T	$31.1	$35.4	$39.7	$44.1	$48.6	Dolar / m-año
C.A.T año	$10.4	$11.8	$13.2	$14.7	$16.2	Dolar / m-año
G.T año	**$22.8**	**$21.3**	**$21.0**	**$21.4**	**$22.2**	**Dolar / m-año**

Tabla 4.39 Espesor económico de tubería de Condensado de Ø6"

La tabla 4.39, muestra el flujo de calor calculado para cinco espesores de aislamiento térmico de fibra de vidrio. El espesor de aislamiento térmico de 2" (51mm), es el que genera menos gasto en las perdidas de calor e inversión del aislamiento en la tubería de condensado.

Tramo 4 - 6, Ø5" (141 mm) de 11.1 m de longitud

Espesor	25	38	51	64	76	mm
T_1	100	100	100	100	100	°C
Ts	38.3	33.5	30.7	28.9	27.4	°C
Ta	20	20	20	20	20	°C
Resistencia conducción de fibra de vidrio						
$e_{f\ vidrio}$	25	38	51	64	76	mm
D_3	0.192	0.218	0.243	0.268	0.294	m
$K_{3\ f.vidrio}$	**0.042**	**0.042**	**0.042**	**0.042**	**0.042**	**W/m** °C
$R_{3\ cond.}$	1.164	1.634	2.053	2.430	2.773	m °C/W
Resistencia convección aire						
D_4	0.193	0.219	0.244	0.269	0.295	m
h_{aire}	3.9	3.5	3.2	3.0	2.8	W/m² °C
$R_{5\ conv.}$	0.4227	0.4155	0.4053	0.3942	0.3860	m °C/W
Resistencia radiación de superficie						
$\varepsilon_{Ac.\ Inox.}$	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	
σ	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	W/m² °K⁴
$R_{6\ Rad.}$	1.878	1.659	1.487	1.346	1.230	m °C/W
$q/l_{\ T1-Ts}$	53.02	40.68	33.73	29.25	26.18	W/m
$q/l_{\ Ts-Ta}$	53.02	40.68	33.73	29.25	25.18	W/m
Costo de pérdida energía anual						
$Z_{año}$	8640	8640	8640	8640	8640	hr/año
$E_{año}$	1649	1265	1049	910	783	MJ / m-año
C.U energía	$6.52	$6.52	$6.52	$6.52	$6.52	1000 MJ
$C.E_{año}$	$10.8	$8.2	$6.8	$5.9	$5.1	Dolar / m-año
n	3	3	3	3	3	año
C.A.T	$27.4	$31.5	$35.5	$39.6	$43.7	Dolar / m-año
$C.A.T_{año}$	$9.1	$10.5	$11.8	$13.2	$14.6	Dolar / m-año
$G.T_{año}$	**$19.9**	**$18.7**	**$18.7**	**$19.1**	**$19.7**	**Dolar / m-año**

Tabla 4.40 Espesor económico de tubería de Condensado de Ø5"

La tabla 4.40, muestra el flujo de calor calculado para cinco espesores de aislamiento térmico de fibra de vidrio. El espesor de aislamiento térmico de 2'' (51mm), es el que genera menos gasto en las perdidas de calor e inversión del aislamiento en la tubería de condensado.

Tramo 6 - 8, Ø4'' (114 mm) de 5.7 m de longitud

Espesor	13	25	38	51	64	mm
T_1	100	100	100	100	100	°C
Ts	47.9	37.6	32.9	30.2	28.5	°C
Ta	20	20	20	20	20	°C
Resistencia conducción de fibra de vidrio						
$e_{f\ vidrio}$	13	25	38	51	64	mm
D_3	0.140	0.165	0.191	0.216	0.241	m
$K_{3\ f\ vidrio}$	**0.042**	**0.042**	**0.042**	**0.042**	**0.042**	**W/m °C**
$R_{3\ cond.}$	0.760	1.393	1.936	2.410	2.831	m °C/W
Resistencia convección aire						
D_4	0.141	0.166	0.192	0.217	0.242	m
h_{aire}	4.7	4.0	3.6	3.3	3.0	W/m² °C
$R_{5\ conv.}$	0.4825	0.4781	0.4640	0.4480	0.4322	m °C/W
Resistencia radiación de superficie						
$\varepsilon_{Ac.\ Inox.}$	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	
σ	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	W/m² °K⁴
$R_{6\ Rad}$	2.577	2.183	1.893	1.672	1.496	m °C/W
$q/l_{\ T1-Ts}$	68.56	44.80	34.66	28.95	25.26	W/m
$q/l_{\ Ts-Ta}$	68.56	44.80	34.66	28.95	25.26	W/m
Costo de pérdida energía anual						
$Z_{\ año}$	8640	8640	8640	8640	8640	hr/año
$E_{\ año}$	2133	1393	1078	900	786	MJ / m-año
$C.U_{\ energia}$	$6.52	$6.52	$6.52	$6.52	$6.52	1000 MJ
$C.E_{\ año}$	$13.9	$9.1	$7.0	$5.9	$5.1	Dolar / m-año
n	3	3	3	3	3	año
C.A.T	$20.4	$24.4	$28.2	$32.0	$35.8	Dolar / m-año
$C.A.T_{\ año}$	$6.8	$8.1	$9.4	$10.7	$11.9	Dolar / m-año
$G.T_{\ año}$	**$20.7**	**$17.2**	**$16.4**	**$16.5**	**$17.1**	**Dolar / m-año**

Tabla 4.41 Espesor económico de tubería de Condensado de Ø4''

La tabla 4.41, muestra el flujo de calor calculado para cinco espesores de aislamiento térmico de fibra de vidrio. El espesor de aislamiento térmico de 2'' (51mm), es el que genera menos gasto en las perdidas de calor e inversión del aislamiento en la tubería de condensado.

Tramo 8 - 10, Ø2'' (60 mm) de 10.3 m de longitud

Espesor	13	25	38	51	64	mm
T_1	100	100	100	100	100	°C
Ts	45.1	35.4	31.1	28.7	27.2	°C
Ta	20	20	20	20	20	°C
Resistencia conducción de fibra de vidrio						
$e_{f.vidrio}$	13	25	38	51	64	mm
D_3	0.086	0.111	0.136	0.162	0.187	m
$K_{3\ f.vidrio}$	**0.042**	**0.042**	**0.042**	**0.042**	**0.042**	**W/m** °C
$R_{3\ cond.}$	1.332	2.316	3.096	3.743	4.295	m °C/W
Resistencia convección aire						
D_4	0.087	0.112	0.137	0.163	0.188	m
h_{aire}	5.2	4.3	3.7	3.4	3.1	W/m² °C
$R_{5\ conv.}$	0.7121	0.6638	0.6174	0.5777	0.5440	m °C/W
Resistencia radiación de superficie						
$\varepsilon_{Ac.\ Inox.}$	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	
σ	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	5.67E-08	W/m² °K⁴
$R_{6\ Rad.}$	4.182	3.235	2.637	2.226	1.926	m °C/W
$q/l_{\ T1-Ts}$	41.22	27.91	22.25	19.04	16.95	W/m
$q/l_{\ Ts-Ta}$	41.22	27.91	22.25	19.04	16.95	W/m
Costo de pérdida energía anual						
$Z_{año}$	8640	8640	8640	8640	8640	hr/año
$E_{año}$	1282	868	692	592	527	MJ / m-año
C.U energia	$6.52	$6.52	$6.52	$6.52	$6.52	1000 MJ
$C.E_{año}$	$8.4	$5.7	$4.5	$3.9	$3.4	Dolar / m-año
n	3	3	3	3	3	año
C.A.T	$15.6	$18.3	$20.8	$23.2	$25.5	Dolar / m-año
$C.A.T_{año}$	$5.2	$6.1	$6.9	$7.7	$8.5	Dolar / m-año
$G.T_{año}$	**$13.6**	**$11.8**	**$11.5**	**$11.6**	**$11.9**	**Dolar / m-año**

Tabla 4.42 Espesor económico de tubería de Condensado de Ø2''

La tabla 4.42, muestra el flujo de calor calculado para cinco espesores de aislamiento térmico de fibra de vidrio. El espesor de aislamiento térmico de 1 1/2'' (38 mm), es el que genera menos gasto en las perdidas de calor e inversión del aislamiento en la tubería de condensado.

De las tablas 4.39, 4.40, 4.41 y 4.42, resumimos que los tramos de diferentes diámetros que conforman la troncal de vapor están forrados con aislamiento térmico de fibra de vidrio con los espesores siguientes:

Tramo	0 - 4	Ø6'', 61.4 m, con aislamiento térmico de 50mm.
Tramo	4 - 6	Ø5'', 11.1 m, con aislamiento térmico de 50mm.
Tramo	6 – 8	Ø4'', 5.7 m, con aislamiento térmico de 50mm.
Tramo	8 – 10	Ø2'', 10.3 m, con aislamiento térmico de 38mm.

CAPITULO 5

ANALISIS ECONOMICO

En este capítulo detallaremos los costos realizados durante el desarrollo del proyecto. Para la habilitación del caldero de vapor de 600 BHP en la planta de tintorería, consideraremos los gastos realizados del traslado del caldero, mantenimiento general del caldero, habilitación de la línea de alimentación de combustible Gas Natural, línea de alimentación de agua blanda, línea de vapor de salida al manifold principal de vapor.

Para la troncal de vapor y troncal de condensado contabilizaremos todos los gastos de los elementos que los conforman, como son las tuberías de acero al carbono, accesorios, perfiles de los soportes, electrodos de soldadura, aislamiento térmico, mano de obra.

5.1 Gastos para la habilitación del caldero de vapor de 600 BHP

Como lo describimos líneas arriba, detallaremos los gastos ocasionados para la habilitación del caldero en la Planta de Tintorería de la empresa Texfina.

Relación de Tareas para habilitar al caldero de vapor 600 BHP

Item	Trabajos Ejecutados al Caldero	Proveedor	Costo
1	Desmontaje de chimea y lineas	Texfina S.A.	$240
2	Maniobras del traslado	Transporte y Maniobras	$1,400
3	Conexión de línea de Gas Natural	Decorgas Proyectos	$2,480
4	Manto preventivo general a caldero	Termodinamica S.A	$3,200
5	Manto correctivo (cambio refractario, modutrol, Válv. Purga, y Manto Valv. Globo)	Termodinamica S.A	$5,450
6	Inst. de línea de vapor al manifold principal	Texfina S.A.	$3,930
7	Bomba nueva de alimentacion de agua	La Llave S.A.	$3,000
8	Inst. de nueva linea de alimentacion de agua	Texfina S.A.	$2,245
9	Habilt. de tanque adicional de condensado	Texfina S.A.	$1,526
		Total	**$23,471**

Tabla 5.1 Costo total para habilitar el caldero de vapor 600 BHP

Como habíamos descrito en el punto 3.2, La empresa Texfina tiene instalado en su segunda planta un caldero de vapor de 600 BHP para un consumo de vapor de 30 BHP, demasiada capacidad para poca carga, por lo tanto la Gerencia tomó la decisión de trasladar el caldero de vapor de 600 BHP a la Planta de Tintorería.

En la tabla 5.1 se detalla todos los trabajos que fueron necesarios para habilitar y sumarse al sistema de generación de vapor. El gasto para la habilitación del caldero de vapor para que recupere el 100% de capacidad de 600 BHP para abastecer la tintorería de tela es de $23,117 + IG V.

5.1.1 Detalle de los gastos de los trabajos a cargo de Texfina S.A.

Los trabajos realizados por Texfina S.A. para habilitar el Caldero de Vapor de acuerdo a la tabla 5.1 son: Desmontaje de chimeneas y líneas, Instalación de alimentación de vapor al manifold principal, Instalación de línea de alimentación de agua, Habilitación de tanque adicional de condensado. Detallaremos los gastos que conforman cada ítem mencionado realizado por Texfina S.A.

Desmontaje de chimeneas y líneas

Item	Cant.	Unidad	Descripción	C.Unit.	Sub-Total
1	8	Dia	Dia-hombre	$30	$240
				Total	$240

Tabla 5.2 Gasto de desmontaje de partes externas del caldero

Inst. de alimentación de vapor a manifold principal, con aislamiento térmico.

Cant.	Unidad	Descripción	C.Unit.	Sub-Total
5	unidad	Tubería de Acero al carbono A-53, cedula 40, Ø6" x 6 m	$207	$1,035
3	unidad	Codo de acero al carbono, Ø6", cedula40, soldable	$17	$52
8	unidad	Bridas Tipo Slip On Ac. Carbono, Ø6", 150 libras	$23	$183
32	unidad	Pernos Cab. Hexa. Ø3/4x 4", con tuerca arandela plana y	$2	$74
1	unidad	Angulo de acero estructural A36, 2" x 3/16", 6m	$23	$23
0.75	m	Barra Redonda de Acero al Carbono H1045, Ø1"	$36	$27
0.35	m²	Plancha de Ac. Estructural A36, 1.2mx2.4x12.7mm	$238	$83
5	kg	Electrodo tipo E-6010, Ø1/8"	$1.5	$8
5	kg	Electrodo tipo E-7018, Ø1/8"	$3.5	$18
24	unidad	Suministro e inst. de f. vidrio, 3", espesor y forrado, 24m	$49	$1,185
3	m	Suministro e inst. de f. vidrio, 3", espesor y forrado, 3 codo	$49	$148
1	galón	Pintura base de Esmalte	$15	$15
36	dia	Dia-hombre	$30	$1,080
			Total	$3,930

Tabla 5.3 Relación de materiales de línea de vapor a manifold

Instalación de línea de alimentación de agua

Cant.	Unidad	Descripción	C.Unit.	Sub-Total
0.5	unidad	Tubo de Acero al carbono A-53, cedula 40, Ø6"x6m	$207	$104
4	unidad	Tubo de Acero al carbono A-53, cedula 40, Ø3"x6m	$83	$332
1	unidad	Tubo de Acero al carbono A-53, cedula 40, Ø2 1/2"x6m	$60	$60
2	unidad	Bridas tipo slip on Ac. Carbono, Ø6", 150 libras	$40	$80
1	Unidad	Valvula tipo mariposa de ac. Carbono Ø6", mariposa	$150	$150
8	unidad	Codo de acero al carbono, Ø3"	$5	$36
4	unidad	Bridas tipo slip on Ac. carbono, Ø3", 150 libras	$10	$40
1	Unidad	Reduccion campana 4" a 2", soldable	$3	$3
1	Unidad	Reduccion campana 3" a 2", soldable	$2	$2
1	Unidad	Valvula tipo bola Ø4", roscado	$50	$50
1	Unidad	Unión universal, Ø3", acero carbono	$12	$12
1	Unidad	Unión TEE, Ø3", acero carbono, roscado	$7	$7
2	Unidad	Reduccion campana 3" a 2 1/2", roscado	$2	$5
2	unidad	Codo de acero al carbono, Ø2 1/2", cedula40, soldable	$3	$6
2	Unidad	Valvula tipo bola Ø2 1/2", roscado	$40	$80
2	Unidad	Filtro Y de acero al carbono, Ø2 1/2", roscado	$50	$100
4	Unidad	Valvula check, tipo disco, Ø2 1/2	$20	$80
4	unidad	Kg de solddura E-6010 / Supercito 1/8	$3	$10
24	unidad	Pernos Cab. Hexa. Ø3/8x 3", tuerca, arandela plana	$1	$12
38.4	día	Dia-hombre	$30	$1,152
			Total	$2,320

Tabla 5.4 Relación de materiales de línea de alimentación de agua

Habilitación de Tanque adicional de condensado

Cant.	Unidad	Descripción	C.Unit.	Sub-Total
5	unidad	Tubo de acero al carbono, tipo LAC, Ø3", 2.5mm	$41.5	$208
3	unidad	Tubo de acero al carbono, tipo LAC, Ø2", 2.5mm	$24.0	$72
1	unidad	Plancha de ac. Carb. A36, 1200x2400x9mm	$180.0	$180
4	unidad	Kg de solddura E-6010 / Supercito 1/8	$3	$10
2	galón	Pintura	$25	$50
33.6	día	Dia-hombre	$30	$1,006
			Total	$1,526

Tabla 5.5 Relación de materiales del Tanque adicional condensado

5.2 Gastos para la instalación de la troncal N°5 de vapor

En este punto describiremos todos los trabajos que involucra la instalación de la Troncal N° 5 de vapor sin que afecte alguna estructura o poner en riesgo algún sistema.

Relación de Tareas para instalar la troncal de vapor

Item	Trabajos Ejecutados a la troncal de Vapor	Proveedor	Costo
1	Inst. de columnas de apoyo a vigas estructurales	Texfina S.A.	$1,826
2	Inst. de soportes guias para la troncal de vapor	Texfina S.A.	$2,160
3	Instalación de la troncal N° 5 de vapor	Texfina S.A.	$16,600
4	Inst. de puntos de drenaje para troncal de vapor	Texfina S.A.	$1,114
5	Instalación de Soportes Fijos de las Juntas de dilatación termica	Texfina S.A.	$2,791
6	Instalación del aislamiento térmico de la Troncal de vapor	Fiber Wool Insulation	$4,583
		Total	**$29,075**

Tabla 5.6 Costo total para instalar la troncal N° 5 de vapor

De la Tabla 5.6, la tarea del ítem 1 es reforzar con columnas a las vigas de acero estructural hechas de planchas de 3mm de espesor, donde se fijará la tubería de acero al carbono que transportará vapor. El ítem 2 servirá como soporte de la tubería de vapor, también sirve como guia cuando la tubería se traslada la variación de longitud por dilatación térmica. El ítem 3 es la tubería de vapor propiamente

dicha. La tarea del ítem 4, sirve para retirar el condensado que se forma dentro de la troncal de vapor y pueda ser enviado a la troncal de condensado. La tarea del ítem 5, son los soportes fijos para adsorber la fuerza generada por las dos juntas de dilatación térmica instalada en la troncal de vapor. El ítem 6 describe el forrado del aislamiento térmico de la troncal.

5.2.1 Detalle de los gastos de la instalación de la troncal

Detallaremos en este punto la relación de los materiales y mano de obra que conforman cada tarea realizada en la instalación de la troncal de Vapor.

Instalación de columnas de apoyo a vigas estructurales

Cant.	Unidad	Descripción	C.Unit.	Sub-Total
5	unidad	Tubo de Ac. Carbono,ISO 65, Ø5", 5mm	$126	$632
0.5	m	Plancha de Ac. Estructural A36, 1.2mx2.4mx12.7mm	$238	$119
5	unidad	Base de concreto en piso 300x300x400 mm	$90	$450
1	galón	Pintura base de zincromato	$15	$15
1	galón	Pintura base de Esmalte	$15	$15
5	unidad	Disco de corte Ø14" x 1/8	$8	$40
3	kg	Electrodo tipo E-6010, Ø1/8"	$2	$5
3	kg	Electrodo tipo E-7018, Ø1/8"	$4	$11
18	día	Dia-hombre	$30	$540
			Total	$1,826

Tabla 5.7 Relación de materiales de las columnas de apoyo

Soportes guiadores de la troncal de vapor

Cant.	Unidad	Descripción	C.Unit.	Sub-Total
14	unidad	Angulo de acero estructural A36, 2" x 3/16", 6m	$23	$323
5.5	m	Barra redonda de acero al carbono H1045, Ø1"	$36	$198
40	unidad	Perno Cab. Hexa. Ø5/8x 2 1/2", tuerca y arandela	$1.8	$72
40	unidad	Anillo seeguer para eje Ø1"	$1	$20
2	galón	Pintura base de zincromato	$15	$30
2	galón	Pintura base de Esmalte	$15	$30
5	unidad	Disco de corte Ø14" x 1/8	$8	$40
5	kg	Electrodo tipo E-6010, Ø1/8"	$1.5	$8
48	dia	Dia-hombre	$30.0	$1,440
				$2,160

Tabla 5.8 Relación de materiales de los soportes guiados de la Troncal

Linea de troncal de vapor,

Cant.	Unidad	Descripción	C.Unit.	Sub-Total
11	unidad	Tubo de acero al carbono A-53, cedula 40, Ø8"x6m	$311	$3,421
3	unidad	Codo de acero al carbono, Ø8", cedula 40, soldable	$35	$105
16	unidad	Bridas tipo slip on Ac. carbono, Ø8", 150 libras	$22	$352
64	unidad	Perno Cab. Hexa. Ø3/4x 4 1/2", tuerca arandela	$2	$157
1	unidad	Reduc. Excéntrica, ac. carbono, Ø8"-6", cedula 40	$28	$28
1	unidad	Tubo de acero al carbono A-53, cedula 40, Ø6"x6m	$207	$207
2	unidad	Bridas tipo slip on Ac. carbono, Ø6", 150 libras	$18	$36
16	unidad	Perno Cab. Hexa. Ø3/4x 4 1/2", tuerca y arandela	$2	$39
1	unidad	Reduc. Excéntrica, ac. carbono, Ø6"-5", cedula 40	$14	$14
2	unidad	Tubo de Acero al carbono A-53, cedula 40, Ø5"x6m	$158	$316
1	unidad	Reduc. Excéntrica, ac.carbono, Ø5"-2 1/2",cedula 40	$9	$9
2	unidad	Tubo acero al carbono A-53, cedula 40, Ø2 1/2"x6m	$68	$136
1	Unidad	Válv. asiento, acero fundido,para vapor, bridas-150 Lb	$950	$950
2	unidad	Junta de dilatación térmica para vapor, acero carbono, Ø8" x 100 mm, 150 Libras	$1,050	$2,100
25	kg	Electrodo tipo E-6010, Ø1/8"	$2	$38
15	kg	Electrodo tipo E-7018, Ø1/8"	$4	$53
288	dia	Dia-hombre	$30	$8,640
				$16,600

Tabla 5.9 Relación de materiales de la troncal de vapor

Instalación de puntos de drenaje para Troncal de vapor

Cant.	Unidad	Descripción	C.Unit.	Sub-Total
0.08	unidad	Tubo de acero al carbono A-53, cedula 40, Ø4"x6m	$118	$10
2	unidad	Tubo acero al carbono A-53, cedula 40, Ø1/2"x6m	$10	$20
2	unidad	Bridas tipo slip on Ac. Carbono, Ø4", 150 libras	$14	$28
2	unidad	Bridas ciega de Ac. Carbono, Ø4", 150 libras	$14	$28
16	unidad	Pernos Cab. Hexa. Ø5/8x 3", tuerca y arandela	$2	$29
1	unidad	Bridas tipo slip on Ac. Carbono, Ø2 1/2",150 Lb	$8.5	$9
1	unidad	Bridas ciega de Ac. Carbono, Ø2 1/2", 150 Lb	$8.5	$9
4	unidad	Pernos Cab. Hexa. Ø5/8x 3", tuerca y arandela	$1.8	$7
6	Unidad	Valv. de vapor, ac. fundido, tipo bola, Ø1/2",roscado	$20	$120
3	Unidad	Filtro tipo Y para vapor, ac. fundido, Ø1/2", roscado	$18	$54
3	Unidad	Valvula check, tipo disco, Bronce, Ø1/2", roscado	$11	$33
3	Unidad	Trampa de vapor, tipo termodinamico,1/2", roscado	$100	$300
12	unidad	Bridas tipo slip on Ac. Carbono, Ø1/2", 150 libras	$1.7	$20
8	unidad	Pernos Cab. Hexa. Ø1/2x 2", tuerca y arandela	$1	$8
3	kg	Electrodo tipo E-6010, Ø1/8"	$1.5	$5
1	kg	Electrodo tipo E-7018, Ø1/8"	$3.5	$4
14.4	día	Dia-hombre	$30	$432
				$1,114

Tabla 5.10 Relación de materiales de drenaje de Troncal de vapor

Instalación de Soportes Fijos de Juntas de dilatación térmica

Cant.	Unidad	Descripción	C.Unit.	Sub-Total
7	unidad	Tubo de Ac. Carbono,ISO 65, Ø5", 5mm	$11	$78
0.5	m	Plancha de Ac. Estructural A36, 1.2mx2.4x12.7mm	$238	$119
1	unidad	Angulo de acero estructural A36, 3" x 1/4", 6m	$45	$45
7	unidad	Base de concreto en piso 700x700x800 mm	$170	$1,192
1	galón	Pintura base de zincromato	$15	$15
1	galón	Pintura base de esmalte	$15	$15
7	unidad	Disco de corte Ø14" x 1/8	$8	$56
4	kg	Electrodo tipo E-6010, Ø1/8"	$1.5	$6
4	Kg	Electrodo tipo E-7018, Ø1/8"	$4	$14
43.2	día	Dia-hombre	$30	$1,296
				$2,836

Tabla 5.11 Relación de materiales de los soportes fijos de la junta D.T.

Instalación de Aislamiento térmico de la troncal de vapor

Cant.	Unidad	Descripción	C.Unit.	Sub-Total
63.1	m	Inst. de cañuelas de fibra de vidrio, Ø8", espesor 3"	$54	$3,387
4	unidad	Inst. de fibra de vidrio a codo de Ø8", espesor 3"	$54	$215
5	m	Inst. de cañuelas de fibra de vidrio, Ø6", espesor 3"	$49	$243
10.1	m	Inst. de cañuelas de fibra de vidrio, Ø5", espesor 3"	$44	$441
10	m	Inst. de fibra de vidrio a codo de Ø2 1/2", espesor 2"	$27	$270
1	unidad	Inst. de fibra de vidrio a codo de Ø2 1/2", espesor 2"	$27	$27
				$4,583

Tabla 5.12 Relación de materiales del aislamiento térmico

Los gastos de cada tarea detallada en cada tabla de este capítulo representan todos los elementos que conformaron la instalación completa de la troncal de vapor.

5.2.1.1 Costo unitario de tubería de vapor

Ahora contabilizaremos los gastos referidos a cada tramo de longitud de la troncal de vapor de un mismo diámetro con el objetivo de encontrar el costo unitario de instalación de un metro lineal de una línea de vapor en función del diámetro.

Item	Trabajos ejecutados a la troncal de Vapor	Gasto por diametro de tubería Ø8"	Ø6"	Ø5"	Ø2 1/2"
1	Inst. de columnas de apoyo a vigas Estructurales	$1,519	$86	$153	$69
2	Inst. de soportes guias para la troncal de vapor	$1,796	$102	$181	$81
3	Instalación de la troncal N° 5 de vapor	$13,849	$851	$1,314	$586
4	Inst. de puntos de drenaje para Troncal de vapor	$927	$52	$93	$42
5	Instalación de soportes fijos de las juntas de dilatación termica	$2,321	$131	$234	$105
6	Instalación del aislamiento térmico de la troncal de vapor	$3,602	$243	$441	$297
	Sub-Total	$24,014	$1,466	$2,415	$1,181
7	Longitud de tuberia de Vapor (m)	63.1	5	10.1	10
8	Costo unitario de Inst. de tuberia de vapor	$381	$293	$239	$118
9	Costo unitario de Inst. de tuberia / Ø	$48	$49	$48	$47
	Promedio	$48			

Costo unitario de Inst. de tuberia vapor por metro lineal : $ 48 x Ø

Tabla 5.13 Costo unitario de instalación de tubería de vapor

La tabla 5.13 muestra todos los gastos de la instalación de la troncal de vapor de cada diámetro, ordenada por cada tarea ejecutada referida a la instalación de la troncal. Todo el tramo de la troncal de vapor de tubería de diámetro de 8", referido a los soportes, guías, columnas, drenaje, junta de dilatación térmica, aislamiento térmico, mano de obra representó un gasto de $ 24,014 + IGV. El tramo de la troncal de vapor de tubería de diámetro de 6", represento un gasto de $ 1,466 + IGV. El tramo de vapor de tubería de 5", represento un gasto de $2,415 + IGV. El tramo de tubería de diámetro de 2 ½", represento un gasto de $ 1,181 + IGV.

Todos los gastos parciales de los tramos de la troncal de vapor de cada diámetro de tubería dividida por su respectiva longitud nos da como resultado el costo unitario por metro lineal de la instalación nueva de línea de vapor, como muestra la fila del ítem 8 de la tabla 5.13.

Podemos apreciar que el costo unitario de instalación de tubería de vapor por metro lineal se puede representar por la relación de la constante promedio multiplicada por el diámetro, es decir $ 48 x Ø.

5.3 Gastos para la instalación de la troncal Condesado

En este punto describiremos todos los trabajos que involucra la instalación de la Troncal Condensado sin que afecte alguna estructura o poner en riesgo algún sistema.

Relación de tareas para instalar la troncal de condensado

Item	Trabajos ejecutados a la troncal de condensado	Proveedor	Costo
1	Inst. de soportes guias de la troncal de condensado	Texfina S.A.	$771
2	Instalación de la troncal de condensado	Texfina S.A.	$9,717
3	Instalación del aislamiento térmico de la troncal de vapor	Fiber Wool Insulation	$3,648
		Total	**$14,136**

Tabla 5.14 Costo total para instalar la troncal de Condensado

De la Tabla 5.14, la tarea del ítem 1, sirve como guía cuando la tubería traslada la variación de longitud por dilatación térmica. El ítem 2 es la tubería de la troncal de

condensado propiamente dicha. El ítem 6 describe el forrado del aislamiento térmico de la troncal. Todo representa un gasto de $ 11,859 + IGV.

5.3.1 Detalle de gasto de la instalación de la Troncal de Condensado

Detallaremos en este punto la relación de los materiales y mano de obra que conforman cada tarea realizada en la instalación de la troncal de Condensado

Soportes guiadores de la troncal de condensado

Cant.	Unidad	Descripción	C.Unit.	Sub-Total
5	unidad	Angulo de acero estructural A36, 2" x 3/16", 6m	$23	$115
2.0	m	Barra redonda de acero al carbono H1045, Ø1"	$36	$70
15	unidad	Perno Cab. Hexa. Ø5/8x 2 1/2", tuerca y arandela	$1.8	$27
15	unidad	Anillo seeguer para eje Ø1"	$1	$8
1	galón	Pintura base de zincromato	$15	$11
1	galón	Pintura base de esmalte	$15	$11
2	unidad	Disco de corte Ø14" x 1/8	$8	$14
2	kg	Electrodo tipo E-6010, Ø1/8"	$1.5	$3
17	día	Dia-hombre	$30.0	$513
				$771

Tabla 5.15 Materiales de soportes guiados de la troncal de condensado

Linea de troncal de condensado

Cant.	Unidad	Descripción	C.Unit.	Sub-Total
11	unidad	Tubo de acero al carbono A-53, cedula 40, Ø6"x6m	$207	$2,277
5	unidad	Codo de acero al carbono, Ø6", cedula 40, soldable	$26	$131
12	unidad	Bridas tipo slip on Ac. Carbono, Ø6", 150 libras	$15	$180
96	unidad	Pernos Cab. Hexa. Ø3/4x 4 1/2", tuerca y arandela	$2	$236
1	unidad	Reduc. Excéntrica, ac. carbono, Ø6"-5", cedula 40	$14	$14
2	unidad	Tubo de acero al carbono A-53, cedula 40, Ø5"x6m	$158	$316
4	unidad	Bridas tipo slip on Ac. Carbono, Ø5", 150 libras	$15	$60
32	unidad	Pernos Cab. Hexa. Ø3/4x 4 1/2", tuerca y arandela	$2	$79
1	unidad	Reduc. Excéntrica, ac. carbono, Ø5"- 4", cedula 40	$11	$11
1	unidad	Tubo de acero al carbono A-53, cedula 40, Ø4"x6m	$118	$118
1	unidad	Reduc. Excéntrica, ac. carbono, Ø5"- 4", cedula 40	$7	$7
2	unidad	Bridas tipo slip on Ac. Carbono, Ø4", 150 libras	$14	$28
8	unidad	Pernos Cab. Hexa. Ø5/8x3", tuerca y arandela	$2	$14
2	unidad	Tubo de acero al carbono A-53, cedula 40, 2"x6m	$55	$110
1	unidad	TEE de acero al carbono, Ø2", cedula 40	$4	$4
6	unidad	Codo de acero al carbono, Ø2", cedula 40	$2	$11
3	unidad	Codo de acero al carbono, Ø2 1/2", cedula 40	$3	$8
1	unidad	Codo de acero al carbono, Ø1 1/2", cedula 40	$1	$1
20	kg	Electrodo tipo E-6010, Ø1/8"	$2	$30
10	kg	Electrodo tipo E-7018, Ø1/8"	$4	$35
202	día	Dia-hombre	$30	$6,048
				$9,717

Tabla 5.16 Relación de materiales de la troncal de condensado

Instalación de Aislamiento térmico de la troncal de condensado

Cant.	Unidad	Descripción	C.Unit.	Sub-Total
61.6	m	Inst. de cañuelas de fibra de vidrio, Ø6", espesor 2"	$40	$2,446
5	unidad	Inst. de fibra de vidrio a Codo de Ø6", espesor 2"	$40	$199
11.3	m	Inst. de cañuelas de fibra de vidrio, Ø5", espesor 2"	$36	$401
6	m	Inst. de cañuelas de fibra de vidrio, Ø4", espesor 2"	$32	$192
10.5	m	Inst. de cañuelas de fibra de vidrio, Ø2", espesor 1 1/2"	$21	$219
5	unidad	Inst. de fibra de vidrio a Codo de Ø2", espesor 1 1/2"	$21	$104
3	unidad	Inst. de fibra de vidrio a Codo de Ø2 1/2", espesor 1 1/2"	$23	$70
1	unidad	Inst. de fibra de vidrio a Codo de Ø1 1/2", espesor 1"	$17	$17
				$3,648

Tabla 5.17 Materiales del aislamiento térmico del condensado

Los gastos de cada tarea detallada en cada tabla de este capítulo representan todos los elementos que conformaron la instalación completa de la troncal de condensado.

5.3.1.1 Costo unitario de tubería de condensado

Ahora contabilizaremos los gastos referidos a cada tramo de longitud de la troncal de condensado de un mismo diámetro con el objetivo de encontrar el costo unitario de instalación de un metro lineal de una línea de retorno de condensado en función del diámetro.

		Gasto por Diametro de Tuberia			
Item	Trabajos Ejecutados a la línea de Condensado	Ø6"	Ø5"	Ø4"	Ø2"
1	Inst. de soportes guias de la troncal de condens.	$621	$88	$33	$28
2	Instalación de la Troncal de Condensado	$7,766	$1,168	$431	$353
3	Instalación del aislamiento térmico de la Troncal de vapor	$2,707	$443	$262	$236
	Sub-Total	$11,095	$1,699	$725	$617
		$14,136			
4	Longitud de tubería de Vapor (m)	61.4	11.1	5.7	10
5	Costo Unitario de Inst. de Tuberia de vapor	$181	$153	$127	$62
6	Costo Unitario de Inst. de Tuberia / Ø	$30	$31	$32	$31
	Promedio	$31			

Costo Unitario de Inst. de tuberia condensado por metro lineal : $ 31 x Ø

Tabla 5.18 Costo unitario de Instalación de tubería de condensado

La tabla 5.18 muestra todos los gastos de la instalación de la troncal de condensado de cada diámetro, ordenada por cada tarea ejecutada referida a la instalación de la troncal. Todo el tramo de la troncal de condensado de

tubería de diámetro de 6", referido a los soportes guías, tuberías, aislamiento térmico, mano de obra representó un gasto de $ 11,095 + IGV. El tramo de la troncal de condensado de tubería de diámetro de 5", represento un gasto de $ 1,699 + IGV. El tramo de condensado de tubería de 4", represento un gasto de $ 725 + IGV. El tramo de tubería de diámetro de 2", represento un gasto de $ 617 + IGV.

Todos los gastos parciales de los tramos de la troncal de condensado de cada diámetro de tubería dividida por su respectiva longitud nos da como resultado el costo unitario por metro lineal de la instalación nueva de línea de condensado, como muestra la fila del ítem 5 de la tabla 5.18.

Podemos apreciar que el costo unitario de instalación de tubería de condensado por metro lineal se puede representar por la relación de la constante promedio multiplicada por el diámetro, es decir $ 31 x Ø.

5.4 Gasto Total del proyecto

En resumen indicaremos el gasto total del proyecto en la habilitación del caldero de vapor de 600 BHP, instalación de la troncal de vapor y condensado.

Item	Descripción	Costo
1	Habilitar el caldero de Vapor de 600 BHP	$23,471
2	Instalacion Completa de la Troncal de Vapor	$29,075
3	Instalacion Completa de la Troncal de retorno de Condensado	$14,136
		$66,253

Tabla 5.19 Tabla de resumen total del gasto del proyecto

OBSERVACIONES

a) Para estimaciones rápidas de consumo de vapor por máquina o por tintorería, el flujo de vapor promedio necesario para cumplir con la curva de calentamiento de un proceso de teñido, debe de ser representado por unidades de potencia de calderos de vapor por unidad de masa de tela, es decir en BHP/kg de tela.

Un dato de referencia de la relación BHP/ kg de tela de la empresa Textil San Cristóbal S.A. es 0.256 BHP de vapor/kg de tela para una gradiente de calentamiento de 4 °C/min en sus teñidos, para un gradiente de 1 °C/min se requiere (0.256 BHP/kg) / (4 °C/min) = 0.064 (BHP / kg) / (°C/min). Para la empresa Texfina S.A. para sus procesos de teñidos de tela requiere de 0.188 BHP de vapor / kg para una gradiente de calentamiento de 3 °C/min y , para un gradiente de 1 °C/min se requiere (0.188 BHP/kg) / (3 °C/min) = 0.063 (BHP / kg) / (°C/min), ratio muy similar al ratio de la empresa Textil San Cristóbal S.A.

b) Puesto en marcha el caldero de vapor adicional de 600 BHP, se aprecia que los calderos de vapor cumplen con la demanda de consumo de vapor que requieren las maquinas teñidoras de tela e hilo, ello se corrobora viendo operar a los tres calderos juntos y puedan entregar vapor hasta llegar a la presión máxima de trabajo y puedan apagarse de manera secuencial. Por otro lado Se ha observado en el panel de control (computadora industrial) de las maquinas teñidoras que las curvas del proceso de teñido real cumple con la curva del proceso teñido teórico

c) Para el dimensionamiento del diámetro de las tuberías vapor por el método de velocidad, se ha considera valores de 25 m/s a 35 m/s, para nuestro caso sea considerado el valor de velocidad de 27 m/s para disminuir las pérdidas de energía por fricción. Para el dimensionamiento de tuberías de retorno de Condensado, se debe diseñar con velocidad mínima de 15 m/s y velocidad máxima de 20 m/s. para descargar un flujo en dos estado, líquido y vapor.

d) De acuerdo a la Tabla 5.13 ¨ **Costo unitarios por metro lineal de instalación de tubería de vapor**¨, el resultado de los costos unitarios generado por la instalación completa de la troncal de vapor N° 5, considerando los materiales para las columnas de apoyo de 6 m, soportes guiadores, puntos de drenaje, juntas de dilatación térmica, aislamiento térmico y mano de obra, se observa que el costo unitario por metro lineal se incrementa conforme aumenta el diámetro de la tubería de la troncal.

e) El costo del suministro e instalación de la línea de alimentación de vapor del caldero adicional de 600 BHP hacia el manifold principal de vapor de acuerdo al diseño que se muestra en las figuras 3.2 y 3.3, cotizado a todo costo por la empresa Termodinámica S.A. fue de $ 7,146. Texfina S.A. realizó el trabajo de instalación de la línea de alimentación de vapor mencionada a todo costo y le represento un gasto de $ 3,930, es decir el 55% de lo cotizado por Termodinámica S.A. y el ahorro para Texfina sería de 45%.

CONCLUSIONES

a) El consumo de vapor expresado en potencia de calderos por unidad de masa para una Tintorería de tela de algodón para 1°C/min de gradiente de calentamiento le corresponde 0.064 BHP/kg de tela, para 2 °C/min de gradiente le corresponde 0.124 BHP/kg de tela, es decir el ratio de 0.064 BHP/kg es directamente proporcional por cada 1°C/min , con el ratio calculado se puede determinar rápidamente el consumo de vapor de una maquina teñidora de tela, también de una planta de tintorería.

b) La capacidad del Sistema Térmico de generación de vapor de 1400 BHP de potencia satisface la necesidad de consumo de vapor para una tintorería de capacidad 11,380 kg / Parque-Maquina (sumando las capacidades de teñido de tela de las máquinas de la tabla 4.11) y para una simultaneidad de operación de 62%. Con ello se ha eliminado los retrasos en la etapa de los calentamientos del baño de teñido y el estatus de cumplimiento de curva de teñido salen en estado conforme.

c) Se concluye que para el cálculo de dimensionamiento del diámetro de una tubería de transporte de vapor, se debe tomar como referencia el valor de velocidad de 27 a 30m/s, con ello se consigue mínimas perdidas de presión

por el transporte del flujo de masa como lo muestra los cálculo de la Tabla 4.22 hasta la Tabla 4.29 con valores de caída de presión menores a un psi-g. Adicional a ello se consigue eliminar los ruidos en el transporte de vapor debido a las altas velocidades.

d) Para toda troncal de distribución principal de vapor, el costo unitario que comprende fabricación e instalación de tubería, columnas de apoyo, soportes guiadores, drenaje de condensado, junta de dilatación térmica, aislamiento térmico y mano de obra puede ser expresado en función de diámetro de tubería afectado por una constante, como lo muestra la tabla 5.13. Si dividimos el diámetro expresado en pulgadas al costo unitario de cada tramo obtenemos en promedio la constante de 48, obtenemos la siguiente relación Costo unitario de fabricación de troncal de vapor = $ 48 Ø, donde Ø expresado en pulgadas.

Para una troncal de retorno de condensado, tiene la relación siguiente

Costo unitario de fabricación de troncal de vapor = $ 31 Ø, con estas relaciones poder hacer estimaciones rápidas y cercanas al costo de un proyectos de líneas de vapor.

e) Se concluye que el gasto de la fabricación de una troncal de distribución principal de vapor y troncal de retorno de condesado es el 55% de lo que te puede costar si tercer izamos la fabricación e instalación de los mismo. En nuestro caso, según la tabla 5.19, Texfina ha gastado en la fabricación de la troncal de vapor y condesado un monto de $ 43,211, y con ello estimamos que nos hemos ahorrado un monto estimado de $35,354 por no haberlo tercerizado.

RECOMENDACIONES

a) El flujo másico de la bomba de agua de alimentación al caldero debe mayor al flujo de másico de vapor que genera el caldero de vapor, normalmente es el doble.

b) Para no tener problemas con la cavitación en la succión de las bombas de alimentación de agua a los calderos, la altura de la succión positiva debe mínima de 3.5m de altura, dado que el agua llega a 90°C.

c) Se debe de considerar el valor del factor de simultaneidad de 0.55 a 0.65 para una empresa textil, dato dado en el seminario de eficiencia de calderos de vapor por el Instituto IDIA, liderado por la empresa termodinámica S.A. quien es líder en diseño, fabricación, ejecución de proyectos con más de 47 años de experiencia.

d) Toda línea principal de distribución de vapor (troncal de vapor) debe tener una pendiente mínima y debe tener cada 30m a 50m bolsillos o puntos de drenaje para atrapar y evacuar el condensado generado por las pérdidas de transferencia de calor de los alrededores, con el fin de mejorar la calidad del vapor y evitar golpes de ariete.

e) Para determinar el tamaño de los bolsillo purgadores de condensado de una troncal de vapor de acuerdo al tamaño de la tubería de vapor, debemos referirnos a la tabla de dimensionamiento expresado en la figura 2.10 del capítulo 2.

f) En todo proyecto de mejora dentro de una empresa, la información técnica debe ser recabada y procesada por el personal propio de la empresa, dado que conoce bien el proceso propio de la producción, y pueda ser utilizada para desarrollo del proyecto

g) La característica de la tubería para vapor, para presión de 07 bar manométrico, debe ser de acero al carbono, norma ASTM A53, mínimo de cedula 40, sin costura.

h) Para calcular el flujo de calor a través de las tuberías de vapor, se desprecian las resistencias térmicas por convección interior del vapor, por conducción de la tubería de vapor y del forro de metal del aislamiento, porque es despreciable a la suma de resistencias de térmicas por conducción del aislamiento térmico y convección del aire exterior.

i) Para no tener problemas con la cavitación en la succión de las bombas de alimentación de agua a los calderos, la altura de la succión positiva debe mínima de 3.5m de altura, dado que el agua llega a 90°C.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- Junta de Castilla y León, Consejería de economía y Empleo (España)
  Manual técnico de diseño y cálculo de redes de vapor

- Spirax Sarco
  Tutoriales de Ingeniería de vapor de la empresa.
  www.spiraxsarco.com/resources/steam-engineering-tutorials.asp

- Spirax Sarco
  Manual técnico de Trampa de vapor termodinámico BTD52L
  www.spiraxsarco.com/products-services/products/steam-traps/thermodynamic-steam-traps.asp

- Spirax Sarco
  Manual técnico de Trampa de vapor del tipo Flotador FT-14
  www.spiraxsarco.com/products-services/products/steam-traps/ball-float-steam-traps.asp

- Fiberglass Colombia S.A.
  Aislamiento Térmico
  www.fiberglascolombia.com

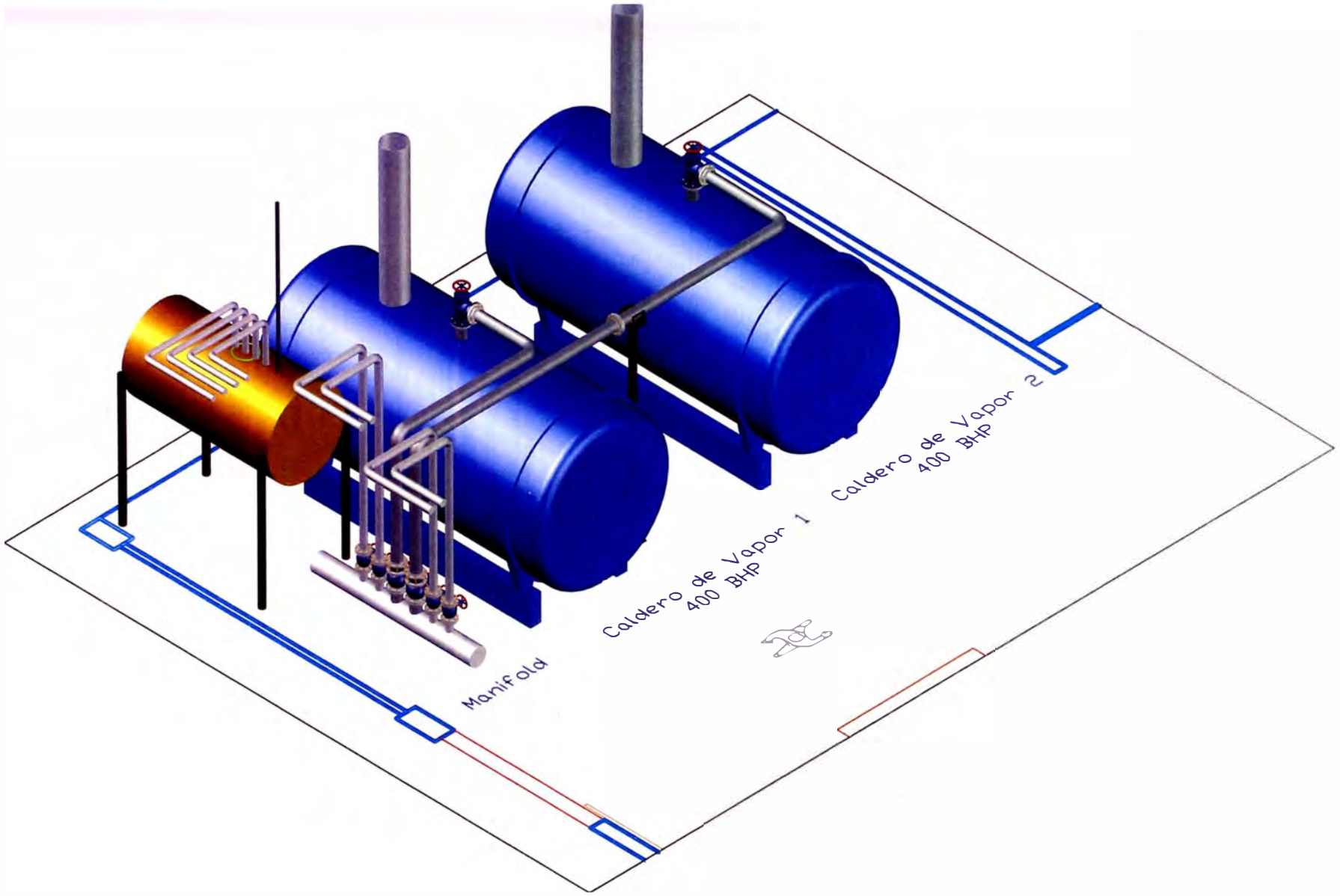
- Ferdinand P. Beer / E.Russell Johnston, Jr. / John T. Dewolf / David F. Mazurek
  Mecánica de Materiales, 6ta. Edición

- Yunus A. Cengel / Michael A. Boles
  Termodinámica, Tomo II, 2da Edición

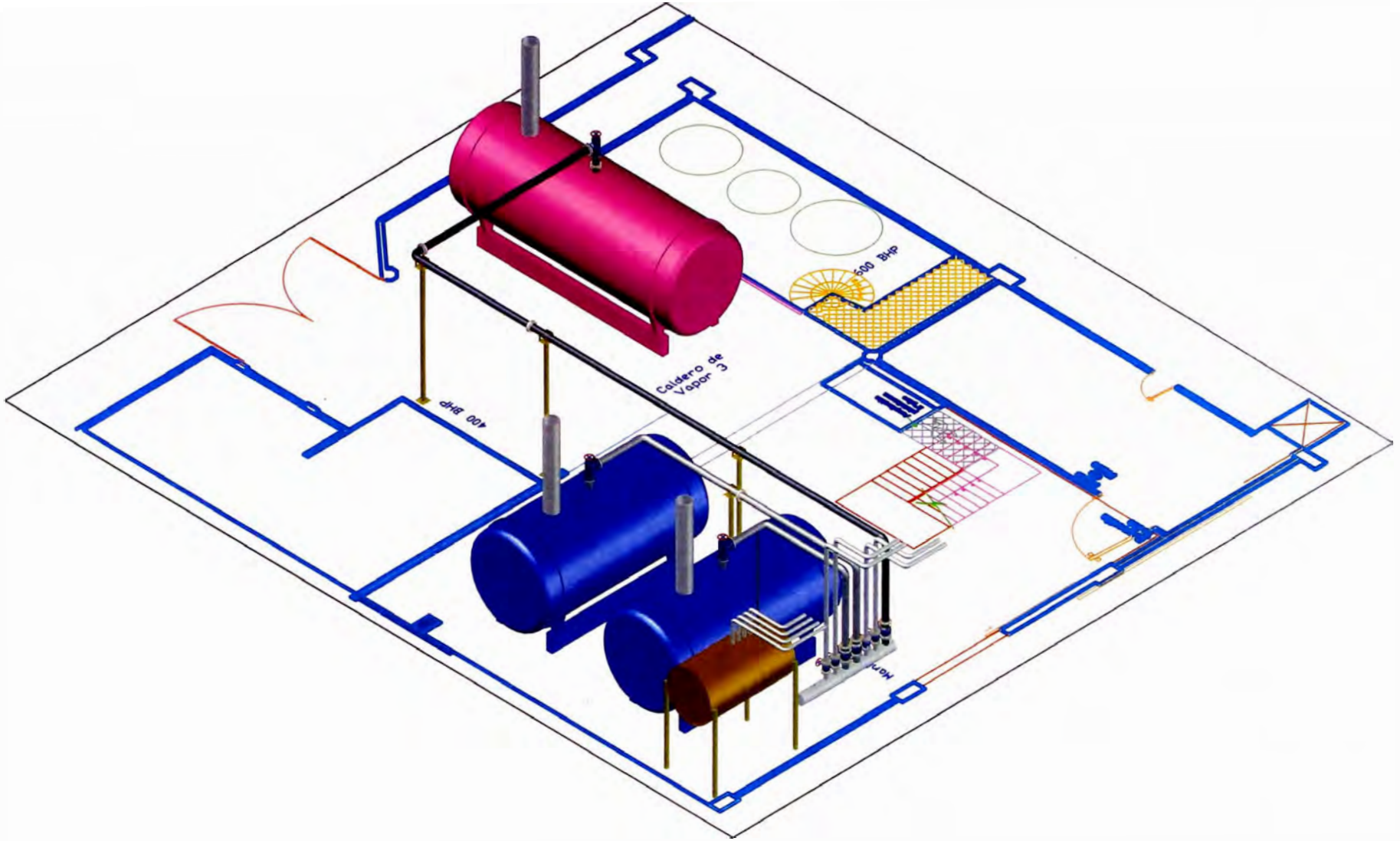
- Dinatecnica Industria e Comercio Ltda
  Junta de Expansion metalica
  www.dinatecnica.com.br

- Ministerio Industria y Comercio / Instituto para la Diversificación y ahorro de la Energía
  Diseño y Cálculo del Aislamiento Térmico de conducciones, aparatos y equipos.
  www.idaes.es

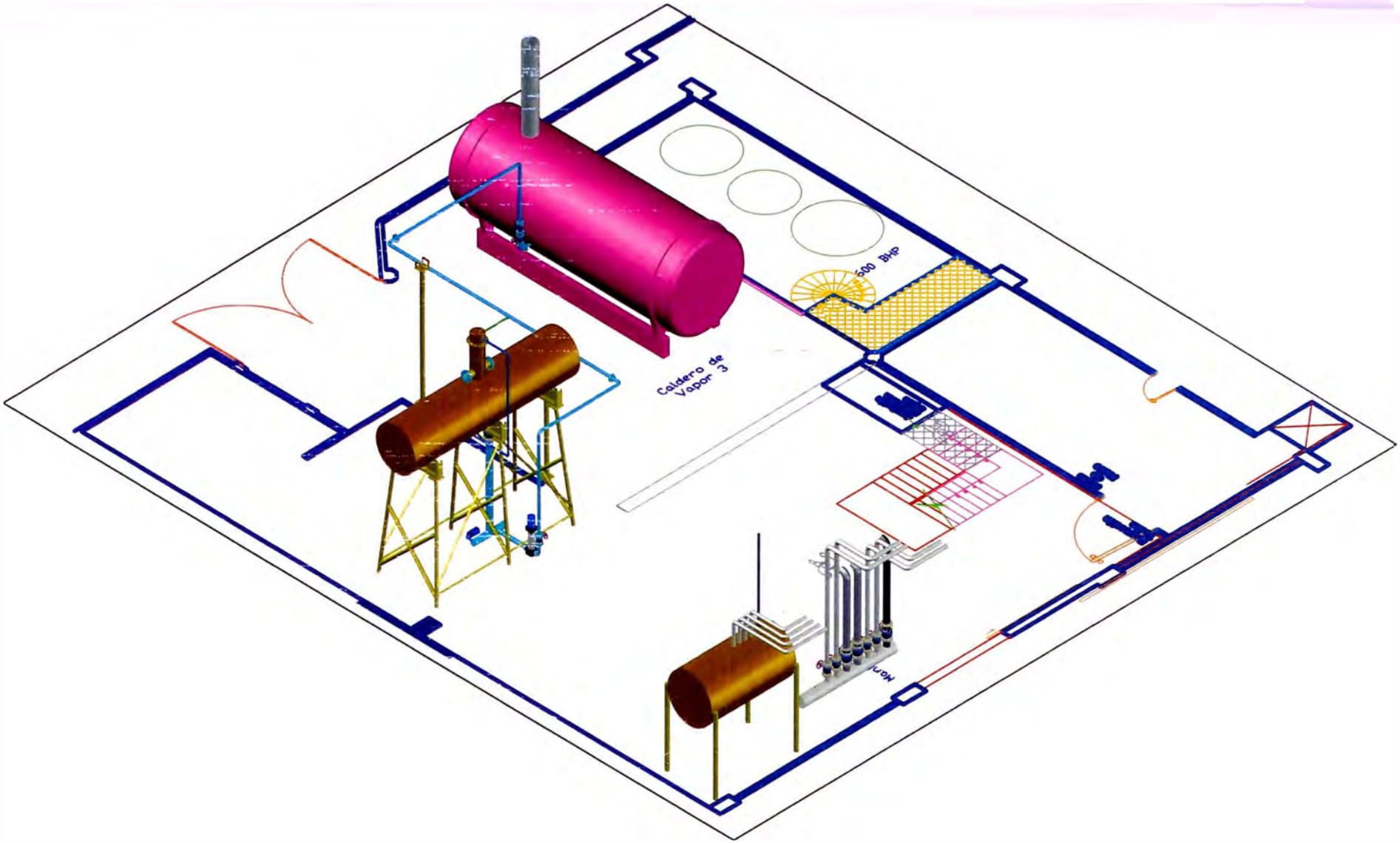
APENDICE



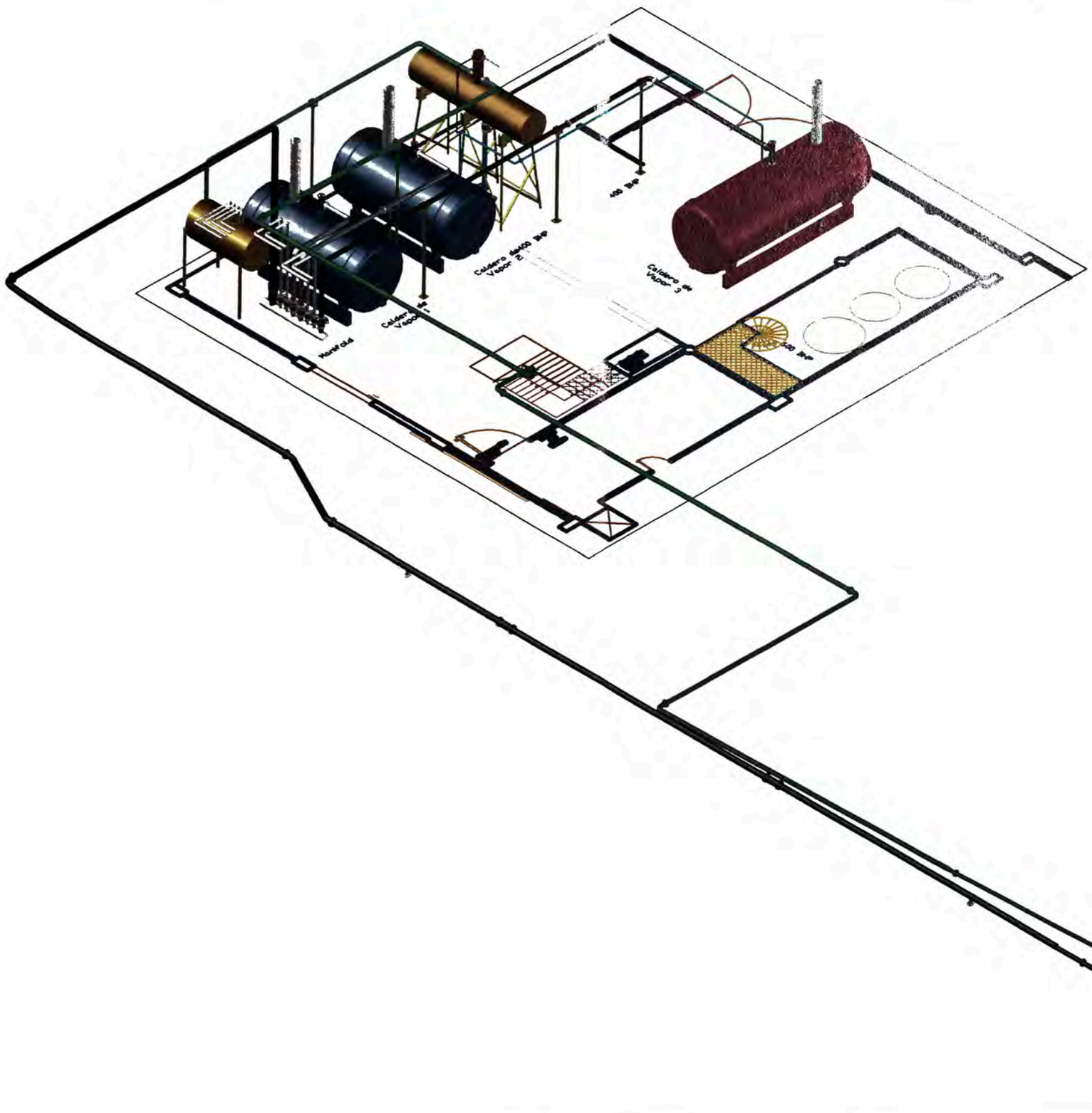
△	- Material: Acero Estructural	—	TEXFINA S.A.		Planta/Area: Planta de Fuerza
△	- Escala :	—	Fecha	15/10/11	Descripción: Ubicación de dos calderos de Vapor de 400 BHP
△		—	Dis/Dib	DJ	Proyección
	DESCRIPCION	—	Rev.		Plano N° : P.C.V.04
	REFERENCIAS		Aprob.		



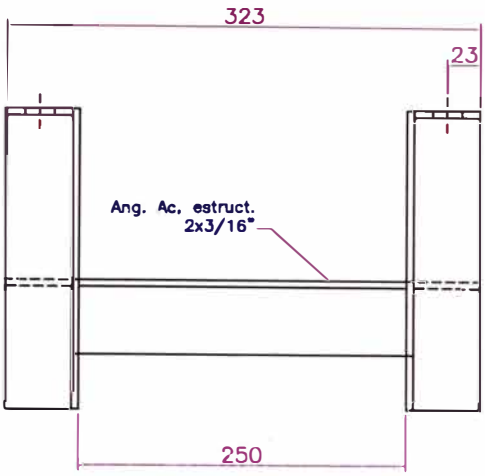
- Material: Acero Estructural		TEXFINA S.A.		Planta/Area: Planta de Fuerza	
- Escala :		Fecha	11/10/11	Descripción: Propuesta de Ubicación de Caldero de 600 BHP	
		Dis/Dib	DJ	Proyección	
DESCRIPCION		Rev.		Plano N°	
REFERENCIAS		Aprob.		P.C.V.03	

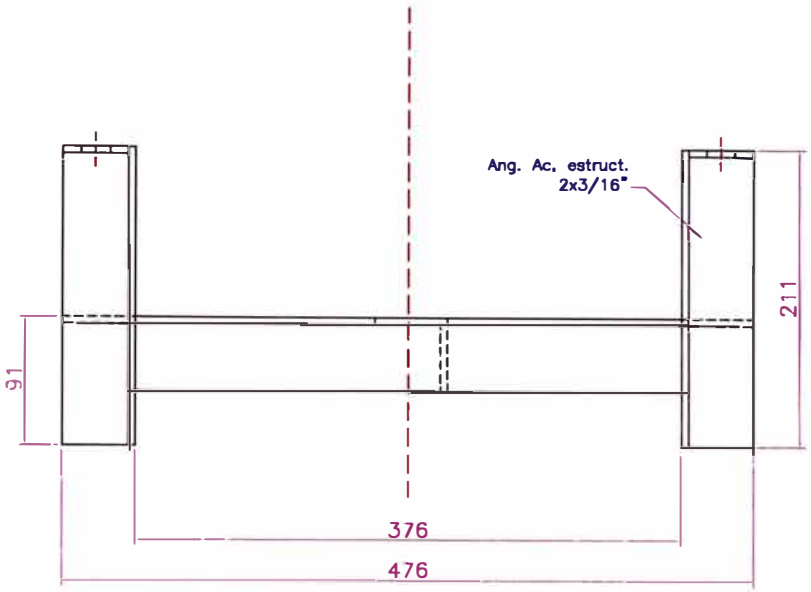


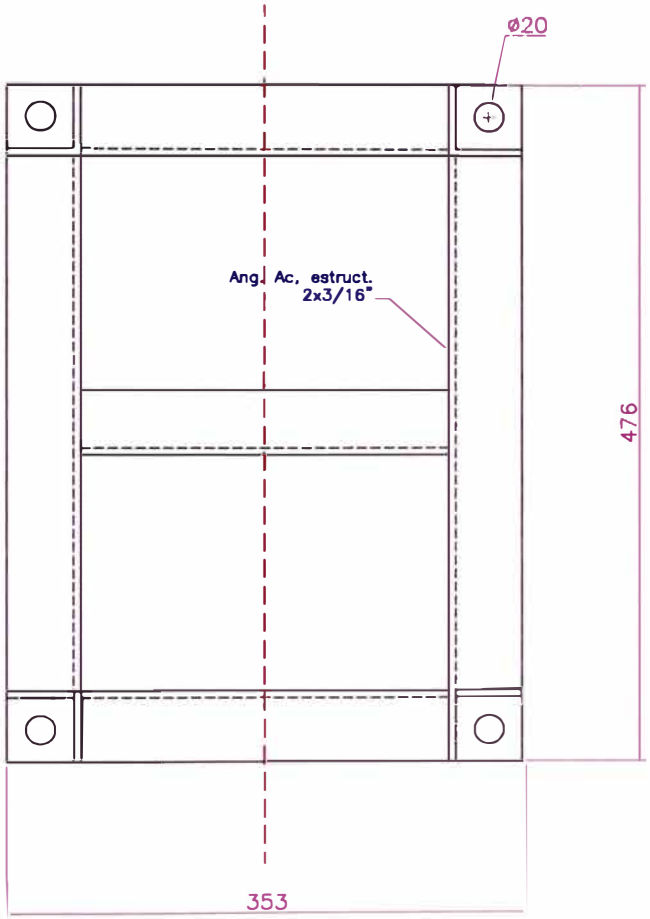
	- Material: Acero Estructural	—	TEXFINA S.A.		Planta/Area: Planta de Fuerza
	- Escala :	—	Fecha	11/10/11	Descripción: Nuevo Tanque Diario de Condensado
		—	Dis/Dib	DJ	Proyección
	DESCRIPCION	—	Rev.		Plano N° : P.C.V.01
	REFERENCIAS		Aprob.		



- Material: Acero Estructural	—	TEXFINA S.A.		Planta/Area: Planta de Fuerza
- Escala :	—	Fecha	16/10/11	Descripción: Propuesta de nueva Troncal de Vapor y condensado
	—	Dis/Dib	DJ	Proyección
DESCRIPCION	—	Rev		Plano N° : P.C.V.05
REFERENCIAS		Aprob.		



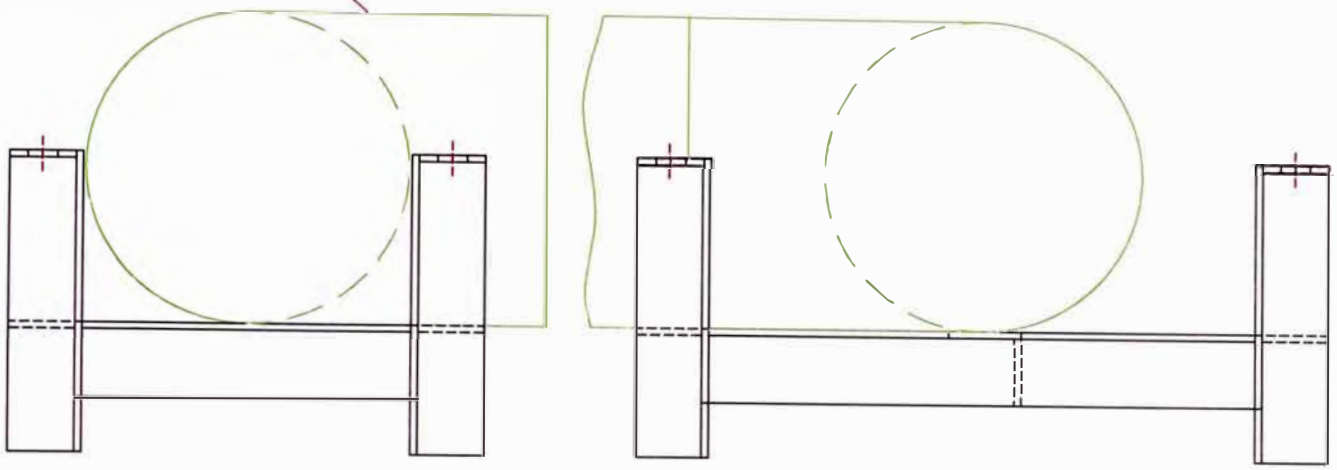


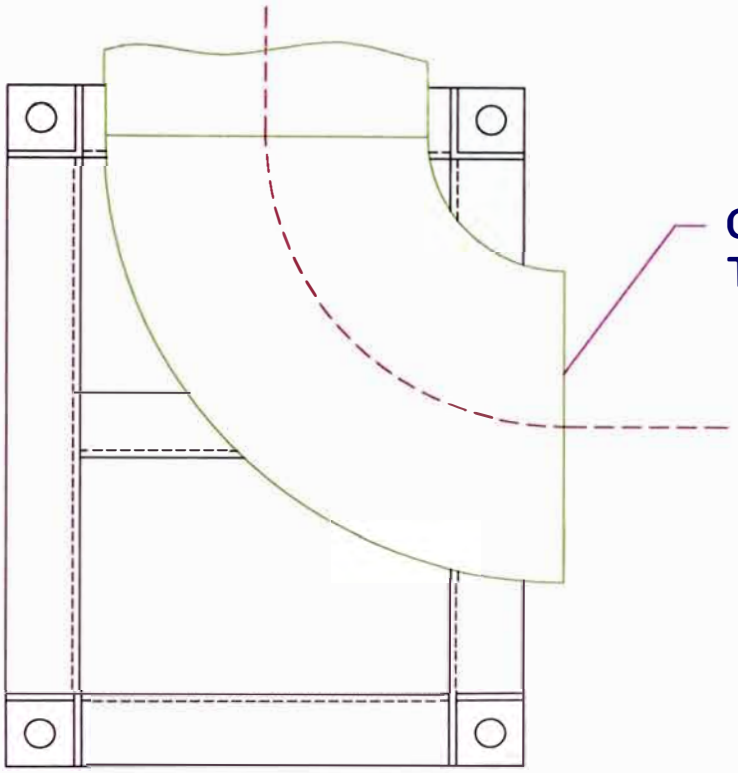


- Material: Acero Estructural	—	TEXFINA		Planta/Area: Proy. Incremento de capacidad de generación y distribución de Vapor	
- Escala : 1:20	—	Fecha	15/09/11	Descripción : Soporte de Tuberías de Vapor sobre viga	
	—	Dis/Dib			
DESCRIPCION		Rev.		Plano Nº : PV1.ST.V2	
REFERENCIAS		Aprob.			

Proyección

Codo Ø8'', Ac. Carbono
ASTM 234,Soldable
Cedula 40

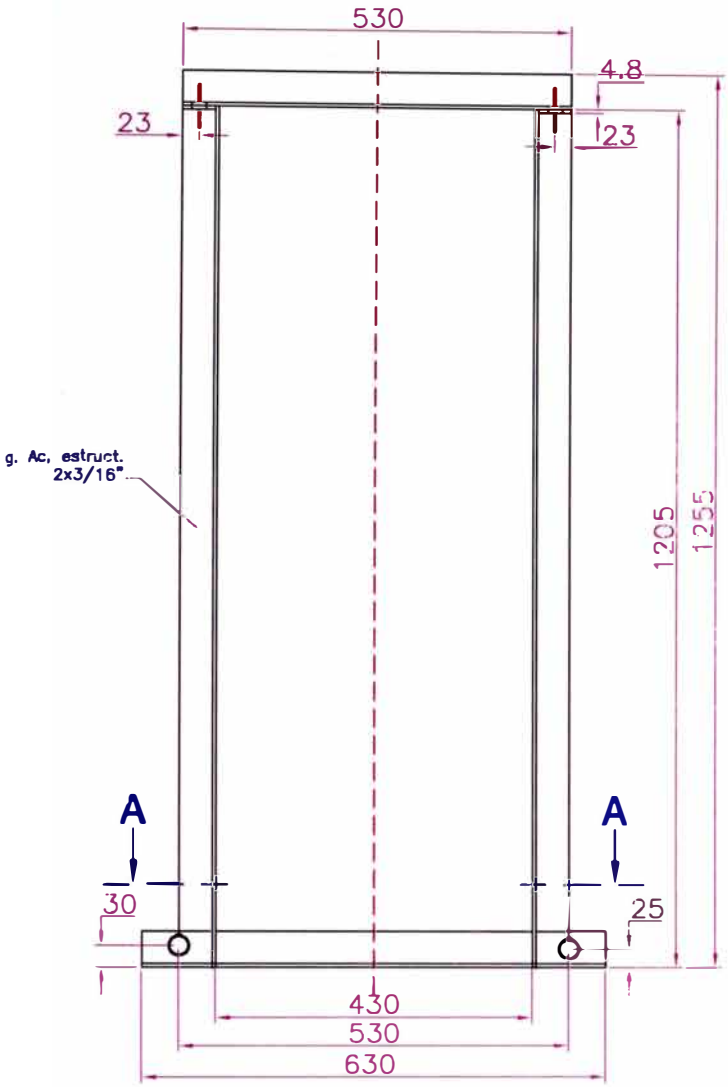


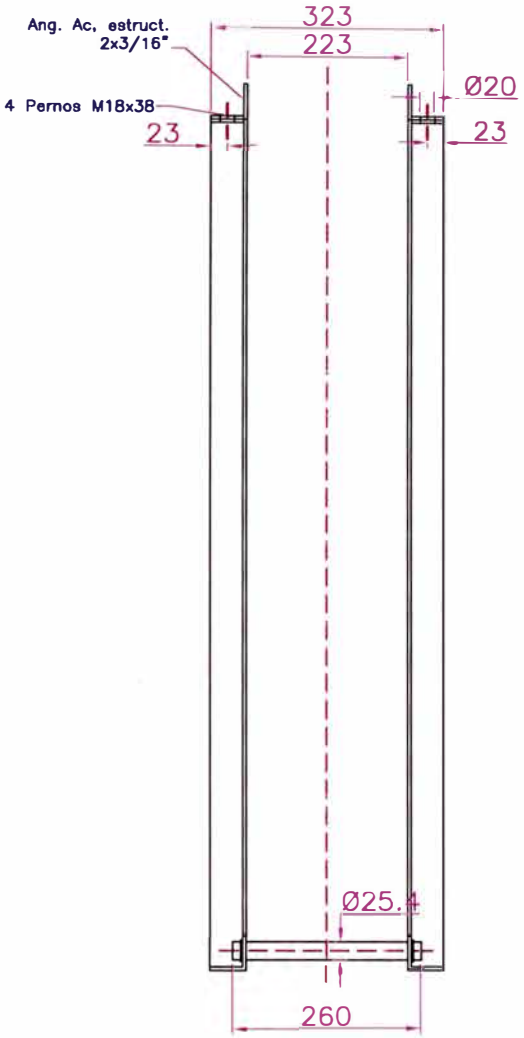


Curva de la
Troncal de Vapor

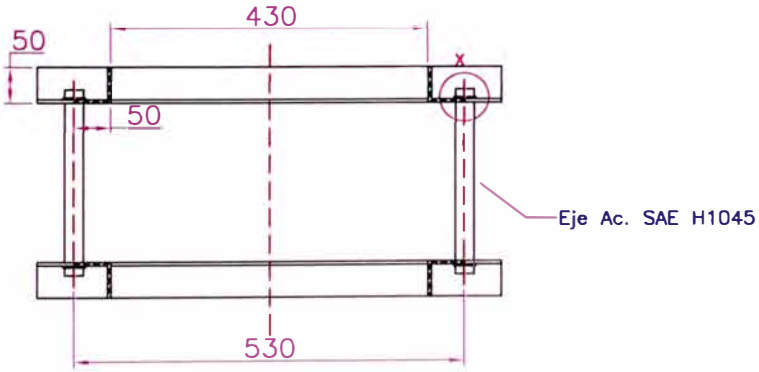
- Material: Acero Estructural	—	TEXFINA		Planta/Area: Proy. Incremento de capacidad de generación y distribución de Vapor	
- Escala : 1:20	—	Fecha	15/09/11	Descripción : Soporte de Tuberías de Vapor sobre viga	
	—	Dis:/Dib			
DESCRIPCION		Rev.		Plano Nº : PV1.ST.V2	
REFERENCIAS		Aprob.			

Proyección

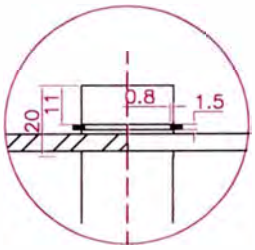




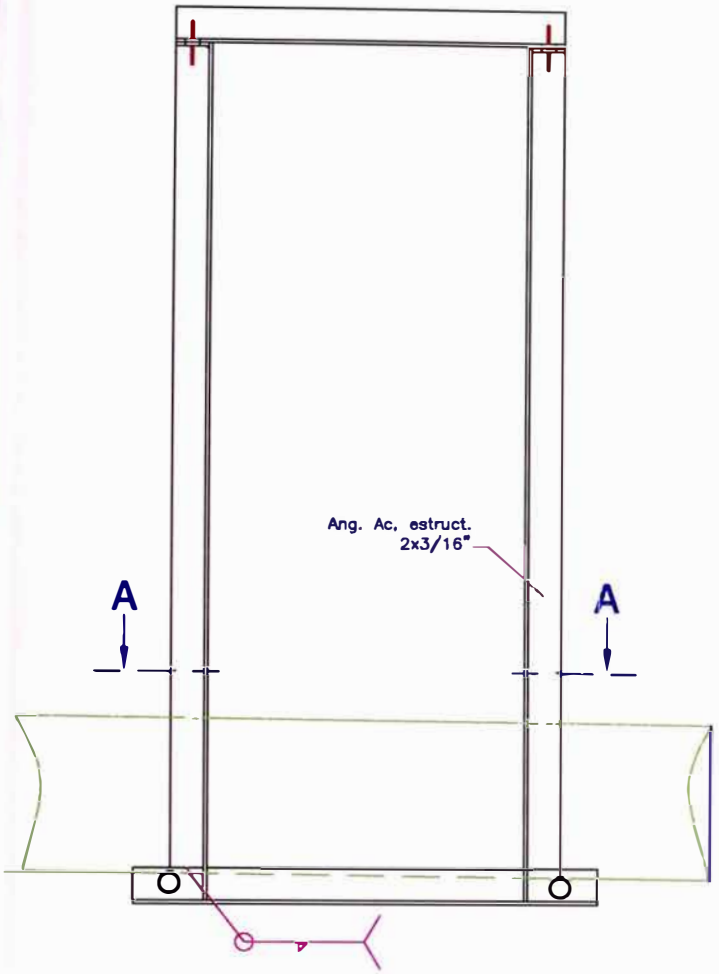
Corte A-A

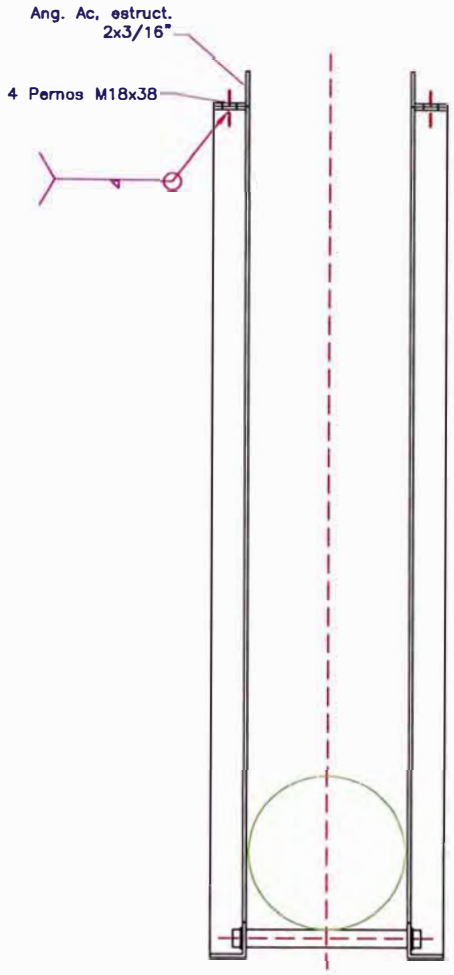


Detalle X

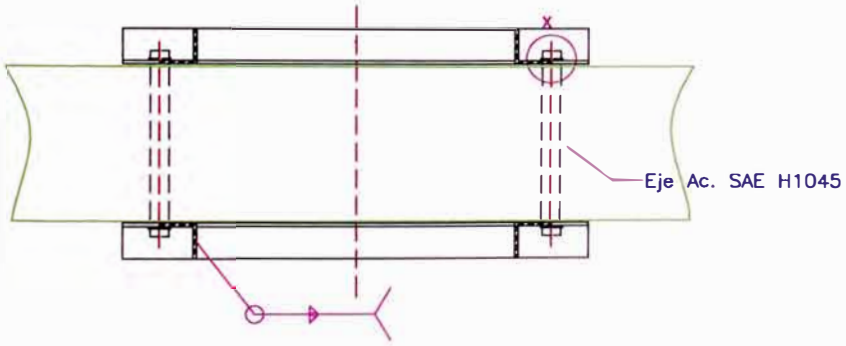


- Material:	Acero Estructural	—	TEXFINA	Proyección	Planta/Area: Proy. Incremento de capacidad de generación y distribución de Vapor
- Escala :	1:10	—	Fecha 15/09/11		Descripción : Soporte de Tuberías de Vapor sobre viga 4
		—	Dis/Dib		
	DESCRIPCION		Rev.		Plano N° : PV1.ST.04
	REFERENCIAS		Aprob.		

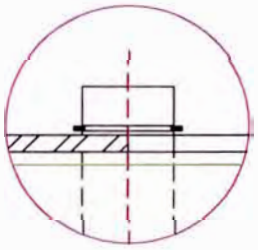




Corte A-A



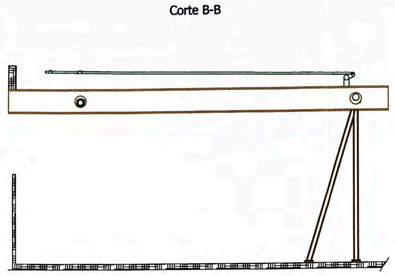
Detalle X

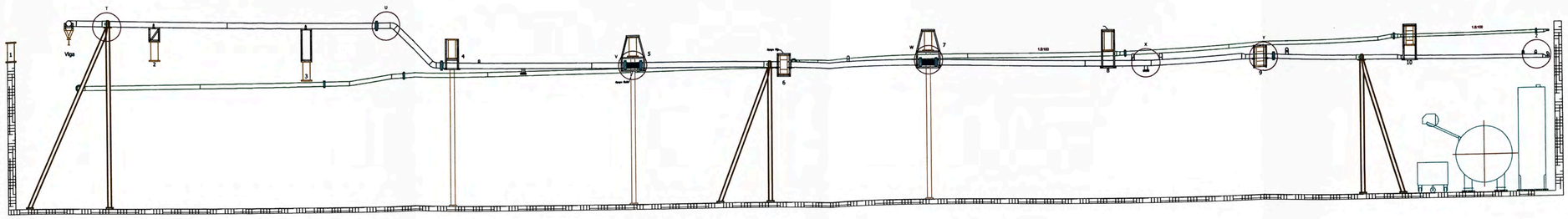


- Material:	Acero Estructural	—	TEXFINA		Planta/Area: Proy. Incremento de capacidad de generación y distribución de Vapor
- Escala :	1:10	—	Fecha	15/09/11	Descripción : Soporte de Tuberías de Vapor sobre viga 4
		—	Dis/Dib		
DESCRIPCION			Rev.		Plano Nº : PV1.ST.04
REFERENCIAS			Aprob.		

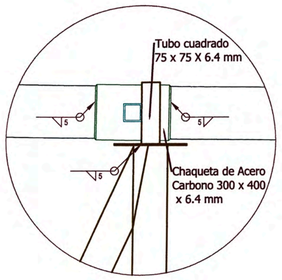
Proyección

Corte B-B

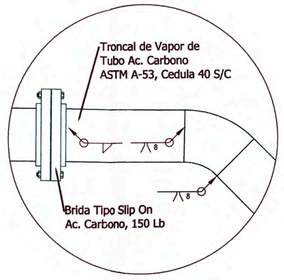




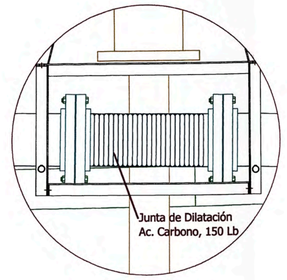
Detalle T



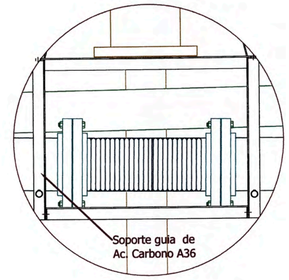
Detalle U



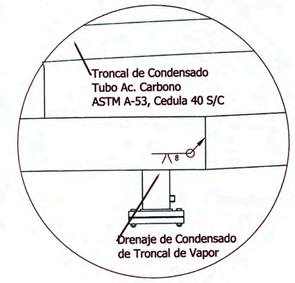
Detalle V



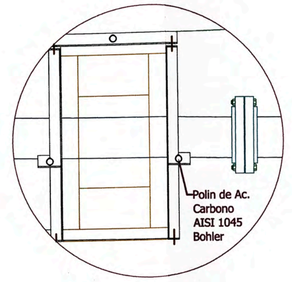
Detalle W



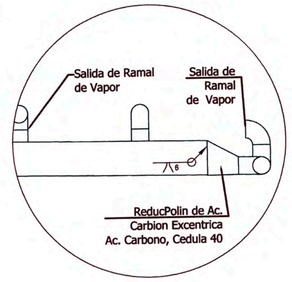
Detalle X



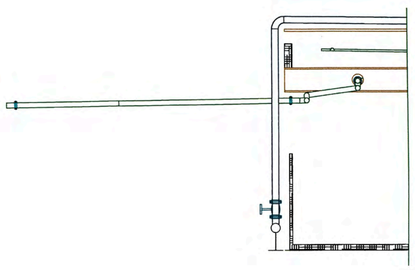
Detalle Y

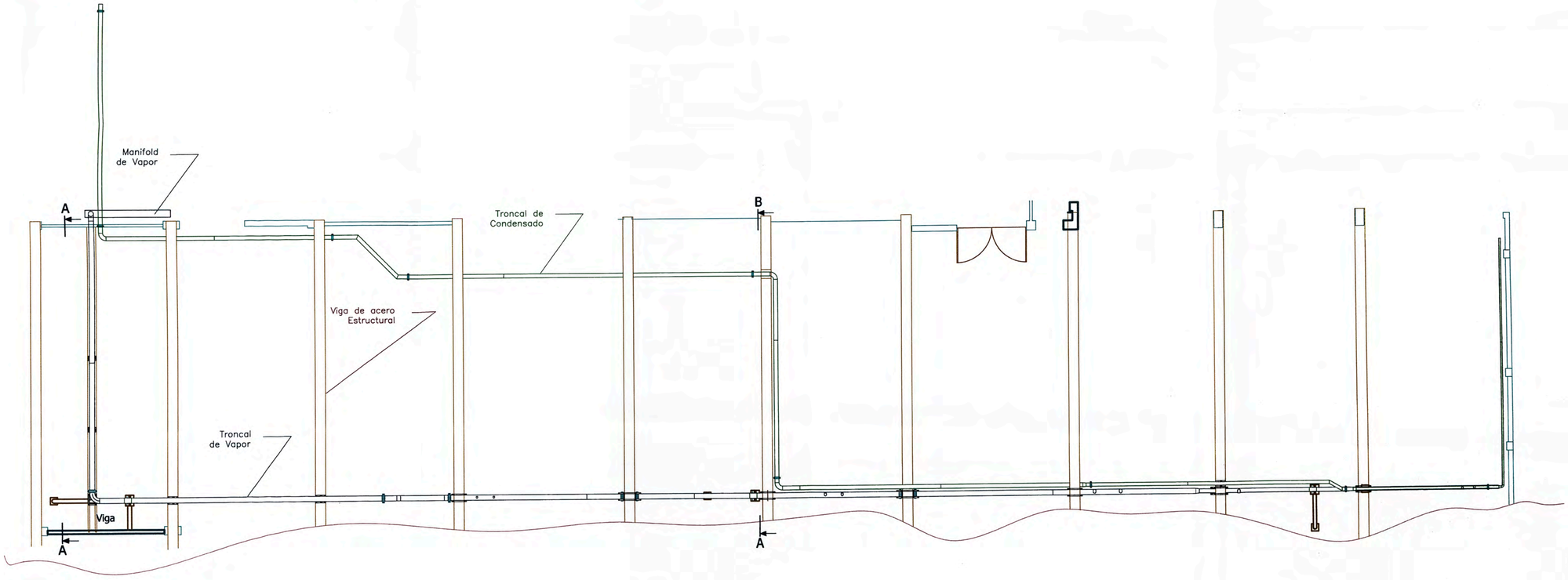


Detalle Z



Corte A-A





Material:	Acero Estructural	—	TEXFINA
Escala :	1:100	—	Fecha 11/10/11
		—	Dis/Dib. DJ
	DESCRIPCION	—	Rev.
	REFERENCIAS		Aprob.

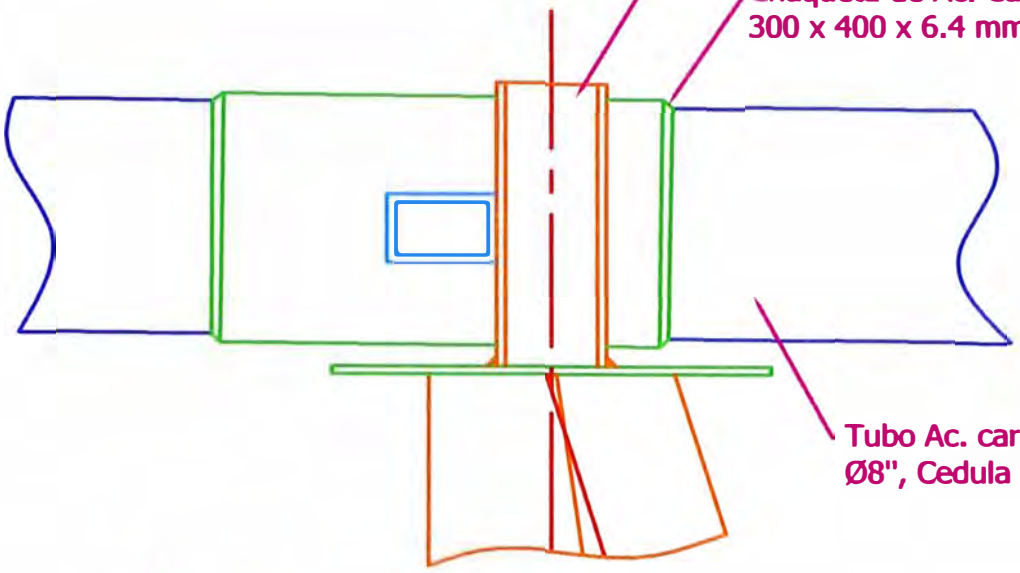
Proyección

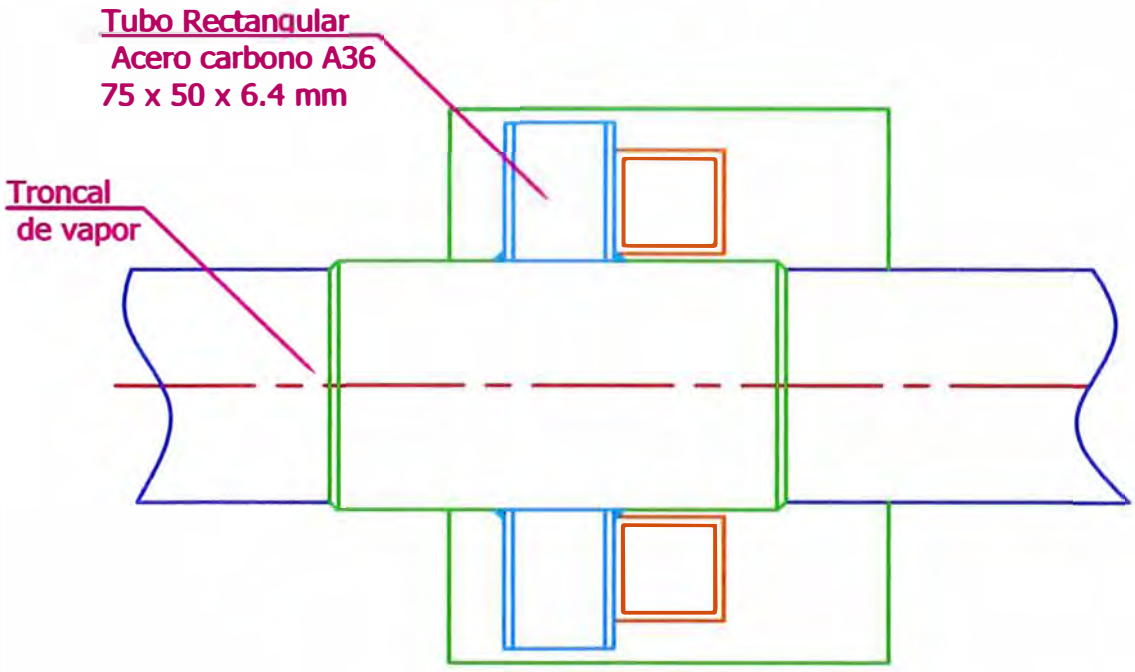
Planta/Area: Tintoreria de tela

Descripción: Troncal Nº 5 de vapor y de Condensado

Plano Nº: PTV.01

Vista Frontal





Vista de Planta

△	- Material: Acero Carbono	—	TEXFINA		Proyección	Planta/Area: Tintoreria de tela
△	- Escala : 1:5	—	Fecha	11/10/11		Descripción : Troncal Nº 5 de vapor y de Condensado
△		—	Dis/Dib	DJ		Plano Nº : PTV.01
	DESCRIPCION	—	Rev.			
	REFERENCIAS		Aprob.			

Bolsillo de purga de Condensado de la troncal de Vapor

Soporte de Punto Fijo W de la Troncal de Vapor

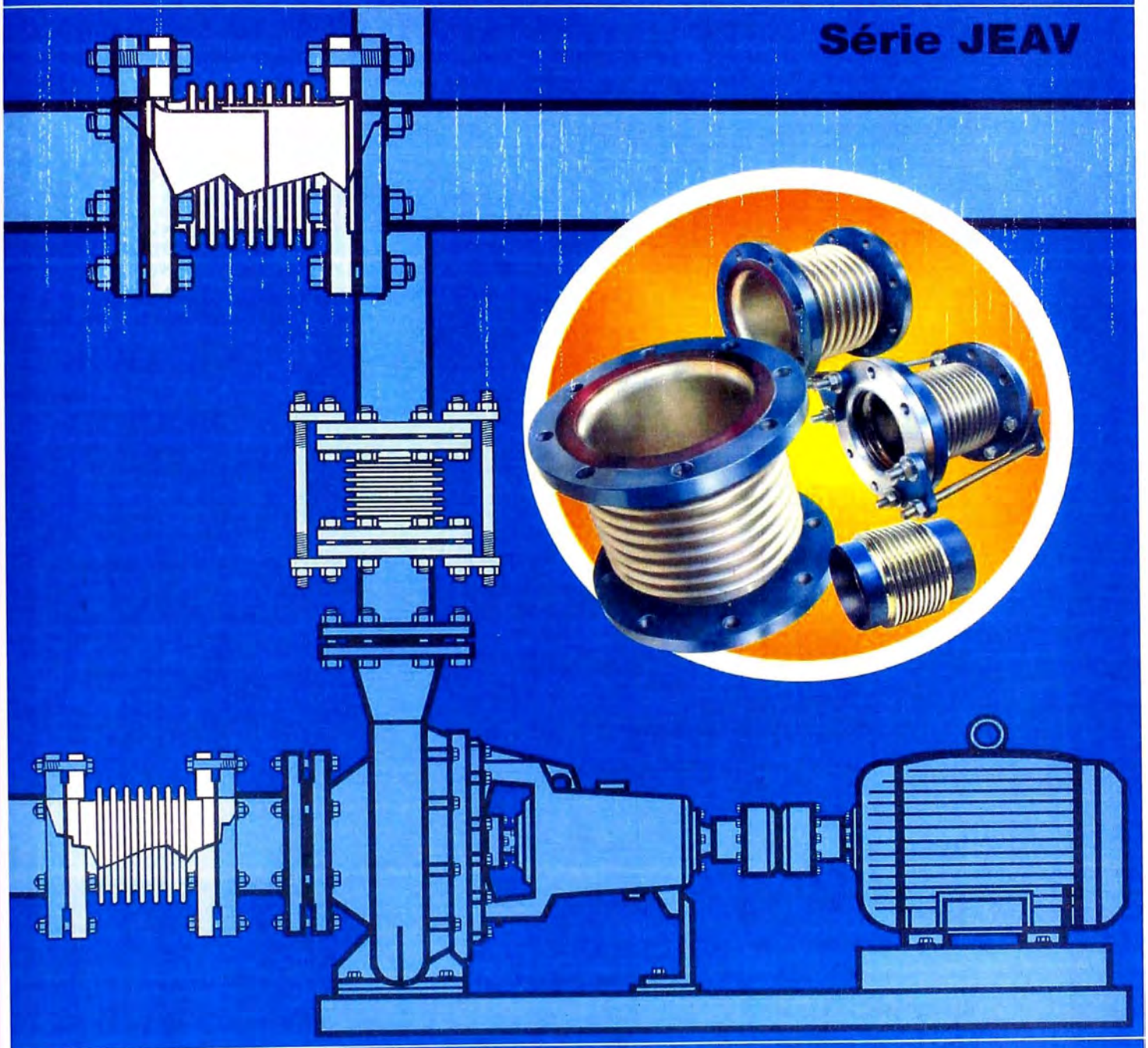
Junta de Dilatación Térmica Instado en la Troncal de Vapor

Instalación de tramo final de la Troncal de Vapor y Condensado

DINATECNICA

Juntas de expansão metálicas

Série JEAV



DINATECNICA

DINATECNICA

Cálculo da dilatação térmica axial

Em um tubo sujeito à uma variação de temperatura, ocorrerá uma dilatação térmica.

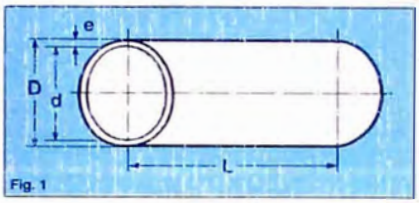


Fig. 1

A dilatação térmica axial de um tubo, é calculada através da seguinte equação:

$$X = L \cdot \Delta T \cdot K$$

Onde:
X = dilatação térmica axial (mm)
L = comprimento total do tubo (metros)
ΔT = máxima variação de temperatura (°C). ΔT representa a variação de temperatura entre a temperatura de instalação e a temperatura de projeto ou máxima temperatura de operação esperada.
K = coeficiente de dilatação térmica.

Os valores de K que dependem exclusivamente do material da tubulação e da temperatura, são indicados na tabela seguinte, para diversos materiais e temperaturas.

Coeficientes de dilatação térmica
coeficiente K (mm/m °C)

Temperatura	Aço carbono	Aço Inox 18Cr 8Ni	Alumínio	Cobre	Ferro Fundido
0-100 °C	0,0120	0,0168	0,0238	0,0165	0,0110
200 °C	0,0126	0,0175		0,0168	
300 °C	0,0131	0,0180			
400 °C	0,0136	0,0184			
500 °C	0,0141	0,0188			
600 °C	0,0147	0,0191			

Tab. 1

DIAGRAMA DE DILATAÇÃO TÉRMICA

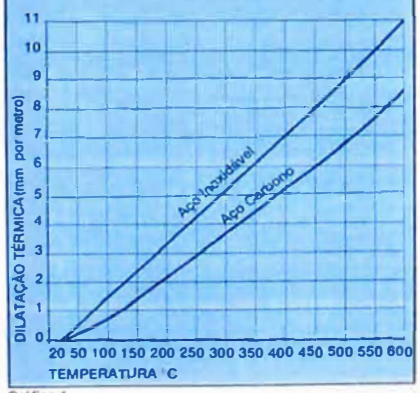


Gráfico 1

Força de reação por pressão (FRP):

Pelo princípio de Pascal, uma pressão exercida no seio de um líquido transmite-se com igual intensidade em todas as direções.

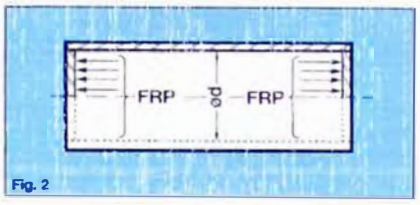


Fig. 2

Assim uma pressão atuando internamente num recipiente cilíndrico, com as suas extremidades fechadas, criará uma tensão na parede longitudinal do recipiente, devido à força de reação por pressão (FRP).

$$FRP = p \cdot A$$

Onde:
FRP = Força de reação por pressão (kgf)
p = Pressão interna (kgf/cm²)
A = Área interna da seção transversal (cm²)

Como qualquer corpo cilíndrico com elemento móvel não possui resistência longitudinal, a força de reação FRP tenderá a afastar as partes até separá-las. Por exemplo, um êmbolo conforme mostrado na figura 3. Condições semelhantes teremos se unirmos as partes móveis mediante um fole soldado (fig. 4).

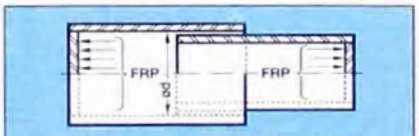


Fig. 3

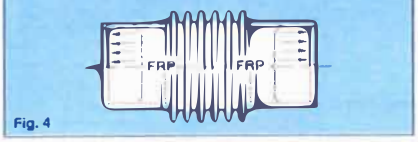


Fig. 4

A força de reação por pressão (FRP) liberada pelo fole, é dada pela seguinte equação:

$$FRP = p \cdot Af = p \cdot \pi \frac{(d + w)^2}{4}$$

Onde:
FRP = Força de reação por pressão (kgf)
p = Pressão interna (kgf/cm²)
Af = Área efetiva do fole (cm²)
d = Diâmetro interno do fole (cm)
w = Altura de onda do fole (cm)

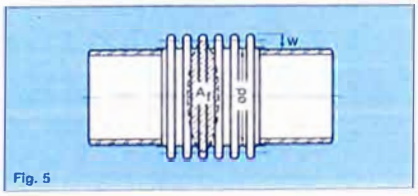


Fig. 5

Existem diversas maneiras de se evitar a transmissão da força de reação por pressão:

1) Fixar as extremidades do trecho de tubulação onde a junta for instalada, com pontos fixos capazes de resistir a ação da força.
2) Utilizar juntas de expansão com estrutura tensora. Neste caso a força FRP é contida pela própria estrutura, liberando os pontos fixos e/ou equipamentos desse esforço.
3) Utilizar juntas de expansão auto-compensadas, cujo sistema permite compensar os efeitos da força FRP, mediante a utilização de um fole compensador.

Constantes de mola (axial, lateral, angular)

A constante de mola é a força ou momento por uma unidade de movimento, necessários para comprimir, estender, defletir lateral ou angularmente, o fole de uma junta de expansão.
O valor é função da geometria do fole, do material e da temperatura.
Os valores das constantes de mola estão listados nas tabelas 3 e 4.
Para se ter os valores de força mola axial e lateral totais, multiplica-se a constante de mola pelo valor do movimento total a ser absorvido.

- Movimento axial

$$Fx = Kx \cdot X$$

Onde:
Fx = Força mola axial total (kgf)
Kx = Constante de mola axial (kgf/mm)
X = Movimento axial total (mm)

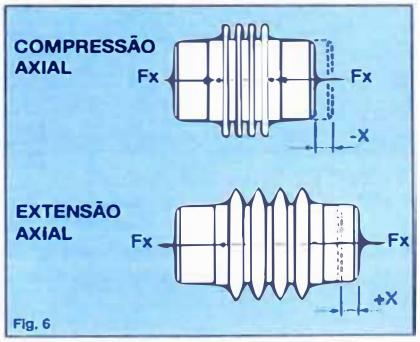


Fig. 6

- Movimento lateral

$$Fy = ky.Y$$

Onde:
Fy = Força mola lateral total (kgf)
Ky = Constante de mola lateral (kgf/mm)
Y = Movimento lateral total (mm)

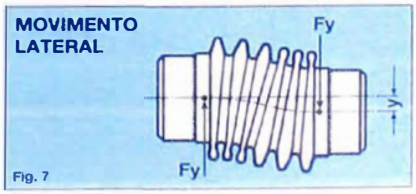


Fig. 7

Critérios de adoção

• Junta de expansão axial

Destinada a absorver movimentos axiais de compressão ou extensão, em trechos retos de tubulação, é constituída de um fole, cano-guia interno e terminais, sendo uma das versões mais simples das juntas de expansão. Devido a pertencer ao grupo de juntas sem tensores, libera força de reação devido a pressão interna (FRP), e assim deve estar sempre instalada entre pontos fixos (ancoragens).

Estão projetadas para uma vida útil mínima de 1000 ciclos, para o movimento axial máximo, lateral máximo (sem cano guia) ou combinação dos movimentos onde a soma das parcelas de movimento não supere 1, informados na tabela.

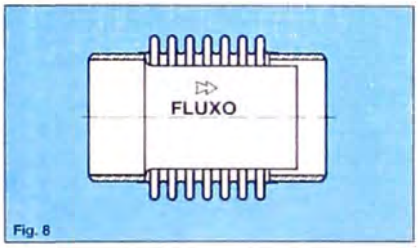


Fig. 8

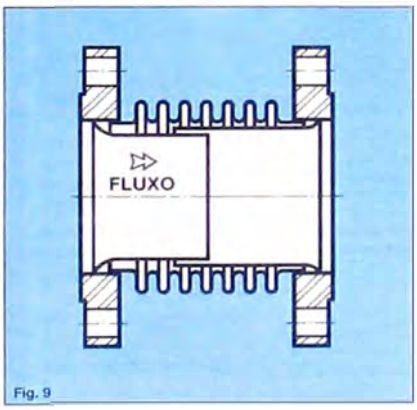


Fig. 9

A adoção da junta de expansão axial simples deve seguir os seguintes critérios:

- Ser aplicada em sistemas que operem com baixas ou medias pressões.
- Ter a possibilidade de se instalar pontos fixos e guias unidirecionais axiais, adequadamente dimensionados.
- Não ser instalada em linhas com máquinas ou equipamentos sensíveis, face aos altos esforços transmitidos.
- Não ser utilizada em trechos onde houver possibilidade de ocorrerem movimentos não axiais, tais como laterais e angulares, pois a junta de expansão axial não é projetada para absorver estes movimentos.
- Ser necessário reduzido comprimento de instalação.

Movimento axial (X):

O movimento axial se traduz na compressão ou extensão de um fole de uma junta de expansão na direção de seu eixo longitudinal.

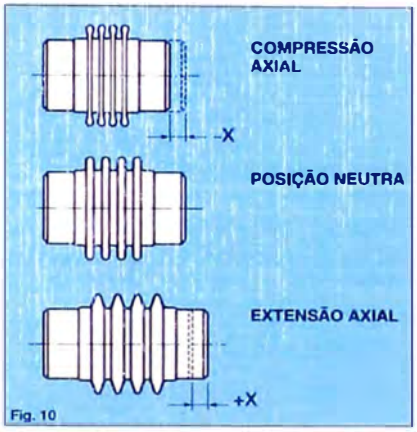


Fig. 10

Correta instalação:

A junta de expansão axial simples deve ser sempre instalada entre pontos fixos (PF), e o trecho convenientemente guiado mediante o uso de guias unidirecionais, para evitar a flambagem da mesma.

A distância máxima entre guias deve seguir o mostrado na tabela 2 ao lado.

Os pontos fixos principais (PFP, PFP1 e PFP2) devem ser dimensionados para resistir às seguintes forças transmitidas:

Neste exemplo típico de instalação, observamos que o ponto fixo intermediário (PFI) recebe forças de igual magnitude (sempre e quando os diâmetros dos trechos a ambos os lados do PFI e as juntas instaladas neles sejam iguais) da mesma direção, porém de sentido contrário.

Embora tenhamos assim, nulidade de forças sobre o ponto fixo intermediário (PFI), ele deve existir com o objetivo de separar trechos de dilatação definida. Assim, recomendamos que o PFI seja dimensionado para resistir a uma força igual à força mola axial (F) mais a força de atrito das guias (FG).

Distancias entre pontos fixos (PF) e guias

As distancias máximas recomendadas entre a junta de expansão e as guias unidirecionais estão indicadas na tabela 2.

Distancias máximas entre guias (mm)			
DN (pol)	Da junta a 1ª Guia	Entre a 1ª e a 2ª Guia	Da 3ª Guia em diante
2.1/2	290	1020	4300
3	350	1200	4900
4	450	1500	6400
5	560	1900	7100
6	670	2400	8500
8	880	3000	11000
10	1100	3800	13400
12	1300	4500	15000
14	1400	4900	15250
16	1600	5600	17100
18	1850	6400	18900
20	2050	7000	19900

Tab. 2

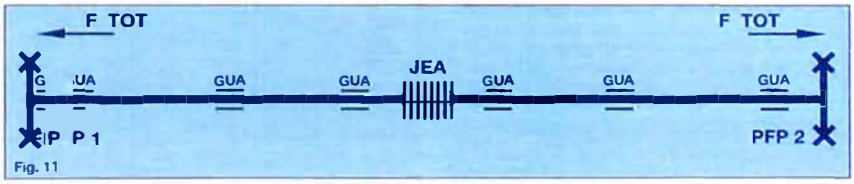


Fig. 11

$$FTOT = FRP + F + FG$$

Onde:

FTOT = Força total transmitida aos pontos fixos principais (kgf).
FRP = Força de reação por pressão (kgf).
F = Força mola axial (kgf).
FG = Força de atrito das guias (somatória das forças de atrito das guias à esquerda da junta para o ponto fixo PFP1 e das guias à direita da junta para o ponto fixo PFP2) (kgf).

Os pontos fixos intermediários (PFI) serão dimensionados de acordo com o tipo de instalação.

A seguir, mostramos um dos modelos de guia unidirecional axial de tubulação recomendado:

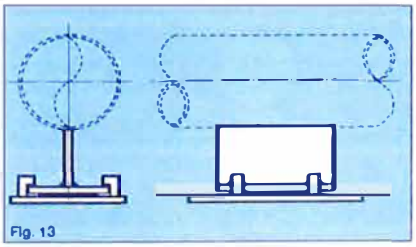


Fig. 13

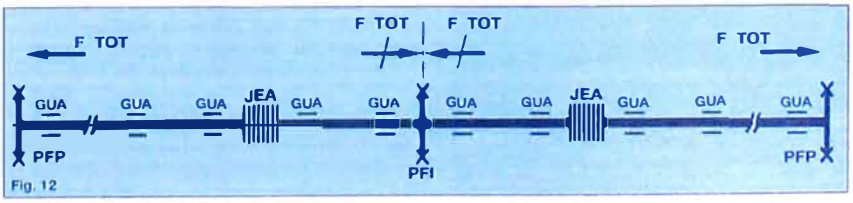


Fig. 12

Junta de expansão amortecedora de vibração simples

DINATECNICA

Critérios de adoção

- **Junta de expansão amortecedora de vibração**

Projetada para reduzir ou eliminar vibrações mecânicas e suas conseqüências em tubulações conectadas a fontes de vibração, tais como: bombas, compressores, etc.; é fornecida com ou sem cano-guia, em três modelos diferentes:

- Sem tensores

- **Junta de expansão amortecedora de vibração simples**

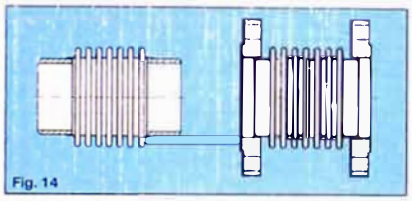


Fig. 14

- Com tensores

- **Junta de expansão amortecedora de vibração simples com tensores**

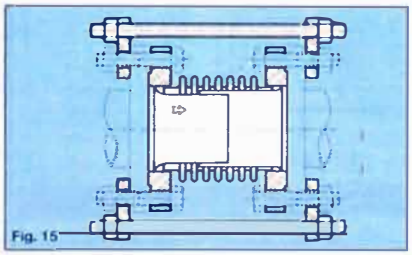


Fig. 15

As primeiras liberam a força de reação por pressão (FRP), transmitindo-a ao bocal da fonte vibratória e ao ponto fixo da instalação.
A junta de expansão com tensores autocontém essa força, liberando assim as ancoragens de esforços consideráveis.
A adoção da junta de expansão amortecedora de vibração assim como, a do modelo mais apropriado para cada caso, deve seguir os seguintes critérios:
A vibração mecânica é comumente gerada por máquinas rotativas e sua freqüência coincide quase sempre com o número de rotações desses equipamentos.
As maiores amplitudes são por regra geral, radiais ao eixo principal e se registram consequentemente ao plano normal a este.
Para uma correta instalação não é suficiente apoiar os equipamentos sobre base antivibratórias, devendo-se também evitar a propagação da vibração ao sistema de tubulação vinculado a máquina, o que se consegue eficazmente com a utilização de juntas de expansão amortecedoras de vibração.
O gráfico mostra o campo de vibração mecânica normal (zona azul), definido pelos parâmetros freqüência e amplitude normais. Qualquer vibração fora do campo assinalado é irregular, não sendo recomendada a utilização de juntas amortecedoras standard para eliminar os seus efeitos. Nesses casos deverá ser verificada a causa da vibração incomum, procurando solucioná-la de tal forma que a nova vibração resultante, enquadre-se dentro dos valores normais.
Se tal vibração anormal se deve a um tipo especial de máquina e/ou aplicação, solicitamos entrar em contato com nosso departamento técnico, que recomendará a junta apropriada para essas características operacionais específicas.

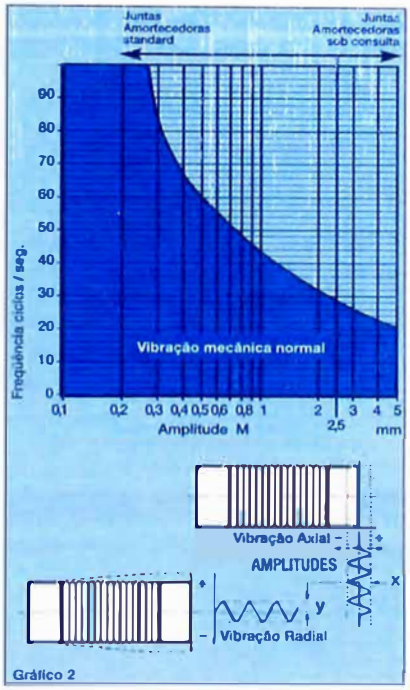


Gráfico 2

Denomina-se vibração axial, aquela que tende a movimentar a junta axialmente, e vibração radial a que tende a movimentá-la lateralmente.
As juntas de expansão amortecedoras de vibração simples são calculadas para infinitos ciclos de vida útil, embora isto não signifique que terão duração ilimitada pois, diversos fatores operacionais (corrosão, fadiga térmica, vibração induzida pelo fluido, golpes de pressão, choque térmico, etc., influem notavelmente na performance das mesmas.
As juntas sem tensores são recomendadas para linhas de baixa pressão (sucção de bombas). Já para médias e altas pressões (recalques de bomba), recomenda-se utilizar as juntas com tensores, que autocontêm a força de reação de pressão, não transmitindo estes esforços para bocais e ancoragens.

Correta instalação

A instalação das juntas amortecedoras de vibração deve seguir sempre o seguinte esquema básico:

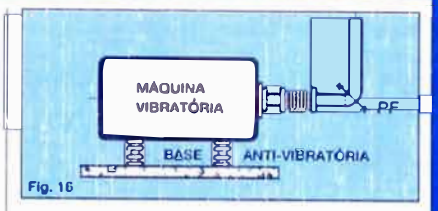


Fig. 16

Dessa forma, o sistema vibratório é isolado, evitando a propagação das vibrações e as suas conseqüências ao resto da instalação.
Para linhas de baixa pressão, onde juntas amortecedoras sem tensores são aplicadas, o ponto fixo (PF) deve estar dimensionado para resistir à força de reação por pressão (FRP).
Outrossim, no caso de utilização de juntas com tensores, o ponto fixo (PF) fica liberado desta força, tendo com função única e específica isolar o sistema vibratório do resto da tubulação.
As juntas amortecedoras de vibrações não são recomendadas para trabalhar simultaneamente como juntas de expansão.
No caso onde for necessário a absorção de vibrações mecânicas e de movimentos produzidos por dilatação térmica, sugerimos que sejam utilizadas peças diferentes para cada tipo de solicitação.
Assim as vibrações mecânicas serão eliminadas mediante juntas amortecedoras instaladas conforme esquema básico da figura 16, enquanto que os movimentos térmicos devem ser absorvidos por juntas de expansão instaladas no resto da tubulação.

Para um correto desempenho, deve ser sempre respeitado o esquema básico de instalação da figura 16.

APLICAÇÕES TÍPICAS

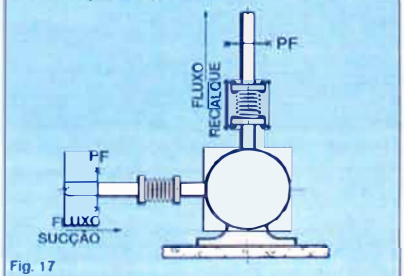


Fig. 17

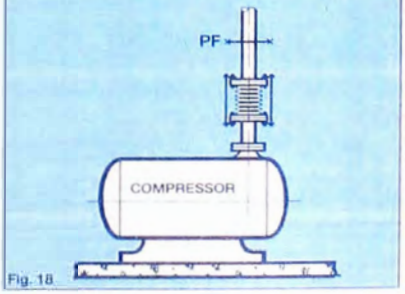
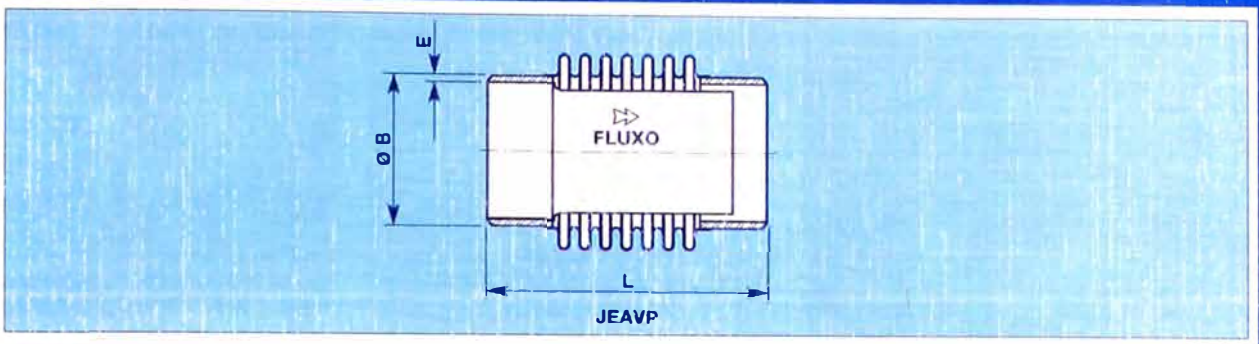


Fig. 18

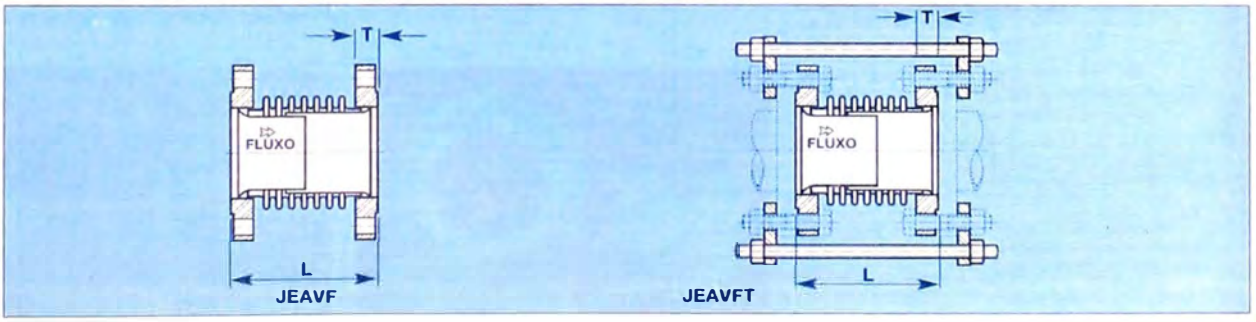


JEAVP

DN (pol)	Ø B (mm)	E (mm)	L (mm)	X (mm)	*Y (mm)	Kx (kgf/mm)	Ky (kgf/mm)	Af (cm²)	Ax (mm)	Ay (mm)
2.1/2	73	5,1	230	38	16	11	9	58	±1,5	±0,5
3	88.9	5,5	260	38	15	19	16	85	±1,5	±0,5
4	114.3	6	340	50	21	21	16	138	±1,5	±0,5
5	141.3	6,5	340	50	18	30	36	213	±1,5	±0.5
6	168.3	7,1	345	50	13	33	66	293	±1,5	±0,5
8	219.1	8,2	350	50	12	38	104	468	±1,5	±0,5
10	273	9,3	370	50	11	44	158	693	±1,5	±0,5
12	323.8	9,5	370	50	10	49	218	952	±1,5	±0,5
14	355.6	9,5	330	50	8	56	470	1208	±1,5	±0,5
16	406.4	9,5	330	50	7	64	679	1536	±1,5	±0,5
18	457	9,5	330	50	6	71	947	1910	±1,5	±0,5
20	508	9,5	330	50	5	79	1278	2326	±1,5	±0,5

Pressão do projeto: 10 kgf/cm²
Af: área efetiva do fole
X: movimento axial de compressão
*Y: movimento lateral (sem cano-guia)
Kx: constante de mola axial (25 C)
Ax: amplitude de vibração axial
Ay: amplitude de vibração lateral
Ky: constante de mola lateral (25 C)

Tabela 3



JEAVF JEAVFT

DN (pol)	T (mm)	L (mm)	X (mm)	*Y (mm)	Kx (kgf/mm)	Ky (kgf/mm)	Af (cm²)	Ax (mm)	Ay (mm)
2.1/2	22,2	180	38	16	11	9	58	±1,5	±0,5
3	23,8	205	38	15	19	16	85	±1,5	±0,5
4	23,8	255	50	21	21	16	138	±1,5	±0,5
5	23,8	280	50	18	30	36	213	±1,5	±0,5
6	25,4	270	50	13	33	66	293	±1,5	±0,5
8	28,6	290	50	12	38	104	468	±1,5	±0,5
10	30,2	300	50	11	44	158	693	±1,5	±0,5
12	31,8	315	50	10	49	218	952	±1,5	±0,5
14	34,9	260	50	8	56	470	1208	±1,5	±0,5
16	36,5	265	50	7	64	679	1536	±1,5	±0,5
18	39,7	270	50	6	71	947	1910	±1,5	±0,5
20	42,9	275	50	5	79	1278	2326	±1,5	±0,5

Pressão de projeto: 10 kgf/cm²
Af: área efetiva do fole
Flanges: Furação ANSI B16.5-150#
X: movimento axial max de compressão
*Y: movimento lateral max (sem cano-guia)
Kx: constante de mola axial (25 C)
Ax: amplitude de vibração axial
Ay: amplitude de vibração lateral
Ky: constante de mola lateral (25 C)
Nota: Em caso de movimentos combinados, somente quando a soma de suas parcelas não seja maior que 1
Ex: DN 6" axial 20 mm, lateral 7 mm: 20/50 + 7/11 = 0,81

Tabela 4

JUNTAS DE EXPANSÃO METÁLICAS. Juntas de expansão axiais, anti-flambagem, auto-compensadas, universais, dobradiças, cardânicas. Podem ter seções circulares, quadradas ou retangulares.

TUBOS FLEXÍVEIS E MANGOTES CORRUGADOS DINA-HD. Fabricados em aço inoxidável da série 300, com corrugação anular, são indicados para a condução de fluidos a altas e baixas temperaturas e pressões.

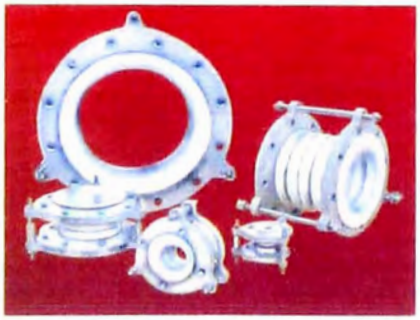
TUBOS E CONEXÕES, VASOS E TANQUES REVESTIDOS COM PTFE. A linha de produtos de aço e fibra revestidos com PTFE, solucionam os problemas de seleção para condução de fluidos corrosivos.

JUNTAS DE EXPANSÃO DE BORRACHA. Os corpos são fabricados em diversos elastômeros: Cloroprene, nitrílica, EPDM, EPDM sanitário, natural, hypalon, butílica e revestidas em PTFE. São fornecidas desde 1" até 80" de diâmetro.

JUNTAS TIPO DRESSER. As juntas tipo Dresser são elementos de fácil e rápida união para tubos, dispensando flanges, soldas, roscas, etc.

SUPORTES DE TUBULAÇÃO DE BAIXO COEFICIENTE DE ATRITO. Projetados para reduzir as forças de atrito geradas pelos movimentos relativos entre os tubos e as estruturas suportantes a valores mínimos.

SUPORTE DE MOLA. Os suportes de mola de carga variável e constante são projetados para suportar pesos de tubulações ou equipamentos sujeitos a movimentos verticais resultantes de dilatação térmica.
Fornecemos acessórios também, tais como braçadeiras, tirantes, esticadores, olhais, etc.



JUNTAS DE EXPANSÃO EM PTFE. São projetadas para absorver movimentos axiais, laterais, angulares, combinações destes e vibração. São particularmente indicados para condução de fluidos corrosivos.

Garantia Técnico - Comercial
Certificamos que nossos produtos são projetados, fabricados e testados estritamente de acordo com as normas aplicáveis.
Isto nos permite emitir para todos os produtos, a nossa garantia por um período de 12 (doze) meses contados a partir da data efetiva de entrada em operação ou de 18 (dezoito) meses contados a partir da data de entrega do material, prevalecendo o que primeiro ocorrer. Esta garantia cobre a reposição de componentes defeituosos, devidamente comprovados, não se aplicando àqueles casos decorrentes da não observância de quaisquer dos itens constantes nos catálogos e/ou desenhos DINATECNICA e instruções de instalação e montagem que acompanham todas as peças.

Para maiores informações solicite catálogo específico.
Outros modelos, tipos, tamanhos e/ou dimensões sob consulta.
Este catálogo é propriedade intelectual da DINATECNICA e protegido por lei, não podendo ser copiado total ou parcialmente, nem exposto a terceiros sem nossa expressa autorização.
A DINATECNICA se reserva o direito de modificar quaisquer informações aqui contidas, sem aviso prévio.

DINATECNICA

Niagara comercial S.A.

PN 16 DATA SHEETS FOR AXIAL EXPANSION JOINTS
HOJAS DE DATOS COMPENSADORES DE DILATACION AXIALES

MWA MFA

NOMINAL DIAMETER DIAMETRO NOMINAL		TOTAL AXIAL MOVEMENT MOVIMIENTO AXIAL TOTAL	SPRING RATE SPRING RATE	CROSS SECTION AREA EFECTIVA	MWA OVERALL LENGHT LONGUITUD TOTAL	MWA APP. WEIGHT PESO APROX.	MFA OVERALL LENGHT LONGUITUD TOTAL	MFA APP. WEIGHT PESO APROX.
Θ		C	—	Ø	I	⏢	I	⏢
150	6''	100	303	259	580	17.0	450	27.0
200	8''	25	745	433	280	12.0	240	28.0
200	8''	50	474	433	380	17.0	300	30.0
200	8''	75	348	433	450	20.0	360	33.0
200	8''	100	275	433	560	25.0	420	36.0
200	8''	125	227	433	680	30.0	480	38.0
250	10''	25	1093	657	250	15.0	230	38.0
250	10''	50	497	657	390	23.0	330	43.0
250	10''	75	364	657	460	27.0	390	46.0
250	10''	100	288	657	580	33.0	460	50.0
250	10''	125	260	657	670	39.0	490	52.0
300	12''	25	1105	913	260	19.0	250	48.0
300	12''	50	502	913	400	28.0	360	54.0
300	12''	75	368	913	480	33.0	420	59.0
300	12''	100	291	913	600	41.0	490	65.0
300	12''	125	263	913	690	48.0	530	65.0
350	14''	25	912	1102	260	21.0	160	65.0
350	14''	50	415	1102	410	32.0	270	75.0
350	14''	75	304	1102	490	38.0	340	80.0
350	14''	100	240	1102	620	47.0	420	85.0
350	14''	125	217	1102	710	55.0	450	90.0
400	16''	25	1687	1446	290	30.0	200	90.0
400	16''	50	1205	1446	380	39.0	250	95.0
400	16''	75	937	1446	440	44.0	300	100.0
400	16''	100	649	1446	590	59.0	390	110.0
400	16''	125	562	1446	700	70.0	440	115.0
500	20''	25	1858	2220	290	38.0	210	150.0
500	20''	50	1327	2220	380	49.0	260	160.0
500	20''	75	1032	2220	440	56.0	310	165.0
500	20''	100	715	2220	590	75.0	410	175.0
500	20''	125	619	2220	700	90.0	460	185.0
600	24''	25	1980	3159	290	46.0	2202	15.0
600	24''	50	1414	3159	380	60.0	270	225.0
600	24''	75	1100	3159	440	70.0	320	235.0
600	24''	100	761	3159	590	90.0	410	250.0
600	24''	125	660	3159	700	110.0	460	255.0
700	28''	25	2752	4271	300	60.0	230	230.0
700	28''	50	1966	4271	390	80.0	280	240.0
700	28''	75	1529	4271	450	95.0	330	255.0
700	28''	100	1058	4271	600	125.0	430	275.0
700	28''	125	917	4271	710	150.0	480	290.0
MM	INCH	MM	N/MM	CM²	MM	KG	MM	KG

Field Service

MACOGA'S on-site service allows for problem resolution.

We can provide:

- Assembly and Installation
- Assembly of large Expansion Joints in multiple pieces
- Inspection and Maintenance
- Installation Guidance

Quality

Quality is the engine for improvement in our company. It is the combination of actions that increase efficiency and output in activities and processes to provide added advantages to both the company and our customers.

Our Quality Assurance Department guarantees the correct implementation of all procedures established in our Quality Manual and System, which has been certified since 1994 under **ISO 9001, BS 5750 Part 1, EN 29001 by Bureau Veritas Quality International**.

MACOGA holds the ASME "American Society of Mechanical Engineers" "U" Code Symbol and Certificate of Authorization and the National Board Certificate of Authorization for Registration and Application of the "NB" mark.

The Product

MACOGA Expansion Joints are designed, manufactured and tested in accordance with **E.J.M.A. (Expansion Joint Manufacturers Association, Inc.), Appendix BB of Section VIII of the ASME Code Div. I**, and other internationally recognised codes (AD-Merkblatter B13, Stoomwezen D 0901, Suomen SFS 2773, CODAP).

Circular joints are manufactured with single or multiple ply with a diameter ranging from **15 to 7000 mm. (1/2" to 276")**.

Our manufacturing range includes Circular Expansion Joints of the following types:

- **Axial**
- **Lateral**
- **Hinged**
- **Gimbal**
- **Pressure Balanced**
- **Jacketed**
- **Externally Pressurizaed**

As well as Rectangular Expansion Joints which, with limitless dimensions, can be supplied with different convolution and corner types:

- **V-shaped - Camera Corner**
- **V-shaped - Miter Corner (single or double)**
- **U-shaped - Rounded Corner**

The Materials

The materials used in manufacturing are basically Austenitic Steels as AISI 304, 321, 316, 316L, 316Ti, 321, 309, 310, Avesta 253 Ma, etc. and Nickel Alloys such as Monel 400, Inconel 600, Inconel 625, Incoloy 800 H, Hastelloy, etc.

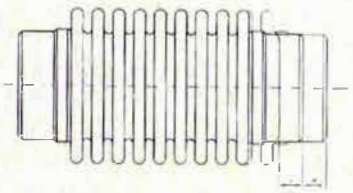
Circular Expansion Joint
Lateral

Circular Expansion Joint
Hinged

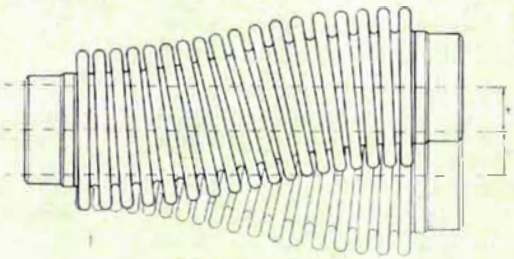
Circular Expansion Joint
Jacketed

Circular Expansion Joint
Pressure Balanced

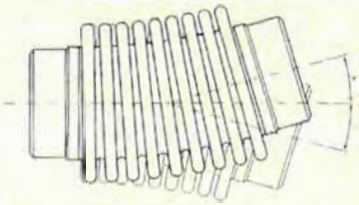
Rectangular Expansion Joint
U-shaped - Rounded Corner



AXIAL MOVEMENT
MOVIMIENTO AXIAL



LATERAL MOVEMENT
MOVIMIENTO LATERAL



ANGULAR MOVEMENT
MOVIMIENTO ANGULAR

The following is a detailed list of the basic movements which the Expansion Joints are designed to deal with:

Axial Movement. Compression or expansion along the length of the Expansion Joint.

Lateral Movement. Movement of one end of the Expansion Joint perpendicular to its longitudinal axis.

Angular Movement. A curved or bending movement of the Expansion Joint with regards to its longitudinal axis.

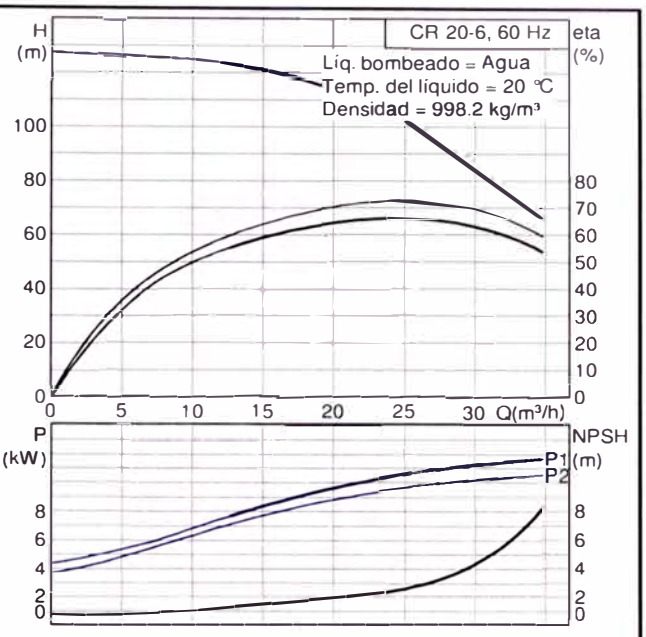
Los movimientos básicos para los cuales se diseñan los Compensadores de Dilatación son:

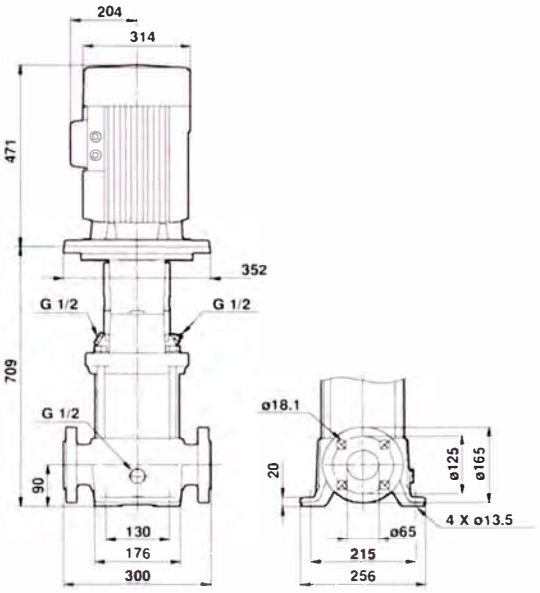
Movimiento Axial. Extensión o compresión del Compensador de Dilatación a lo largo de su eje longitudinal.

Movimiento Lateral. Desplazamiento perpendicular de un extremo del Compensador de Dilatación con respecto a su eje longitudinal.

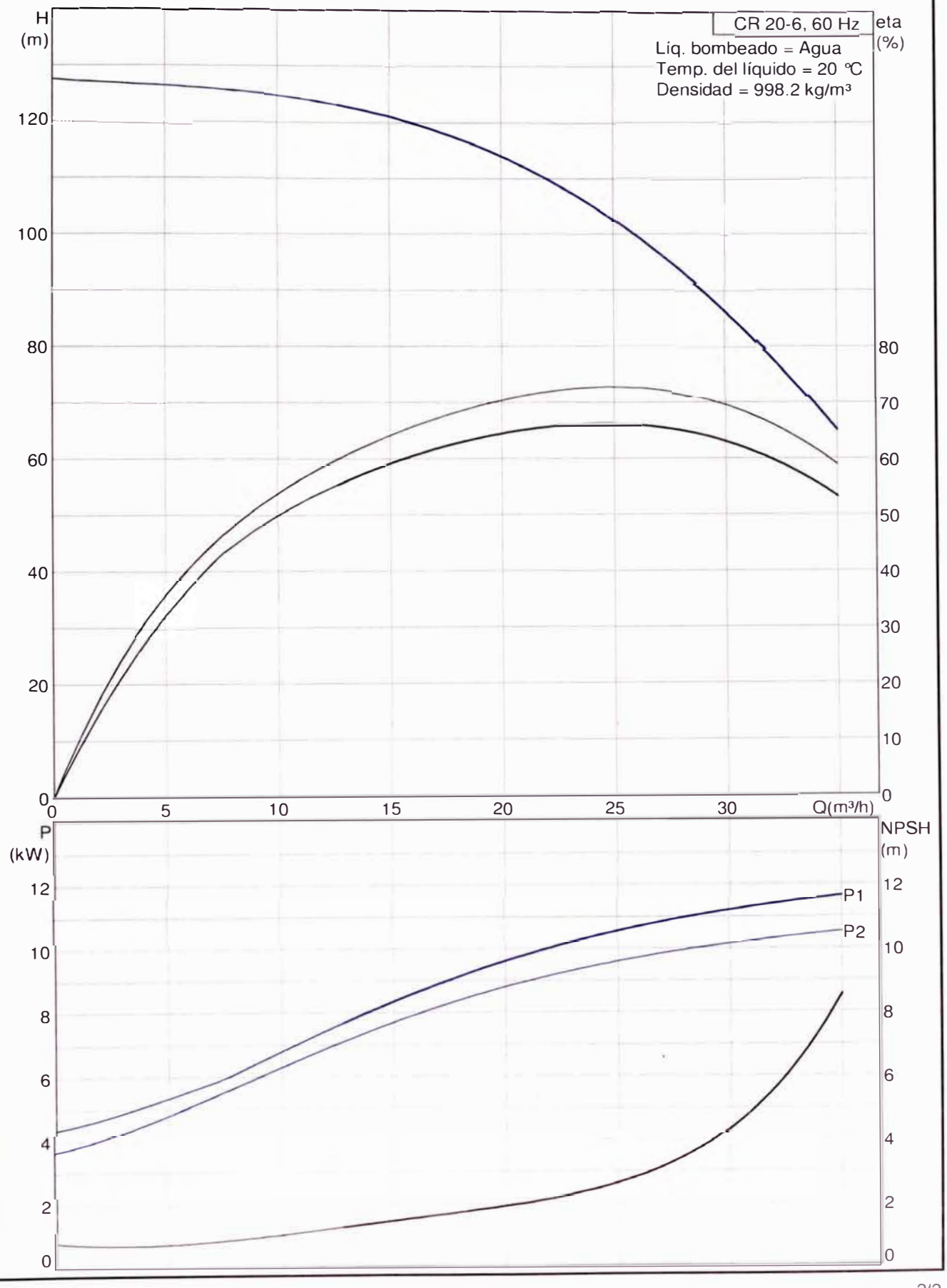
Movimiento Angular. Doblado o curvado de un Compensador de Dilatación con respecto a su eje longitudinal.

Descripción	Valor
Producto::	CR 20-6 A-F-A-E HQQE
Código::	96504315
Número EAN::	5700396287713
Precio:	Bajo pedido
Técnico:	
Velocidad para datos de bomba:	3529 rpm
Caudal nominal:	25.3 m³/h
Altura nominal:	102 m
Altura máxima:	128 m
Impulsores:	06
Cierre:	HQQE
Homologaciones en placa:	CE
Tolerencia de curva:	ISO 9906 Annex A
Etapas:	06
Versión de la bomba:	A
Modelo:	A
Materiales:	
Cuerpo hidráulico:	Fundición EN-JL1030 ASTM A48-30 B
Impulsor:	Acero inoxidable DIN W.-Nr. 1.4301 AISI 304
Código de material:	A
Código para caucho:	E
Instalación:	
Temperatura ambiental máxima:	60 °C
Presión máxima a la temp. declarada:	16 bar / 120 °C 16 bar / -20 °C
Tipo de brida:	DIN
Código de conexión:	F
Diámetro de conexiones:	DN 50
Presión:	PN 16
Tamaño de la brida del motor:	FF300
Líquido:	
Rango de temperatura del líquido:	-20 .. 120 °C
Temp. líquido:	20 °C
Densidad:	998.2 kg/m³
Datos eléctricos:	
Tipo de motor:	160MB
Grado de rendimiento:	1
Número de polos:	2
Potencia nominal - P2:	11 kW
Potencia (P2) requerida por la bomba:	11 kW 11 kW
Frecuencia de alimentación:	60 Hz
Tensión nominal:	3 x 220-277 D / 380-480 Y V
Corriente nominal:	36,5-29,5 / 21,2-17,2 A
Intensidad de arranque:	580-890 %
Cos phi - Factor de potencia:	0,91-0,87
Velocidad nominal:	3500-3550 rpm
Rendimiento del motor a carga total:	90,0-92,5 %
Rendimiento del motor a 3/4 de carga:	92,0-93,0 %
Rendimiento del motor a 1/2 carga:	93,0-92,5 %
Grado de protección (IEC 34-5):	55 (Protect. water jets/dust)
Clase de aislamiento (IEC 85):	F
Protección del motor:	PTC
Motor Nº:	85D07524
Otros:	
Peso neto:	144 kg
Peso bruto:	172 kg
Volumen:	0.56 m³





96504315 CR 20-6 60 Hz



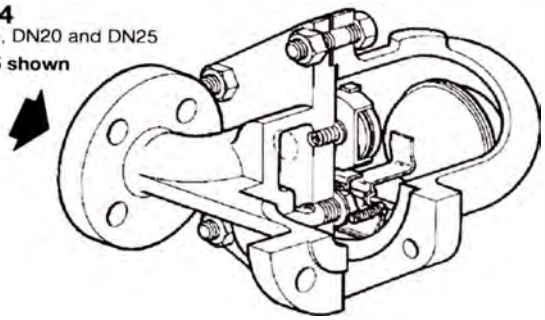
Cert. No. LRQ 0963008
ISO 9001

spirax sarco

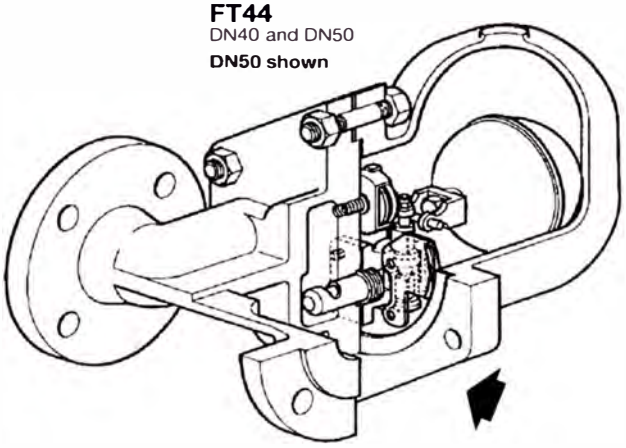
TI-S02-14
ST Issue 11

FT44
Carbon Steel
Ball Float Steam Traps (DN15 to DN50)

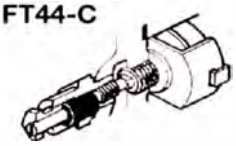
FT44
DN15, DN20 and DN25
DN15 shown



FT44
DN40 and DN50
DN50 shown



FT44-C



Description

The FT44 is a carbon steel bodied ball float steam trap having stainless steel working internals and automatic air venting facility. The body and cover castings are produced by a TÜV approved foundry. The trap is supplied with integrally flanged connections and can be maintained without disturbing the pipework. Vertical flanged connections, designated FT44V, are available for all sizes. Flow direction for the horizontal trap is clearly illustrated above. For vertically orientated traps the flow is downwards only.

Available options: **FT44** – Horizontal flow **FT44V** – Vertical flow

Capsule
The BP99/32 capsule which is used in the FT44 is suitable for use on 150°C superheat @ 0 bar g and 50°C superheat @ 32 bar g.

Optional extras

A **manually adjustable needle valve** (designated 'C' on the nomenclature i.e. **FT44-C)** can be fitted to the **FT44 horizontal version only**. This option provides a **steam lock release (SLR)** feature in addition to the standard air vent. For further information please consult Spirax Sarco.

The **top of the cover can be drilled and tapped ⅜" BSP or NPT** for the purpose of fitting a balance line if requested at the point of order.

The **bottom of the cover can be drilled and tapped ⅜" BSP or NPT** for the purpose of fitting a drain cock if requested at the point of order.

Standards
This product fully complies with the requirements of the European Pressure Equipment Directive 97/23/EC and carries the CE mark when so required.

Certification
This product is available with certification to EN 10204 3.1. **Note:** All certification/inspection requirements must be stated at the time of order placement.

Sizes and pipe connections

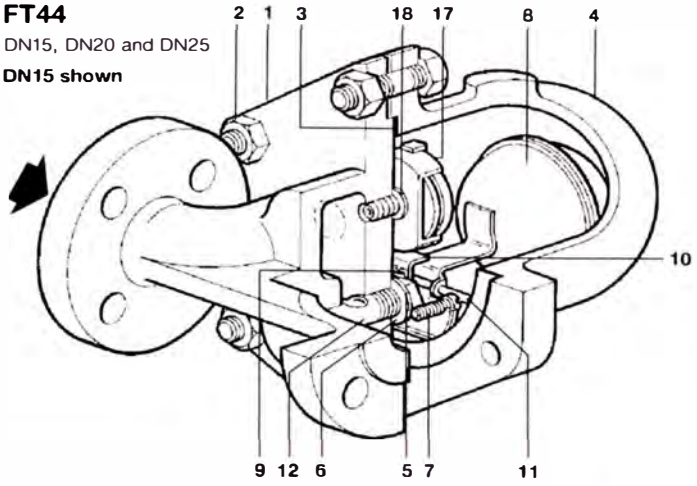
DN15, DN20, DN25, DN40 and DN50.

Horizontal traps: Note the flow direction when facing the body: - DN15 to DN25 is left to right. - DN40 and DN50 is right to left. Standard flanges are EN 1092 PN40 with face-to-face dimensions in accordance with EN 26554 (Series 1), ASME (ANSI) B 16.5 Class 150, ASME (ANSI) B 16.5 Class 300 and JIS/KS 20 flanges are also available with extended face-to-face dimensions.

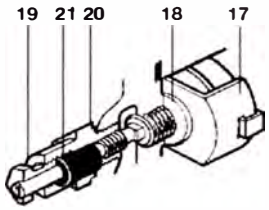
Vertical traps: Note that the flow direction is vertically downwards only.
Standard flanges are EN 1092 PN40 with face-to-face dimensions in accordance with EN 26554 (Series 1). ASME (ANSI) B 16.5 Class 150, ASME (ANSI) B 16.5 Class 300 and JIS/KS 20 are also available with face-to-face dimensions in accordance with EN 26554 (Series 1). ASME (ANSI) / JIS / KS flanges are supplied with tapped holes to receive flange bolts. ASME (ANSI) flanges have UNC threads and JIS/KS have metric threads.

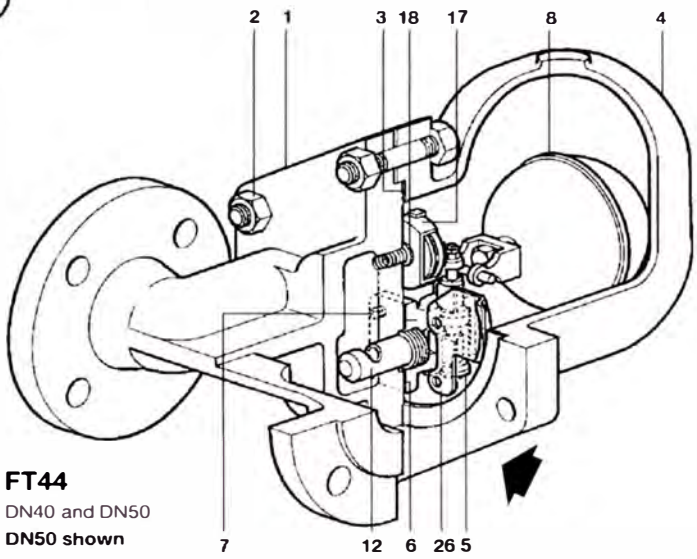
Local regulations may restrict the use of this product to below the conditions quoted.
In the interests of development and improvement of the product, we reserve the right to change the specification without notice. © Copyright 2010

FT44
DN15, DN20 and DN25
DN15 shown



FT44-C



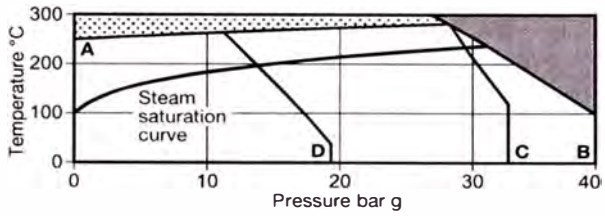


FT44
DN40 and DN50
DN50 shown

Materials

No.	Part			Material	
1	Body			Carbon steel	1.0619+N / WCB
2	Cover studs			Steel	BS 4882 B7M
	Cover nuts			Steel	BS 3692 Gr. 8
3	Cover gasket			Reinforced exfoliated graphite	
4	Cover			Carbon steel	1.0619+N / WCB
5	Valve seat		DN15, DN20 and DN25	Stainless steel	BS 970 431 S29
	Main valve assembly with erosion deflector		DN40 and DN50	Stainless steel	BS 3146 Pt2 ANC2 BS 970 416 S37
6	Valve seat gasket		DN15, DN20 and DN25	Stainless steel	BS 1449 304 S11
	Main valve assembly gasket		DN40 and DN50	Reinforced exfoliated graphite	
7	Pivot frame assembly screws		DN15, DN20 and DN25	Stainless steel	BS 4183 18/8
	Main valve assembly	Bolts	DN40	Stainless steel	BS 970 302 S25
		Studs and nuts	DN50	Stainless steel	BS 970 431 S29
8	Ball float and lever			Stainless steel	BS 1449 304 S16
9	Support frame		DN15, DN20 and DN25	Stainless steel	BS 1449 304 S16
10	Pivot frame		DN15, DN20 and DN25	Stainless steel	BS 1449 304 S16
11	Pivot pin		DN15, DN20 and DN25	Stainless steel	
12	Erosion deflector			Stainless steel	BS 970 431 S29
17	Air vent assembly			Stainless steel	
18	Air vent seat gasket			Stainless steel	BS 1449 409 S19
19	SLR assembly			Stainless steel	BS 970 303 S31
20	SLR gasket			Steel	BS 1449 CS4
21	SLR seal			Graphite	
26	Inlet plate		DN40 and DN50 only	Stainless steel	BS 1449 304 S16

Pressure / temperature limits



This product **must not** be used in this region.

This product should not be used in this region as damage to the internals may occur.

A - B Flanged EN 1092 PN40 and ASME (ANSI) 300.
A - C Flanged JIS/KS 20.
A - D Flanged ASME (ANSI) 150.

Body design conditions		PN40
PMA	Maximum allowable pressure	40 bar g @ 100°C
TMA	Maximum allowable temperature	300°C @ 27.5 bar g
Minimum allowable temperature		-10°C
PMO	Maximum operating pressure for saturated steam service **Note:** The DN40 and DN50 traps are limited to a PMO equal to ΔPMX	32 bar g @ 239°C
TMO	Maximum operating temperature	285°C @ 28.5 bar g
Minimum operating temperature **Note:** For lower operating temperatures consult Spirax Sarco		0°C

	Size	DN15, DN20, DN25	DN40, DN50
ΔPMX Maximum differential pressure	**FT44-4.5**	4.5 bar	4.5 bar
	FT44-10	10 bar	10 bar
	FT44-14	14 bar	-
	FT44-21	21 bar	21 bar
	FT44-32	32 bar	32 bar

Designed for a maximum cold hydraulic test pressure: 60 bar g

Note: With internals fitted, test pressure must not exceed ΔPMX

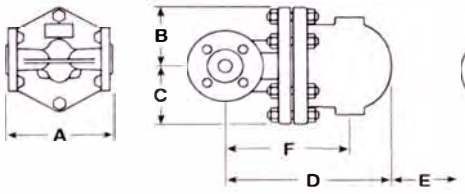
Caution: The trap in its complete operational form must not be subjected to a pressure greater than 48 bar otherwise damage to the internal mechanism may result.

Dimensions / weights (approximate) in mm and kg

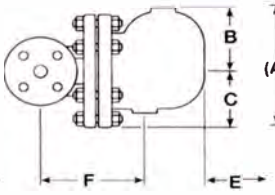
Notes:
1. Dimensions in brackets relate to vertical connections only.
2. PN40 face-to-face dimensions are in accordance with EN 26554 (Series 1).

Size	PN40 A (A)	ASME 300 A (A)	ASME 150 A (A)	JIS/KS 20K A (A)	B	C	D	E	F	Weight
DN15	150 (150)	209 (150)	203 (150)	206 (150)	80	80	215	120	155	10.8
DN20	150 (150)	209 (150)	205 (150)	210 (150)	80	80	225	120	165	10.8
DN25	160 (160)	212 (160)	208 (160)	210 (160)	115	85	282	170	215	15.0
DN40	230 (230)	327 (230)	321 (230)	322 (230)	130	115	337	200	200	33.0
DN50	230 (230)	320 (230)	313 (230)	311 (230)	141	123	347	200	225	34.0

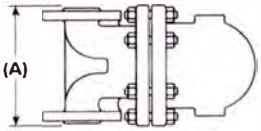
FT44
DN15 and DN20



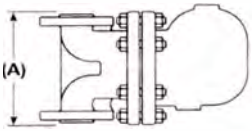
FT44
DN25, DN40 and DN50



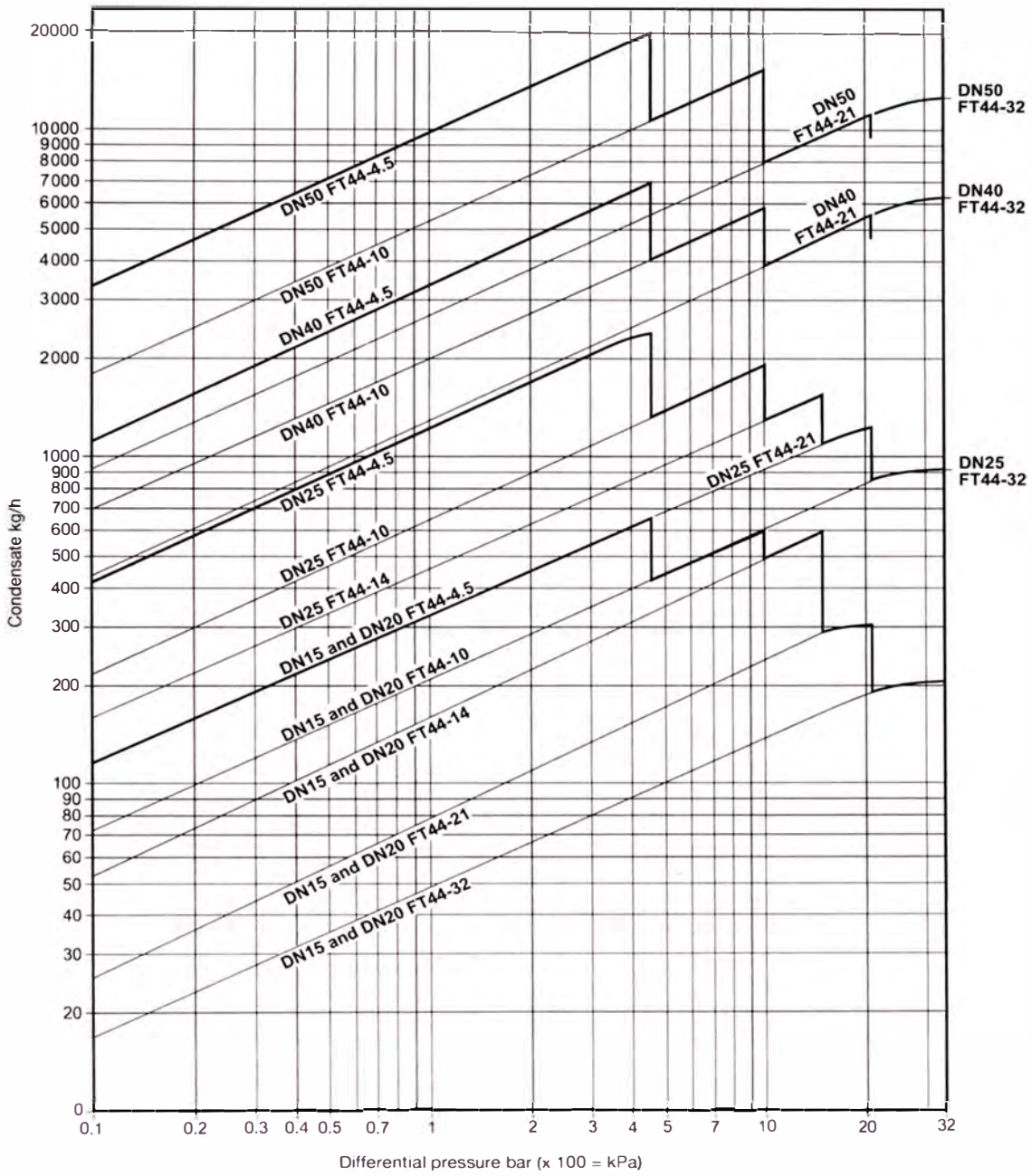
FT44V
DN15 and DN20



FT44V
DN25, DN40 and DN50



Capacities



Additional cold water capacities from the thermostatic air vent under start-up conditions

Capacities shown above are based on condensate at saturation temperature. Under start-up conditions when the condensate is cold the internal thermostatic air vent will be open and provides additional capacity to the main valve. The following table gives the minimum additional cold water capacities from the air vent.

ΔP (bar)		0.5	1	2	3	4.5	7	10	14	21	32
		Minimum additional cold water capacity (kg/h)									
DN15 and DN20	up to 21 bar	450	600	780	1 040	1 140	1 350	1 530	1 750	2 300	-
	32 bar only	170	250	380	520	600	780	860	1 140	1 170	1 200
DN25, DN40 and DN50	up to 21 bar	460	680	900	1 080	1 300	1 600	1 980	2 050	2 600	-
	32 bar only	90	120	350	460	600	850	900	1 020	1 200	1 300

Safety information, installation and maintenance

For full details see the Installation and Maintenance Instructions (IM-S02-30) supplied with the product.

Installation note:
The FT44 must be installed with the direction of flow as indicated on the body, and with the float arm in a horizontal plane so that it rises and falls vertically.

Disposal
This product is recyclable. No ecological hazard is anticipated with the disposal of this product, providing due care is taken.

How to order

Example: 1 off Spirax Sarco DN25 FT44-14 ball float steam trap, flanged to EN 1092 PN40 with carbon steel body and cover and thermostatic air vent.

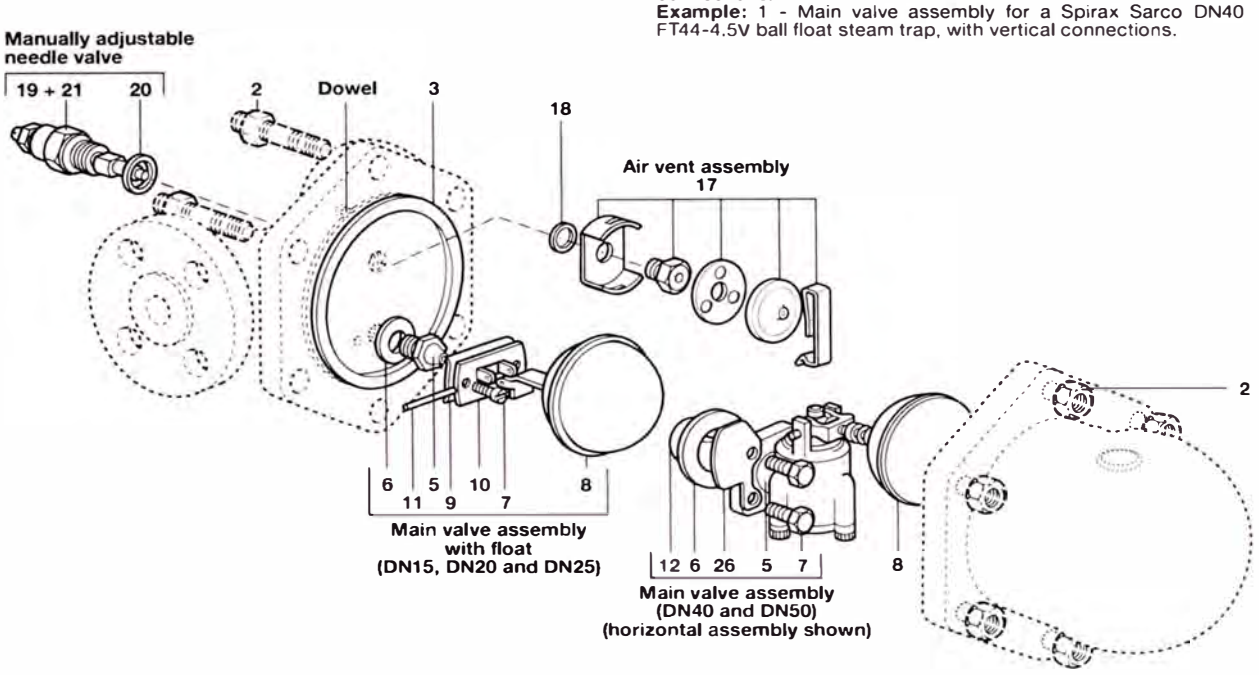
Spare parts

The spare parts available are shown in solid outline. Parts drawn in broken line are not supplied as spares.

Available spares	
Main valve assembly with float (DN15, DN20 and DN25 horizontal traps)*	**5, 6, 7, 8, 9, 10, 11**
Main valve assembly with integral erosion deflector (DN40 and 50) ** (specify horizontal or vertical trap)	**5, 6, 7, 12, 26**
Main valve assembly with float and erosion deflector (DN15 and DN20 vertical traps only)	**5, 6, 7, 8**
Ball float (DN40 and DN50)	**8**
Air vent assembly	**17, 18**
Manually adjustable needle valve (SLR - Steam lock assembly) and air vent assembly (FT44-C)	**17, 18, 19, 20, 21**
Complete set of gaskets (packet of 3 sets)	**3, 6, 18, 20, 21**

* On horizontal traps the erosion deflector on the DN15, DN20 and DN25 is pressed into the body during manufacture and not available as a spare.
** There is no erosion deflector on vertical traps.

How to order spares
Always order spares by using the description given in the column headed 'Available spares' and state the size and type of trap, including pressure range and orientation i.e.: horizontal or vertical connections.
Example: 1 - Main valve assembly for a Spirax Sarco DN40 FT44-4.5V ball float steam trap, with vertical connections.



Recommended tightening torques

Item	Size	or mm		N m
	DN15, DN20 and DN25	17 A/F	M10 x 60	19 - 22
2	DN40	19 A/F	M16 x 85	60 - 66
	DN50	24 A/F	M16 x 85	80 - 88
5	DN15, DN20 and DN25	17 A/F		50 - 55
	DN15, DN20 and DN25		M5 x 20	2.5 - 2.8
7	DN40	10 A/F	M6 x 20	10 - 12
	DN50	13 A/F	M8 x 20	20 - 24
17		17 A/F		50 - 55
19		22 A/F		50 - 55

Cert. No. LRQ 0963008

ISO 9001

spirax sarco

TI-P181-01
ST Issue 4

Purgador termodinámico para vapor BTD 52L

Descripción
El BTD 52L está fabricado en acero inoxidable 316L y es apropiado para drenaje de líneas en sistemas de vapor limpio.

Tamaños y conexiones
¼", ⅜", ½" Roscadas BSP o NPT.
½" Tubo OD x 16 swg (0.065") para soldar BW.

DIN 11850 (Serie 1) tubo para soldar BW
12mm O/D x 1,0 mm pared (DN 10)
18mm O/D x 1,0 mm pared (DN 15)

ISO 1127 (Serie 1) tubo para soldar BW
17,2mm O/D x 1,6mm pared (DN 10)
21,3mm O/D x 1,6mm pared (DN15)

½" Conexiones Tri-clamp (DN15)

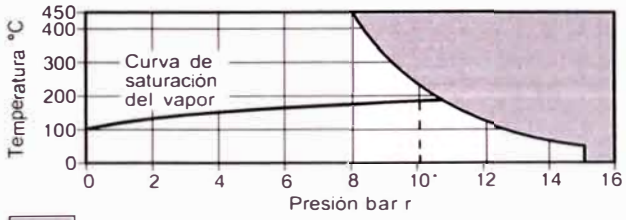
Extras opcionales
ISOTUB: una cubierta aislante para evitar que el purgador sea influenciado indevidamente por una pérdida excesiva de calor cuando está sometido a temperaturas bajas, viento, lluvia, etc.

Condiciones límite

Condiciones de diseño del cuerpo	PN16
PMA - Presión máxima admisible	16 bar r
TMA - Temperatura máxima admisible	450°C
PMO - Presión máxima de trabajo	10 bar r
TMO - Temperatura máxima de trabajo	450°C
Prueba hidráulica	24 bar r

Nota: Presión mínima para funcionamiento satisfactorio 0,25 bar r.

Rango de operación



El purgador no puede trabajar en esta zona.

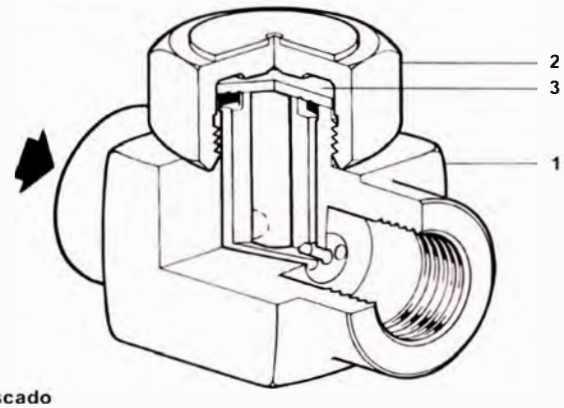
* PMO Presión de trabajo máxima recomendada.
PMOB Contrapresión máxima de trabajo 80% de la presión de entrada

Materiales

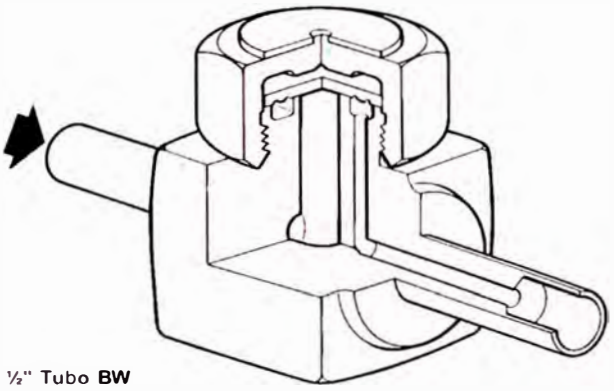
No.	Parte	Material	
1	Cuerpo	Acero inoxidable austenítico	AISI 316L
2	Tapa	Acero inoxidable austenítico	AISI 316L
3	Disco	Acero inoxidable austenítico	AISI 316L
4	Isotub (opcional)	Aluminio	

* **Nota:** Item 4 no se muestra al dorso

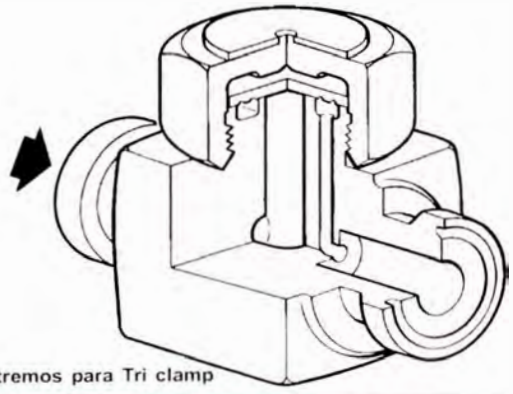
Certificados
Dispone de certificado EN10204 3.1.B.
Nota: Los certificados7 requerimientos de inspección deben solicitarse con el pedido.



Roscado



½" Tubo BW



Extremos para Tri clamp

En beneficio del desarrollo y mejora del producto, nos reservamos el derecho de cambiar la especificcaion

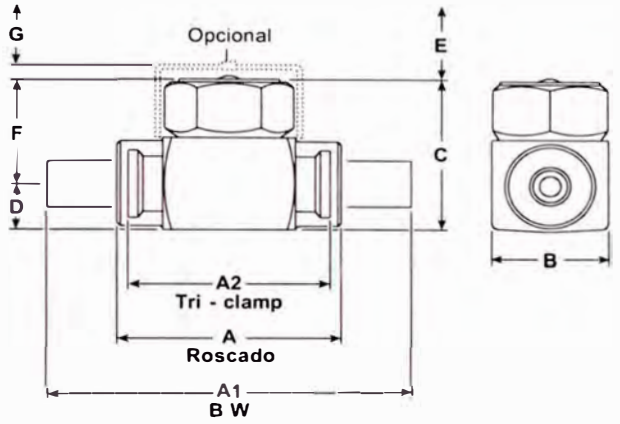
© Copyright 2002

Dimensiones/peso (aproximados) en mm y kg

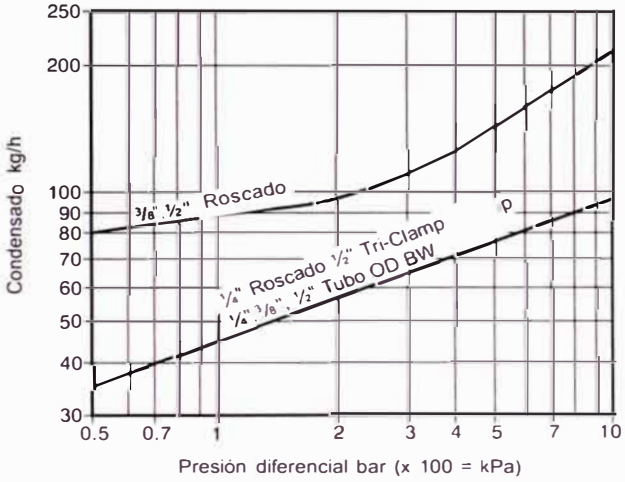
Tamaño	A	A1	A2	B	C	D	E	F	G	Peso Roscado	Peso B W	Peso Tri-clamp
¼"	65	-	-	36	53	15	40	20	38	0,45	0,45	-
⅜"	65	-	-	36	53	15	40	20	38	0,45	0,45	-
½"	65	123	65	36	53	15	40	20	38	0,45	0,45	0,55

Distancia para desmontar el Isotub

Distancia para desmontar la tapa



Capacidades



Instalación y mantenimiento

El producto se suministra con Instrucciones de Instalación y Mantenimiento, ver IM-P181-03.
Instalarlo en tuberia horizontal y a ser posible precedido de un codo. Es recomendable la instalación de válvulas de aislamiento para permitir un mantenimiento/sustitución seguras.
Cuando el purgador descarga en un sistema de retorno cerrado, se deberia instalar una válvula de retención aguas abajo para evitar retorno.

Eliminación

Este producto es totalmente reciclable. No es perjudicial con el medio ambiente si se elimina con las precauciones adecuadas.

Como pasar pedido

Purgador termodinámico Spirax Sarco BTD 52L con extremos con tubo de 13,5mm O/D x 1,6mm de pared (ISO 1127, Serie 1)

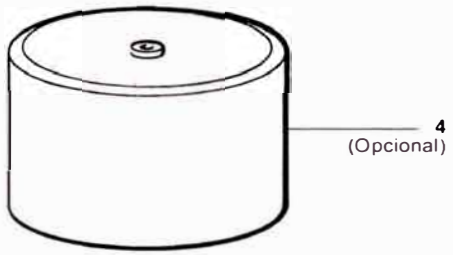
Recambios

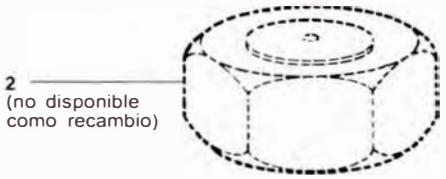
Las piezas de recambio disponibles se indican con linea de trazo continuo. Las piezas dibujadas con linea de trazos, no se suministran como recambio.

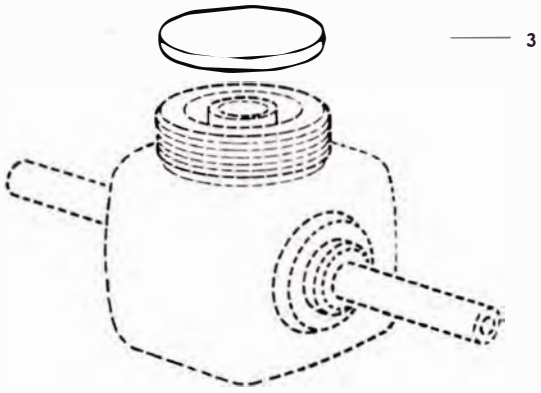
Recambios disponibles	
Disco	3
Isotub	4

Como pasar pedido
Al pasar pedido debe usarse la nomenclatura señalada en el cuadro anterior, indicando el tamaño y tipo de purgador.

Ejemplo: 1 — Disco para purgador Spirax Sarco BTD52L de ½".







Pares de apriete recomendados

Atención: Al apretar o aflojar la tapa, se deberá sujetar el cuerpo para evitar dañar las conexiones y tuberia.

Item	o mm	N m
2	36 E/C	115 - 115

CALORCOL
·LANA MINERAL DE ROCA·

Aislamientos Térmicos
Aislamientos y Tratamientos Acústicos
Protección pasiva contra Incendios
Cubiertas y Cerramientos Termoacústicos

FICHA TÉCNICA
CAÑUELAS

Aislamiento Térmico de Tuberías a escala Industrial que trabajan a altas temperaturas.

DESCRIPCIÓN

Las cañuelas de lana mineral de roca **CALORCOL S.A.** consisten en aislamientos térmicos normalizados para tubería estándar de diversos diámetros nominales, en dos canaletas o conchas que se ajustan a lo largo del tubo y que se moldean en forma cilíndrica. Son fabricadas con lana mineral aglutinada con resina sintética.

Tienen gran resistencia mecánica. Se ajustan perfectamente al tubo sin dejar la más minima ranura o escape de calor. Por su alta densidad (12 lb / pie^3) evita el paso de calor con mucha eficiencia y proporciona una excelente durabilidad, ya que no pierde peso al estar sometida continuamente a temperaturas hasta de 800 °F.

Las cañuelas de lana mineral de roca son totalmente incombustibles y 100% libres de asbesto. Por su composición quimica, las cañuelas de lana mineral de roca son quimicamente neutras, no causan ni promueven la corrosión.

"Líderes en Aislamientos Industriales"
CALORCOL S.A. Calle 46 Nº 71 - 121 Copacabana - Antioquia - Colombia
PBX: (574) 274 41 49 - Fax: (574) 274 56 92 A.A. 9861 Medellin - Antioquia - Colombia
info@calorcol.com - www.calorcol.com

VENTAJAS

Eficiencia térmica:
Por su densidad poseen un bajo factor K reduciendo drásticamente las pérdidas de calor.

Estabilidad dimensional:
No pierden sus propiedades físicas cuando están sometidas a intenso calor, se adaptan perfectamente a los tubos sin dejar ningún escape de calor. No se pudren, no se encogen, no se estiran, tampoco se rompen cuando están sometidas a trabajo intenso y continuo.

Resistencia a la vibración:
No se desintegran, ni pierden su forma en líneas expuestas a vibraciones.

Fácil instalación:
Son fáciles de instalar, se pueden cortar, pinar, o clavar sin perder sus propiedades.

Incombustibles:
Las cañuelas de lana mineral de roca **CALORCOL S.A.** son totalmente incombustibles, no emanan gases ni humos tóxicos.

Excelente presentación:
Vienen en dos presentaciones, sin foil de aluminio para recubrir con lamina de aluminio y con foil de aluminio reforzado para instalar directamente sobre la tubería.
No requiere acabado final.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Unidad	Cañuelas con foil y sin foil de aluminio
Densidad	12 lbs / pie^3
Dimensiones	Longitud 0.91 m
	Espesor 1, ½, 2, 2½, 3 y 4 plg
Conductividad térmica K	0,24 BTU / hora pie^2 a 100°F
Diámetro nominal de la tubería	De ½ a 8 plg
Norma	ASTM Norma C 547
NRC	85%, 500 a 100 ciclos/seg a 1 plg de espesor
Empaque	De polietileno reforzado

TEMPERATURA MEDIA		K
°F	°C	BTU plg / hr pie2 °F
100	38	0.24
175	79	0.29
200	93	0.32
250	121	0.34
325	163	0.40
400	204	0.47

ESPESORES DE AISLAMIENTOS RECOMENDADOS

TEMPERATURA (°C)	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550
DIÁMETRO TUBERÍA	ESPESORES DE AISLAMIENTO (plg.)									
½"	1	1	1	1 ½	1 ½	1 ½	2	2 ½	2 ½	3
3/4"	1	1	1	1 ½	1 ½	1 ½	2	2 ½	2 ½	3
1"	1	1	1 ½	1½	2	2	2 ½	3	3	3 ½
1 1/4"	1	1	1 ½	2	2	2 ½	2 ½	3	3	3 ½
1 ½"	1	1	1 ½	2	2	2 ½	2 ½	3	3	3 ½
2"	1	1 ½	1 ½	2	2	2 ½	3	3	3 ½	4
2 ½"	1 ½	1 ½	2	2 ½	3	2 ½	3	3 ½	4	4
3"	1 ½	2	2	2 ½	3	3	3	3 ½	4	4 ½
4"	1 ½	2	2 ½	3	3	3	3 ½	4	4 ½	5
5"	1 ½	2	2 ½	3	3	3 ½	4	4 ½	5	5 ½
6"	1 ½	2	2 ½	3	3	3 ½	4	4 ½	5	5 ½
8"	1 ½	2	2 ½	3	3	3 ½	4	5	5 ½	6
10"	2	2 ½	3	3	3 ½	4	4 ½	5	6	6 ½
12"	2	2 ½	3	3	3 ½	4	5	5 ½	6	7
14"	2	2 ½	3	3 ½	4	4	5	6	6 ½	7
16"	2	2 ½	3	3 ½	4	4 ½	5	6	6 ½	7 ½
18"	2	2 ½	3	3 ½	4	4 ½	5	6	6 ½	7 ½
20"	2 ½	3	3 ½	4	4	4 ½	5	6	7	8
22"	2 ½	3	3 ½	4	4	5	5 ½	6	7	8
24"	2 ½	3	3 ½	4	4	5	5 ½	6	7	8

USOS

- Cañuelas para aislamiento térmico de tuberias en líneas de servicio que operan a temperaturas desde -80° C hasta 454°C en régimen continuo.
- Para el aislamiento térmico de tuberias frias deben ser provistas de una barrera de vapor para evitar condensación. En instalaciones de tubería expuestas a la intemperie se deben proteger del agua lluvia.

CALORCOL S.A. Calle 46 Nº 71 - 121 Copacabana - Antioquia - Colombia
PBX: (574) 274 41 49 - Fax: (574) 274 56 92 A.A. 9861 Medellín - Antioquia - Colombia
info@calorcol.com - www.calorcol.com

Tubisa sac

Vigas · Planchas · Tubos · Ángulos · Canales

TUBOS DE ACERO CON y SIN COSTURA ASTM A-53 GRADO B / ASTM A-106 / API 5L

:: Descripción:

Tubos para alta presión, fabricados con acero al carbono de calidad estructural.

:: Usos:

ASTM A-53 GRADO B Tubos para la conducción de fluidos y gases, de uso frecuente en petroquímica, pesca, minería e industria en general.

ASTM A-106 GRADO B Tubos para servicios a altas temperaturas.

API 5L GRADO B Tubos de línea para la industria petrolera

:: Composición Química (Más. %):

Grado B								
C	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Mo	V
0.3	1.2	0.05	0.045	0.4	0.4	0.4	0.15	0.08

:: Propiedades Mecánicas:

NORMA TECNICA	F	R	A	Norma Equivalente
	Kg/mm2	Kg/mm2	%	
ASTM A-53 GR-A	21 min	34 min	23 min	JIS G-3454
ASTM A-53 GR-B	25 min	42 min	18 min	JIS G-3454
ASTM A-106 GR-B	25 min	42 min	18 min	JIS G-3456
API 5L B	25 min	42 min	19 min	JIS G-3454

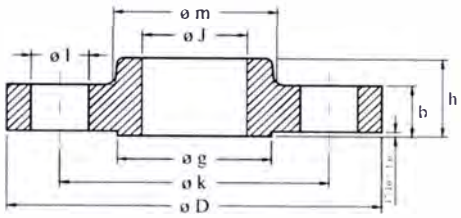
:: Dimensiones y Peso Unitario

Diametro Nominal			Schedule	Espesor de pared		Peso Nominal	Presion de Prueba	
Interior	Exterior							
pulg.	pulg.	mm		pulg.	mm	Kg/m	lb/pulg 2	Kg/cm2
3/8"	0.675	17.1	40	0.091	2.31	0.84	700	49.2
			80	0.126	3.20	1.10	850	60.0
1/2"	0.840	21.3	40	0.109	2.77	1.27	700	49.2
			80	0.147	3.73	1.62	850	60.0
3/4"	1.050	26.7	40	0.113	2.87	1.69	700	49.2
			80	0.154	3.91	2.20	850	60.0
1"	1.315	33.4	40	0.133	3.38	2.50	700	49.2
			80	0.179	4.55	3.24	850	60.0
1 1/4"	1.660	42.2	40	0.140	3.56	3.39	1300	91.0
			80	0.191	4.85	4.47	1900	133.0
1 1/2"	1.900	48.3	40	0.145	3.68	4.05	1300	91.0
			80	0.200	5.08	5.41	1900	133.0
2"	2.375	60.3	40	0.154	3.91	5.44	2500	175.0

			80	0.218	5.54	7.48	2500	175.0
2 1/2"	2.875	73.0	40	0.203	5.16	8.63	2500	175.0
			80	0.276	7.01	11.41	2500	175.0
3"	3.500	88.9	40	0.216	5.49	11.29	2500	175.0
			80	0.300	7.62	15.27	2500	175.0
3 1/2"	4.000	101.6	40	0.226	5.74	13.57	2370	166.0
			80	0.318	8.08	18.63	2800	196.0
4"	4.500	114.3	40	0.237	6.02	16.07	2210	155.0
			80	0.337	8.56	22.32	2800	196.0

Diametro Nominal			Schedule	Espesor de pared		Peso Nominal	Presion de Prueba	
Interior	Exterior							
pulg.	pulg.	mm		pulg.	mm	Kg/m	lb/pulg 2	Kg/cm2
5"	5.563	141.3	40	0.258	6.55	21.77	1950	137.0
			80	0.375	9.53	30.94	2800	196.0
6"	6.625	168.3	40	0.280	7.11	28.26	1780	125.0
			80	0.432	10.97	42.56	2740	192.0
8"	8.625	219.1	40	0.322	8.18	42.55	1570	110.0
			80	0.500	12.70	64.64	2430	170.0
			40	0.365	9.27	60.29	1430	100.0
10"	10.750	273.0	80	0.594	15.09	95.97	2320	162.0
			STD.	0.365	9.27	60.31	1430	100.0
			40	0.406	10.31	79.70	1340	94.0
12"	12.750	323.8	80	0.688	17.48	132.04	2270	159.0
			STD.	0.375	9.53	73.88	1240	87.0
			40	0.438	11.13	94.55	1310	92.0
14"	14.000	355.6	80	0.750	19.05	158.10	2250	158.0
			STD.	0.375	9.53	81.33	1120	79.0
			40	0.475	12.07	123.30	1310	92.0
16"	16.00	406.4	80	0.844	21.44	203.53	2220	156.0
			STD.	0.375	9.53	93.27	980	69.0
			40	0.562	14.27	155.80	1210	92.0
18"	18.000	457	80	0.938	23.83	254.55	2190	154.0
			STD.	0.375	9.53	105.16	880	62.0
			40	0.594	15.09	183.42	1250	88.0
20"	20.00	508	80	1.031	26.19	311.17	2170	152.0
			STD.	0.375	9.53	117.15	790	55.0

BRIDAS SLIP-ON
SLIP-ON FLANGES
150 Lbs.



ASME B16.5-1996

Diámetro nominal Nominal pipe size	Brida Flange **D** mm. inches	**J** mm. inches	**b** mm. inches	**h** mm. inches	Cuello Hub **m** mm. inches	Resalte Raised Face **g** mm. inches	Taladros Drilling template Número Number	**l** mm. inches	**k** mm. inches	Peso aprox. Approx. weight Kg. Pounds
1/2"	88,9 3 1/2	22,3 0.88	11,1 7/16	15,9 5/8	30,2 1 3/16	34,9 1 3/8	4	15,9 5/8	60,3 2 3/8	0,4 0.9
3/4"	98,4 3 7/8	27,7 1.09	12,7 1/2	15,9 5/8	38,1 1 1/2	42,9 1 11/16	4	15,9 5/8	69,9 2 3/4	0,7 1.5
1"	107,9 4 1/4	34,5 1.36	14,3 9/16	17,5 11/16	49,2 1 15/16	50,8 2	4	15,9 5/8	79,4 3 1/8	0,8 1.9
1 1/4"	117,5 4 5/8	43,2 1.7	15,9 5/8	20,6 13/16	58,7 2 5/16	63,5 2 1/2	4	15,9 5/8	88,9 3 1/2	1,1 2.4
1 1/2"	127,0 5	49,5 1.95	17,5 11/16	22,2 7/8	65,1 2 9/16	73,0 2 7/8	4	15,9 5/8	98,4 3 7/8	1,4 3.1
2"	152,4 6	62,0 2.44	19,1 3/4	25,4 1	77,8 3 1/16	92,1 3 5/8	4	19,05 3/4	120,6 4 3/4	2,2 4.8
2 1/2"	177,8 7	74,7 2.94	22,2 7/8	28,6 1 1/8	90,5 3 9/16	104,8 4 1/8	4	19,05 3/4	139,7 5 1/2	3,6 7.9
3"	190,5 7 1/2	90,7 3.57	23,8 15/16	30,2 1 3/16	107,9 4 1/4	127,0 5	4	19,05 3/4	152,4 6	4,1 9
3 1/2"	215,9 8 1/2	103,4 4.07	23,8 15/16	31,7 1 1/4	122,2 4 13/16	139,7 5 1/2	8	19,05 3/4	177,8 7	5,2 11.4
4"	228,6 9	116,1 4.57	23,8 15/16	33,3 1 5/16	134,9 5 5/16	157,2 6 3/16	8	19,05 3/4	190,5 7 1/2	5,6 12.3
5"	254,0 10	143,8 5.66	23,8 15/16	36,5 1 7/16	163,5 6 7/16	185,7 7 5/16	8	22,2 7/8	215,9 8 1/2	6,3 13.9
6"	279,4 11	170,7 6.72	25,4 1	39,7 1 9/16	192,1 7 9/16	215,9 8 1/2	8	22,2 7/8	241,3 9 1/2	7,5 16.5
8"	342,9 13 1/2	221,5 8.72	28,6 1 1/8	44,4 1 3/4	246,1 9 11/16	269,9 10 5/8	8	22,2 7/8	298,4 11 3/4	12,6 27.7
10"	406,4 16	276,35 10.88	30,2 1 3/16	49,2 1 15/16	304,8 12	323,8 12 3/4	12	25,4 1	361,9 14 1/4	18,5 40.7
12"	482,6 19	327,15 12.88	31,8 1 1/4	55,6 2 3/16	365,1 14 3/8	381,0 15	12	25,4 1	431,8 17	28 61.6
14"	533,4 21	359,15 14.14	34,9 1 3/8	57,1 2 1/4	400,0 15 3/4	412,7 16 1/4	12	28,6 1 1/8	476,2 18 3/4	36 79.2
16"	596,9 23 1/2	410,5 16.16	36,5 1 7/16	63,5 2 1/2	457,2 18	469,9 18 1/2	16	28,6 1 1/8	539,7 21 1/4	46 101.2
18"	635,0 25	461,8 18.18	39,7 1 9/16	68,3 2 11/16	504,8 19 7/8	533,4 21	16	31,7 1 1/4	577,8 22 3/4	50 110
20"	698,5 27 1/2	513,1 20.2	42,9 1 11/16	73,0 2 7/8	558,8 22	584,2 23	20	31,7 1 1/4	635,0 25	64 140
22"	749,3 29 1/2	564,4 22.22	46,0 1 13/16	79,4 3 1/8	609,6 24	641,35 25 1/4	20	34,9 1 3/8	692,1 27 1/4	72 159
24"	812,8 32	615,95 24.25	47,6 1 7/8	82,5 3 1/4	663,6 26 1/8	692,1 27 1/4	20	34,9 1 3/8	749,3 29 1/2	89 196

Dimensiones

En las tablas 1, 2, 3 y 4 se incluyen las listas de las medidas con las dimensiones finales.

CODOS, TES Y TAPONES CAPA

NPS	DIÁMETRO EXTERNO	CENTRO A CARA	CENTRO A CARA	CENTRO A CENTRO	CENTRO A CENTRO	CENTRO A CARA	LONGITUD E*		CENTRO A EXTREMO
	O	A	A1	O1	P		XS		M
1/2"	21.34	38.00	19.00	76.00	36.00	16.00	25.00	25.00	25.00
3/4"	26.67	38.00	18.00	76.00	36.00	11.00	25.00	25.00	29.00
1"	33.40	38.00	25.00	76.00	51.00	22.00	38.00	38.00	38.00
1 1/4"	42.16	48.00	32.00	95.00	64.00	25.00	38.00	38.00	48.00
1 1/2"	48.26	57.00	38.00	114.00	76.00	29.00	38.00	38.00	57.00
2"	60.32	76.00	51.00	152.00	102.00	35.00	38.00	44.00	64.00
2 1/2"	73.02	95.00	64.00	191.00	127.00	44.00	38.00	51.00	76.00
3"	88.90	114.00	76.00	229.00	152.00	51.00	51.00	64.00	86.00
3 1/2"	101.60	133.00	89.00	267.00	178.00	57.00	64.00	16.00	95.00
4"	114.30	152.00	102.00	305.00	203.00	64.00	64.00	76.00	105.00
5"	141.30	190.00	127.00	381.00	254.00	79.00	76.00	89.00	124.00
6"	168.27	229.00	152.00	457.00	305.00	95.00	89.00	102.00	143.00
8"	219.07	305.00	203.00	610.00	406.00	127.00	102.00	127.00	178.00
10"	273.05	381.00	254.00	762.00	508.00	159.00	127.00	152.00	216.00
12"	323.85	475.00	305.00	914.00	610.00	190.00	152.00	178.00	254.00
14"	355.60	533.00	356.00	1,067.00	711.00	222.00	165.00	191.00	279.00
16"	406.40	610.00	406.00	1,219.00	813.00	254.00	178.00	203.00	305.00
18"	457.20	686.00	457.00	1,372.00	914.00	286.00	203.00	229.00	343.00
20"	508.00	762.00	508.00	1,524.00	1,016.00	318.00	229.00	254.00	381.00
22"	558.80	838.00	559.00	1,676.00	1,118.00	343.00	254.00	254.00	419.00
24"	609.60	914.00	610.00	1,829.00	1,219.00	381.00	267.00	305.00	432.00
26"	660.40	991.00	660.00			406.00	267.00	267.00	495.00
28"	711.20	1,067.00	711.00			438.00	267.00	267.00	521.00
30"	762.00	1,143.00	762.00			470.00	267.00	267.00	559.00
32"	812.80	1,219.00	813.00			502.00	267.00	267.00	597.00
34"	863.60	1,295.00	864.00			533.00	267.00	267.00	635.00
36"	914.40	1,372.00	914.00			565.00	267.00	267.00	673.00

Tabla 1

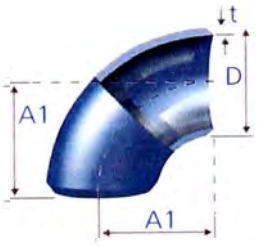
Todas las dimensiones se expresan en milímetros, excepto las de NPS que se expresan en pulgadas.

* El dato indicado en la columna de la izquierda se refiere a tapones capa con espesor menor o igual a cedula XS. El dato indicado en la columna de la derecha se refiere a tapones capa con espesor mayor a cédula XS.

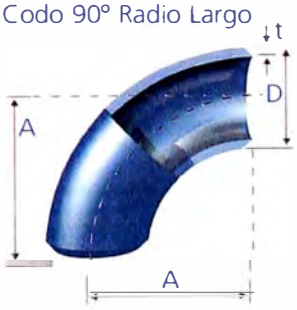
Dimensiones bajo las normas ASME B 16.9 y ASME B 16.28

Codo 45° Radio Largo

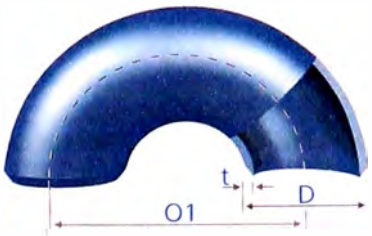
Codo 90° Radio Corto



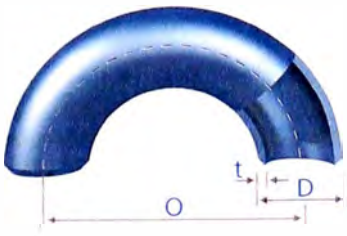
Codo 90° Radio Largo



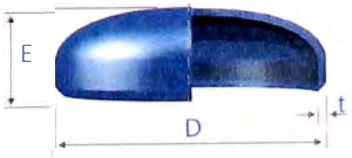
Codo 180° Radio Corto



Codo 180° Radio Largo



Tapón Capa



REDUCCIONES

NPS	DIMENSIONES				
	DIÁMETRO EXTERIOR	DIÁMETRO EXTERIOR	CENTRO A EXTREMO	CENTRO A EXTREMO	LONGITUD
	D	D1	C	M	H
3/4" x 3/8"	27.00	17.00	29.00	29.00	38.00
3/4" x 1/2"	27.00	21.00	29.00	29.00	38.00
1" x 1 1/2"	33.00	21.00	38.00	38.00	51.00
1" x 1 3/4"	33.00	27.00	38.00	38.00	51.00
1 1/4" x 1/2"	42.00	21.00	48.00	48.00	51.00
1 1/4" x 3/4"	42.00	27.00	48.00	48.00	51.00
1 1/4" x 1"	42.00	33.00	48.00	48.00	51.00
1 1/2" x 1/2"	48.00	21.00	57.00	57.00	63.00
1 1/2" x 3/4"	48.00	27.00	57.00	57.00	63.00
1 1/2" x 1"	48.00	33.00	57.00	57.00	63.00
1 1/2" x 1 1/4"	48.00	42.00	57.00	57.00	63.00
2" x 3/4"	60.00	27.00	64.00	44.00	76.00
2" x 1"	60.00	33.00	64.00	51.00	76.00
2" x 1 1/4"	60.00	42.00	64.00	57.00	76.00
2" x 1 1/2"	60.00	48.00	64.00	60.00	76.00
2 1/2" x 1"	73.00	33.00	76.00	57.00	89.00
2 1/2" x 1 1/4"	73.00	42.00	76.00	64.00	89.00
2 1/2" x 1 1/2"	73.00	48.00	76.00	67.00	89.00
2 1/2" x 2"	73.00	60.00	76.00	70.00	89.00
3" x 1 3/4"	89.00	42.00	86.00	70.00	89.00
3" x 1 1/2"	89.00	48.00	86.00	73.00	89.00
3" x 2"	89.00	60.00	86.00	76.00	89.00
3" x 2 1/2"	89.00	73.00	86.00	83.00	89.00
3 1/2" x 1 1/2"	102.00	48.00	95.00	79.00	102.00
3 1/2" x 2"	102.00	60.00	95.00	83.00	102.00
3 1/2" x 2 1/2"	102.00	73.00	95.00	89.00	101.00
3 1/2" x 3"	102.00	89.00	95.00	92.00	101.00
4" x 1/2"	114.00	48.00	105.00	86.00	102.00
4" x 2"	114.00	60.00	105.00	89.00	102.00
4" x 2 1/2"	114.00	73.00	105.00	65.00	102.00
4" x 3"	114.00	89.00	105.00	98.00	102.00
4" x 3 1/2"	114.00	102.00	105.00	102.00	102.00
5" x 2"	141.00	60.00	124.00	105.00	127.00
5" x 2 1/2"	141.00	73.00	124.00	108.00	127.00
5" x 3"	141.00	89.00	124.00	111.00	127.00
5" x 3 1/2"	141.00	102.00	124.00	114.00	127.00
5" x 4"	141.00	114.00	124.00	117.00	127.00
6" x 2 1/2"	168.00	73.00	143.00	121.00	140.00
6" x 3"	168.00	89.00	143.00	124.00	140.00
6" x 3 1/2"	168.00	102.00	143.00	127.00	140.00
6" x 4"	168.00	114.00	143.00	130.00	140.00
6" x 5"	168.00	141.00	143.00	137.00	140.00
8" x 3 1/2"	219.00	102.00	178.00	152.00	152.00
8" x 4"	219.00	114.00	178.00	156.00	152.00
8" x 5"	219.00	141.00	178.00	162.00	152.00
8" x 6"	219.00	168.00	178.00	168.00	152.00
10" x 4"	273.00	114.00	216.00	184.00	178.00
10" x 5"	273.00	141.00	216.00	191.00	178.00
10" x 6"	273.00	168.00	216.00	164.00	178.00
10" x 8"	273.00	219.00	216.00	203.00	178.00
12" x 5"	324.00	141.00	254.00	216.00	203.00
12" x 6"	324.00	168.00	254.00	219.00	203.00
12" x 8"	324.00	219.00	254.00	229.00	203.00
12" x 10"	324.00	273.00	254.00	241.00	203.00
14" x 6"	356.00	168.00	279.00	238.00	330.00
14" x 8"	356.00	219.00	279.00	248.00	330.00
14" x 10"	356.00	273.00	279.00	257.00	330.00

Tabla 3
Dimensiones bajo las normas ASME B 16.9 y ASME B 16.28
Todas las dimensiones se expresan en milímetros, excepto las de NPS que se expresan en pulgadas

REDUCCIONES

NPS	DIMENSIONES				
	DIÁMETRO EXTERIOR	DIÁMETRO EXTERIOR	CENTRO A EXTREMO	CENTRO A EXTREMO	LONGITUD
	D	D1	C	M	H
16" x 6"	406.00	168.00	305.00	264.00	356.00
16" x 8"	406.00	219.00	305.00	273.00	356.00
16" x 10"	406.00	273.00	305.00	283.00	356.00
16" x 12"	406.00	324.00	305.00	295.00	356.00
16" x 14"	406.00	356.00	305.00	305.00	356.00
18" x 8"	457.00	219.00	343.00	298.00	381.00
18" x 10"	457.00	273.00	343.00	308.00	381.00
18" x 12"	457.00	324.00	343.00	321.00	381.00
18" x 14"	457.00	356.00	343.00	330.00	381.00
18" x 16"	457.00	406.00	343.00	330.00	381.00
20" x 8"	508.00	219.00	381.00	324.00	508.00
20" x 10"	508.00	273.00	381.00	333.00	508.00
20" x 12"	5058.00	324.00	381.00	346.00	508.00
20" x 14"	508.00	356.00	381.00	356.00	508.00
20" x 16"	508.00	406.00	381.00	356.00	508.00
20" x 18"	508.00	457.00	381.00	368.00	508.00
22" x 10"	559.00	273.00	419.00	359.00	508.00
22" x 12"	559.00	324.00	419.00	371.00	508.00
22" x 14"	559.00	356.00	419.00	381.00	508.00
22" x 16"	559.00	406.00	419.00	381.00	508.00
22" x 18"	559.00	457.00	419.00	394.00	508.00
22" x 20"	559.00	508.00	419.00	406.00	508.00
24" x 10"	610.00	273.00	432.00	384.00	508.00
24" x 12"	610.00	324.00	432.00	397.00	508.00
24" x 14"	610.00	356.00	432.00	406.00	508.00
24" x 16"	610.00	406.00	432.00	406.00	508.00
24" x 18"	610.00	457.00	432.00	419.00	508.00
24" x 20"	610.00	508.00	432.00	432.00	508.00
24" x 22"	610.00	559.00	432.00	432.00	508.00
26" x 18"	660.00	457.00	495.00	444.00	610.00
26" x 20"	660.00	508.00	495.00	457.00	610.00
26" x 22"	660.00	559.00	495.00	470.00	610.00
26" x 24"	660.00	610.00	495.00	483.00	610.00
28" x 18"	711.00	457.00	521.00	470.00	610.00
28" x 20"	711.00	508.00	521.00	483.00	610.00
28" x 22"	711.00	559.00	521.00	495.00	610.00
28" x 24"	711.00	610.00	521.00	508.00	610.00
28" x 26"	711.00	660.00	521.00	521.00	610.00
30" x 18"	762.00	457.00	559.00	495.00	610.00
30" x 20"	762.00	508.00	559.00	508.00	610.00
30" x 22"	762.00	559.00	559.00	521.00	610.00
30" x 24"	762.00	610.00	559.00	533.00	610.00
30" x 26"	762.00	660.00	559.00	546.00	610.00
30" x 28"	762.00	711.00	559.00	546.00	610.00
32" x 20"	813.00	508.00	597.00	533.00	610.00
32" x 22"	813.00	559.00	597.00	546.00	610.00
32" x 24"	813.00	610.00	597.00	559.00	610.00
32" x 26"	813.00	660.00	597.00	572.00	610.00
32" x 28"	813.00	711.00	597.00	572.00	610.00
32" x 30"	813.00	762.00	597.00	584.00	610.00
34" x 20"	864.00	508.00	635.00	559.00	610.00
34" x 22"	864.00	559.00	635.00	572.00	610.00
34" x 24"	864.00	610.00	635.00	584.00	610.00
34" x 26"	864.00	660.00	635.00	597.00	610.00
34" x 28"	864.00	711.00	635.00	597.00	610.00
34" x 30"	861.00	762.00	635.00	610.00	610.00
34" x 32"	864.00	813.00	635.00	622.00	610.00

Tabla 4
Dimensiones bajo las normas ASME B 16.9 y ASME B 16.28