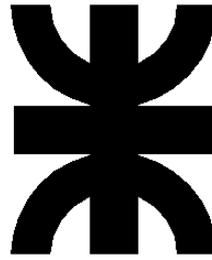


SEBASTIÁN ALEGRE



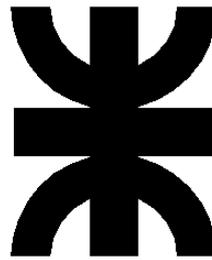
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

Facultad Regional Reconquista

**SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA TÉRMICA DE UN SECADOR
DE DDGS**

Reconquista, 2017

SEBASTIÁN ALEGRE



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

Facultad Regional Reconquista

**SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA TÉRMICA DE UN SECADOR
DE DDGS**

Proyecto Final presentado en cumplimiento de las exigencias de la Carrera Ingeniería Electromecánica de la Facultad Regional Reconquista, bajo la orientación del Prof. Mg. Ing. Elvio Antón.-

Docente asesor:

Ing. Orlando Vargas

Reconquista, 2017

DEDICATORIA

Dedico esta obra a mis padres, hermanas y tías. Especialmente a Laura, mi esposa.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mi familia, amigos y profesores que me han formado y me han acompañado a lo largo de todos estos años.



MEMORIA DESCRIPTIVA

El proyecto que se presenta a continuación es una adaptación al proyecto realmente ejecutado en el año 2012 en la planta de bioetanol de la empresa Vicentín. Dicha planta se encuentra ubicada en el Complejo Industrial de Avellaneda, provincia de Santa Fe.

El cliente adquirió un equipo de secado de Wet Cake para producir DDGS (Dried Distillers Grains with Solubles) (Granos de Destilería Secos con Solubles) utilizando como energía vapor.

Yace así la necesidad, por parte del cliente, de comprar un sistema eficiente encargado recuperar el condensado obtenido como consecuencia de la entrega del calor latente de vapor al producto, y reinsertarlo a la planta para recuperar su energía.

El proyecto consiste entonces en diseñar, calcular, especificar y estimar el costo de inversión de un sistema de recuperación de 8 tn/hs de condensado a 4,5 bar (a) de condiciones nominales, producto de la condensación del vapor que se utiliza como fuente de energía para secar.

Básicamente está compuesto por un cuadro de trampeo, un equipo separador de fases, el equipo de bombeo de condensados, las líneas que unen cada uno de los elementos antes mencionados y el sistema de medición y control.

Se determinan las variables termodinámicas esenciales, se analizan los requerimientos de proceso necesarios para el correcto funcionamiento del sistema, se elabora un PI&D y se seleccionan la trampa de vapor, válvulas de distintos tipos en función de las exigencias requeridas por el proceso, las bombas y se verifican que las condiciones de operación límite del sistema no ocasione principios de cavitación incipiente. Luego se selecciona y verifica elementos finales de control del proceso. El PI&D final figura en el anexo planos.

A continuación, se realiza el cálculo mecánico del equipo separador de fases y de las cañerías más importantes según los códigos ASME Sección VIII y ASME B31.3, respectivamente.

Para ello, se determinan las presiones de operación y de prueba de cada parte del sistema. También se halla la presión externa producida por el viento en las instalaciones, según lo establece la CIRSOC 102.

Luego, utilizando programas de PC específicos de cálculos de stress se verifican, bajo hipótesis de cálculo establecidas en las normas antes mencionadas, los estados límites mecánicos del recipiente separador de fases y de las cañerías. Se verifica que los esfuerzos en las conexiones del tanque separador de fase sean menores que los exigidos por las cañerías



que acometen a él. Los resultados obtenidos de los cálculos, se los presenta en los anexos correspondientes.

El diseño dimensional final del equipo y de las cañerías se los realizan en modelos 3D digital, con programas de PC específicos para tal fin y se obtienen los planos correspondientes que figuran en la planimetría adjunta como anexo.

Se describen y especifican los instrumentos de medición y control requeridos para la operación del sistema.

En el capítulo posterior, se describe brevemente la configuración eléctrica de la estación transformadora de la planta y paso seguido se diseña la salida a motor de las bombas P-100A/B en algunos de los cubicles de reserva que tiene el CCM.

A seguir, se describen la configuración de la red de comunicaciones existentes y el comando de los motores seleccionado para operar el sistema.

Sumado a los aspectos técnicos antes mencionados, se presenta además como anexo el cómputo y presupuesto del anteproyecto y ejecución de obra. Además, se determina la tasa interna de retorno del proyecto y se realiza un análisis de sensibilidad en función del tiempo de operación de la sección Secado.

Para finalizar el capítulo se describen los aspectos más relevantes en materia ambiental y se determina, por el método técnico de la combustión de la madera, el ahorro de combustible y por ende, el ahorro en emisiones de toneladas de dióxido de carbono a la atmósfera.

Todo el diseño en 3D digital se lo implanta en las maquetas digitales que dispone el cliente, ensamblando así la maqueta electrónica en formato nwd que se presenta como anexo digital a esta obra.

INDICE

INDICE	9
INDICE DE PLANOS	13
1. INTRODUCCIÓN	15
1.1 Breve descripción del proceso de obtención del bioetanol	17
1.2 Descripción del funcionamiento del secador.....	20
1.3 Descripción del proceso de secado.....	21
1.4 Descripción de la problemática y alcance del proyecto de ingeniería	22
1.5 Criterios de diseño de la ingeniería a desarrollar	24
1.6 Subsistemas propuestos.....	24
1.7 Descripción de los subsistemas propuestos.....	25
2. PROCESO E INSTRUMENTACIÓN.....	27
2.1 Balance de materia y energía.....	29
2.2 Metodología de diseño	30
2.3 Dimensionamiento de las líneas del sistema	33
2.3.1 Conductos y accesorios a utilizar	36
2.3.2 Determinación de diámetros de las líneas SC, LS y selección de válvulas ..	36
2.3.3 Determinación de la diferencia de presión en la línea SC-001. PSC-001	37
2.3.4 Determinación del diámetro de la línea de retorno de condensado PC	55
2.4 Verificación del elemento final de control 1000-LC-01	66
2.5 Selección del actuador del elemento de control 1000-LC-01	71
2.6 Selección del posicionador.....	72
2.7 Actuador para la válvula de vapor 100-FV-001	73
2.8 Válvula de alivio de presión o válvula de seguridad 100-PSV-001	74
2.8.1 Selección de la presión de tarado de la válvula	74
2.8.2 Escenarios típicos para la determinación del caudal de alivio	74
2.9 Trampa de vapor ST-102 de la línea principal LS-004.....	77
2.10 Elementos del cuadro de trampeo	78
2.10.1 Selección de la trampa requisitos del proceso	79
2.10.2 Selección del modelo de trampa.....	79
2.10.3 Componentes del cuadro de trampeo.....	81

2.11 Separador de fases	82
2.12 Adopción del tipo constructivo de separador	83
2.12.1 Partes constitutivas del separador de fases	83
2.12.2 Dimensionamiento del demister.	84
2.12.3 Dimensionamiento del equipo separador de fases.....	85
2.12.4 Conexiones del equipo.....	87
2.13 Aislación térmica.....	89
2.13.1 Cálculo térmico.....	90
2.13.2 Coeficiente de conducción térmica.....	91
2.13.3 Costo actual de la instalación	92
2.13.4 Selección económica del espesor de la aislación de la línea LS-004	93
2.13.5 Selección económica del espesor de la aislación del equipo TK-100	95
2.13.6 Selección económica del espesor de aislación de la línea SC-002.....	97
2.13.7 Selección económica del espesor de la aislación de la línea SC-001	100
2.13.8 Selección económica de las líneas de retorno de condensado	103
2.14 Instrumentación	107
3. CÁLCULO MECÁNICO	113
3.1 Introducción.....	115
3.2 Determinación de la presión de operación	115
3.3 Determinación de la presión de prueba hidrostática.	116
3.4 Determinación de la presión externa (viento)	117
3.5 Diseño mecánico de las tuberías bajo normativa ANSI B31.3	122
3.5.1 Breve descripción de los esfuerzos considerados en la normativa	122
3.5.2 Análisis de stress.....	124
3.6 Diseño mecánico del tanque separador de fases	127
4. CÁLCULO ELECTRICO	129
4.1 Descripción de la instalación existente	131
4.2 Diseño eléctrico de potencia y comando de los motores.....	133
4.2.1 Selección del cable	133
4.2.2 Salida motor.....	135
4.2.3 Circuito de comando accionamiento motores.....	136
4.3 Descripción del sistema de comunicación y comando.....	137
5. CÁLCULO ECONÓMICO Y AMBIENTAL	139

5.1 Introducción.....	141
5.2 Cómputo y presupuesto de la obra	141
5.3 Análisis de la tasa interna de retorno TIR.	142
5.4 Análisis de sensibilidad	144
5.5 Aspectos relevantes del impacto ambiental del proyecto.....	145
BIBLIOGRAFÍA	149
PLANOS	151
ANEXOS	172

INDICE DE PLANOS

PDF-001 (Diagrama de Flujo Secador).....	153
PDF-002 (PID Recup energia secador).....	154
PEL-001 (Unifilar planta etanol).....	155
PEQ-001-R01 (Tanque separador).....	156
ISO-L-001-01.....	157
ISO-L-002-01.....	158
ISO-L-003-01.....	159
ISO-L-004-01.....	160
ISO-L-004-02.....	161
ISO-L-005-01.....	162
ISO-L-005-02.....	163
ISO-L-005-03.....	164
ISO-L-005-04.....	165
ISO-L-005-05.....	166
ISO-L-006-01.....	167
ISO-L-008-01.....	168
ISO-L-009-01.....	169
ISO-L-010-01.....	170
ISO-L-012-01.....	171

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Breve descripción del proceso de obtención del bioetanol

La planta industrial, objeto de estudio, tiene una producción diaria de 150 m³ de alcohol etílico apto para la venta como biocombustible.

La materia prima que se utiliza actualmente para el proceso es el maíz, a razón de 385 tn diarias.-

Este cereal está compuesto, en mayor proporción por almidón, luego proteínas, materia grasa, fibras y por último y en menor proporción por sales minerales. El almidón es el que se adecúa y se lo utiliza para la obtención de alcohol etílico mientras que las proteínas, materia grasa y fibras se los aprovecha para la elaboración de alimento balanceado para animales, ya sea húmedo llamado “Wet Cake” o seco previamente mezclado con syrup llamado “DDGS”.-

El proceso de obtención de los productos y subproductos se puede explicar y resumir en etapas bien definidas y que a continuación se detalla:

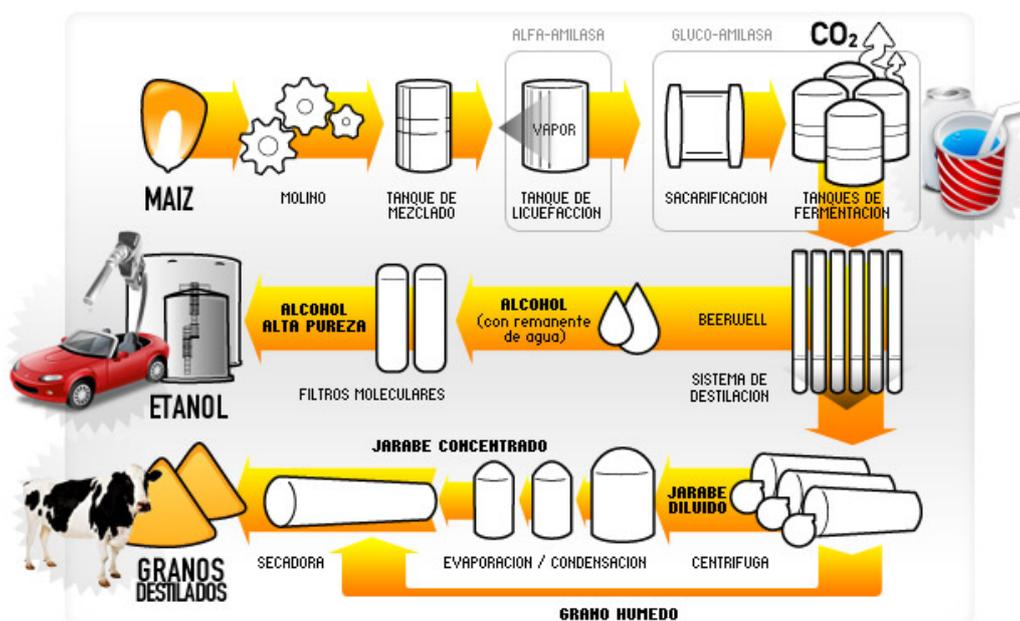


Diagrama general del proceso ¹

Preparación del grano:

El grano, proveniente de los campos, pasa por una etapa de limpieza, se le extrae las impurezas orgánicas e inorgánicas y se separa el grano entero del grano parcialmente dañado (por no contener este último cantidades significativas de almidón) por medio de una zaranda. El grano entero se lo almacena luego en una celda de acopio con capacidad de hasta 60000 tn.

¹ Imagen extraída de: http://www.biodiversidadla.org/Portada_Principal/Documentos/Argentina_plantas_de_Bioetanol_a_partir_de_maiz_transgenico

Molienda:

El grano almacenado en la celda, se lo transporta hasta los silos de producción diaria y de allí al sector de molienda. En este sector, se muele el cereal por medio de un molino de martillos hasta lograr la granulometría adecuada. El producto obtenido se lo denomina harina. La harina se pesa y se transporta a la siguiente sección llamada licuefacción.

Cocción:

La harina obtenida se pasa por un Premasher (Mezclado) donde se mezcla con vinazas (residuo soluble resultado del proceso de destilación), agua y condensados recuperados del sector de evaporación llevando la concentración de sólidos alrededor del 33-35%. Luego, se le dosifica una enzima llamada alfa - amilasa en dosis que rondan el 30 al 40% para formar una suspensión de cereal llamada mosto o slurry. Luego se le inyecta directamente vapor a 85°C aproximadamente en un equipo llamado Jet Cooker, obteniendo en esta etapa el acondicionamiento, la reducción de la viscosidad e hidrólisis parcial del almidón-

El slurry, con las propiedades fisicoquímicas adecuadas, pasa a la etapa de licuefacción.

Licuefacción:

El objetivo de esta etapa es convertir el almidón presente en el slurry en dextrinas. Para ello, se le dosifica en mayor cantidad la enzima alfa-amilasa 60-70%, luego es forzado a pasar por un tubo de retención para darle un determinado tiempo de residencia. Se descomprime a presión atmosférica y es transportado a otro equipo para darle aún más tiempo de residencia, aproximadamente 1 hora para completar así la licuefacción del almidón. La temperatura del slurry en esta etapa ronda los 85 °C.

Pre Fermentación

El objeto de esta etapa es lograr la propagación de las levaduras antes de ingresar al fermentador principal. Para ello, se le dosifica al slurry levaduras, nutrientes y una enzima encargada de convertir las dextrinas en azúcares simples. La temperatura se baja a aproximadamente 34°C para beneficiar el crecimiento de las bacterias.

Fermentación:

La corriente proveniente de la etapa anterior, se la bombea al fermentador que se encuentra en estado de asepsia.

En el fermentador los azúcares fermentescibles son transformados principalmente en alcohol etílico y dióxido de carbono además de otros alcoholes y productos en menor proporción. El dióxido de carbono se separa y al fluido se lo conoce como mosto fermentado.

El mosto fermentado se lo precalienta y se lo lleva al sector de destilación. Por cada tonelada de maíz se produce aproximadamente 320 kg de alcohol, 340 kg de subproducto y 340 kg de CO₂.

Destilación:

En este sector, se destila, rectifica y se deshidrata el alcohol. En la columna de destilación (llamada columna mostera), se separan los alcoholes contenidos en el mosto fermentado por destilación fraccionada a través de arrastre con vapor.

Los alcoholes y el vapor (Alcohol water vapor) pasan a la columna de rectificación y a la columna de exhaustión. En el primer equipo, se separa el fusel oil (aceite de fusel) y en el segundo se separa el agua del alcohol etílico, obteniéndose una concentración del 96%v/v. El alcohol etílico pasa luego por tamices moleculares con el objeto de secarlo y obtener una concentración al 99,99%. Este producto es apto para almacenarlo y comercializarlo como biocombustible.-

El producto que queda en el fondo de la columna de destilación se denomina whole stillage (vinazas). El whole stillage es bombeado al sector de decantación y también en una menor proporción, es enviado al sector de licuefacción para mezclarse con la harina como se expresó en los párrafos anteriores.

Decantación:

En la decantación, el whole stillage (13% de sólidos) proveniente de la columna de destilación, se separa físicamente por acción centrífuga en Wet Cake (torta húmeda) y Thin Stillage (vinaza fina). Este subproducto está compuesto básicamente por sólidos húmedos en un porcentaje del 33-35% y Thin Stillage, un fluido de viscosidad media formado por agua, materia grasa, proteínas y minerales provenientes del cereal con una concentración de sólidos del 6%. La separación física se realiza mediante equipos centrífugos llamados decanters.

Evaporación:

El objeto de este sector es separar el agua contenida en el Thin Stillage mediante el aumento de la temperatura y concentrar los productos restantes en un producto llamado syrup (33-35% de sólidos). La separación física del agua se realiza por medio de cuatro evaporadores, los cuales se encuentran en serie. El agua obtenida en la separación física se envía a la planta de tratamiento de efluentes, allí se termina de decantar los barros contenidos en suspensión y el agua recuperada se inserta al proceso nuevamente, mientras que, por el otro lado, el syrup se lo almacena en un tanque para continuar su proceso.

Secado:

En este sector, se mezcla en un mixer el Syrup y el Wet Cake y mediante un secador rotativo se le extrae el agua al producto. El producto seco se denomina DDGS, siglas en inglés del nombre Dried Distillers Grains with Solubles (Granos de Destilería Secos con Solubles). El DDGS en condiciones de humedad adecuada, (entre 8 y 12%) se lo enfría y luego se lo transporta al depósito mediante transporte mecánico. El DDGS tiene la ventaja de que su vida útil se prolonga hasta los 90 días luego de elaborado, mientras que el Wet Cake tiene una vida útil como alimento balanceado de solo 7 días luego de finalizado su proceso de elaboración.

1.2 Descripción del funcionamiento del secador

La tecnología del sistema de secado adquirido por el cliente se denomina “Tube Bundle Dryer”, (Secador de haz de tubos), la tecnología y los equipos los provee la firma alemana VetterTec®. El sistema básicamente, consiste en un secador de calefacción indirecta, es decir, el producto (Wet Cake + Syrup) nunca entra en contacto con el vapor de agua que se utiliza como medio de calentamiento. El secador está diseñado específicamente para disminuir el tiempo de contacto entre el producto y las partes calientes del equipo, manteniendo altos valores de rendimiento energético sin “quemar” el producto.

La disminución del tiempo de contacto del producto con toda parte metálica a elevada temperatura es fundamental para obtener un proceso de secado suave, impidiendo la desnaturalización de proteínas y atascamientos mecánicos en el interior del equipo y/o en los transportes mecánicos asociados al secador. Esta tecnología permite obtener una mejor calidad de DDGS en un proceso continuo con probabilidades de paradas escasas. Cada uno de los elementos que componen el sistema de secado se enumera a continuación.-

Composición del sistema de secado:

El sistema de secado está compuesto por los siguientes componentes o subsistemas:

1. El secador (Haz de tubos y carcasa o housing).
2. Sistema de recirculación y preparación de la alimentación.
3. El sistema de limpieza del aire (filtro).
4. Sopladores de aire, válvulas de regulación de caudal de vapor y todos los elementos para llevar a cabo la correcta instalación de los mismos.
5. El enfriador de DDGS.
6. Instrumentos, sistema de control y tablero de comando de motores.

1.3 Descripción del proceso de secado

Los productos a secar, (Wet Cake y Syrup) ingresan a un mezclador de doble eje (double shaft mixer) para lograr la absorción del Syrup en el Wet Cake. Este mezclador, tiene como fin acondicionar la alimentación del secador para mejorar la capacidad de secado, calidad del producto obtenido y evitar paradas inesperadas por pegoteo del producto húmedo en los tubos del secador. Luego, la mezcla de Wet Cake, Syrup y una fracción del producto seco se introduce al secador por medio de un tornillo de alimentación. Este tornillo también tiene que sellar el equipo, con el objeto de lograr certificación antiexplosiva ATEX.

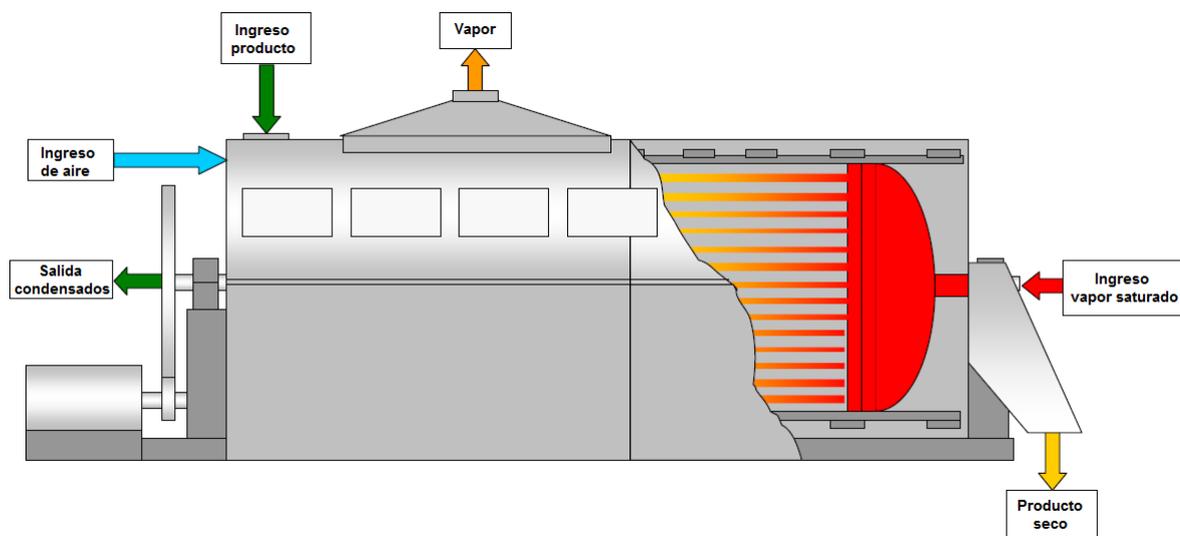
El interior del secador está compuesto por un mazo de tubos (Steam Tube Dryer) que gira lentamente mediante el accionamiento de un motor reductor principal. Por los tubos condensa vapor proporcionando la energía adecuada para la operación. El mazo de tubos cuenta con una serie de paletas solidarias a él para transportar el producto a lo largo del secador hasta la descarga y poner en contacto el producto con el haz tubular. Una corriente de aire ingresa al secador, calentándose al entrar en contacto con los tubos calientes para luego transferir su energía al producto y ayudar a evaporar el agua. Esto hace que la temperatura de bulbo húmedo del aire sea menor, secando el producto a una menor temperatura y en un tiempo muy corto. El aire húmedo es descargado luego a la atmosfera a través de un sistema de filtros integrados al secador.

El filtro de aire húmedo o vapor de aire (vapour dust filter) está situado justo en la parte superior de la carcasa del secador. Su función es retener las partículas de producto seco de manera tal de evitar que se expulsen a la atmósfera. El filtro se limpia automáticamente y las partículas de polvo caen nuevamente al interior del equipo. El filtro permite eliminar las partículas de polvo, sin necesidad de una etapa de lavado posterior.

El producto sale del sistema en un tornillo de descarga y alimenta directamente un transportador de tornillo vertical para llevar el producto al enfriador.

El enfriador (cooler) emplea aire ambiente para enfriar el DDGS caliente. El DDGS ingresa al enfriador a través de un ducto en la parte superior. En el interior del enfriador, un rotor distribuye uniformemente el DDGS caliente sobre una cama donde se va depositando el producto. El aire frío fluye a través de la cama de DDGS en forma ascendente, disminuyendo la temperatura del mismo. Luego de cumplida la etapa de enfriamiento, una serie de dampers descargan el DDGS a una tolva pulmón, de la cual un tornillo extrae el producto, para ser enviado al depósito.

En la figura siguiente se muestra un esquema del secador donde se indican las entradas y salidas de productos



Esquema de entradas/salidas de productos al secador

1.4 Descripción de la problemática y alcance del proyecto de ingeniería

El cliente compra la ingeniería del proceso (Know How) y la provisión de los equipos de secado, transporte y enfriado del DDGS a la firma alemana sin el sistema de recupero de condensados y posterior recuperación de energía disponible en forma de vapor.

La energía que necesita el producto para secarse la obtiene del vapor de agua saturado que ingresa al secador. El vapor, dentro del haz de tubos cede su energía de vaporización a presión y temperatura constantes, razón por la cual al llegar el fluido al colector de salida, el mismo está compuesto por una fase vapor y otra fase líquida a la misma presión de entrada del equipo.

Si este fluido en el colector de salida se descarga en la atmósfera trae aparejado los siguientes problemas:

Perdida de energía contenida en el fluido: El fluido en la descarga del secador posee energía suficiente como para utilizarla por un lado como vapor saturado a menor presión y agua caliente por el otro.

Perdida de rendimiento en el secador: Como el fluido en el colector de salida del secador es bifásico, la fase vapor tiene aún energía latente para transmitirle al producto. Si se vierte al medio este fluido, se está desaprovechando esta energía.

Costo económico por pérdida de vapor: El fluido arrojado al medio a presión atmosférica es vapor de agua que tiene un costo de producción compuesto por la provisión y adecuación del agua y del vapor. Desde el punto de vista económico, la planta tendrá un consumo mayor de vapor en la cantidad que se derrama. Disminuyendo así, el rendimiento térmico y económico de toda la planta.-

Ambiental: Para producir y transportar hasta la planta de bioetanol la cantidad de vapor que se elimina al medio, se tiene que quemar en el hogar de la caldera su equivalente en combustible. Este combustible es madera obtenida de los montes de la zona. Por ello, un aumento en el consumo de vapor afecta directamente al aumento de la tala de árboles y a su vez produce un aumento en la emisión de CO₂ a la atmósfera. Además, el tratamiento de agua y el de vapor consume energía eléctrica que también tiene su impacto ambiental negativo equivalente en CO₂.

La problemática que presenta “ventear” a la atmósfera el vapor de agua, desde el punto de vista energético, económico y medioambiental es crítica y amerita un estudio en detalle del proceso para encontrar la mejor solución técnica y económica en un plazo razonablemente corto, para luego fabricarlo y ponerlo en funcionamiento junto con el sistema de secado.

Se plantea como solución utilizar un separador de fases y recuperar estratégicamente el condensado y el vapor para usarlos en la misma planta. Utilizar lazos de control para automatizar el proceso y poder visualizar las variables inherentes en la pantalla de la PC en la sala de control central.

Este proyecto tiene como alcance la elaboración de la ingeniería básica del sistema, esto es, determinación de cada subsistema, equipos, selección de trampas, bombas, válvulas e instrumentos que componen dichos subsistemas como así también la presentación de la planimetría del equipo separador de fases. Finalmente se realiza un cómputo y un presupuesto estimado de la obra para analizar por un lado el costo de la inversión del proyecto y por el otro realizar un cálculo estimado de ahorro de emisión de dióxido de carbono.-

1.5 Criterios de diseño de la ingeniería a desarrollar

El sistema que se propone como solución, funda sus bases de diseño en los siguientes aspectos técnicos del equipo y de la instalación:

- Datos de funcionamiento en estado estable y en forma continua del secador y de su entorno. Esto significa que para el diseño de proceso, se tiene en cuenta las propiedades termodinámicas de la descarga de condensados del secador como así también las ubicaciones físicas de las conexiones existentes y las propiedades termodinámicas de los fluidos en estado estable en equipos y/o cañerías intervinientes.
- Datos de las condiciones meteorológicas en la zona de implantación del secador, como ser la altura sobre el nivel del mar, velocidades de viento, temperatura ambiente, etc. Estos valores son extraídos de los datos históricos del Servicio Meteorológico Nacional y de reglamentaciones vigentes como ser CIRSOC, etc.
- Las condiciones de operación, mantenimiento y el estado y/o normas existentes para la distribución de equipos en la planta. Se respetan las distancias mínimas a equipos, estructuras, pasillos, etc exigidas por normativas vigentes de seguridad, políticas del cliente y/o reglas que resultan de la práctica para facilitar la instalación y montaje.

1.6 Subsistemas propuestos

La solución propuesta para recuperar la energía de vapor y condensado consta de cuatro subsistemas o partes bien definidos que se enumeran y se muestra a continuación:

- 1) Sistema o cuadro de trampeo.
- 2) Sistema de separación de fases.
- 3) Sistema de retorno de condensado saturado. Compuesto a su vez por
 - a. Sistema de bombeo.
 - b. Sistema de control de nivel de líquido en el separador.
- 4) Sistema de recupero de vapor saturado a baja presión.

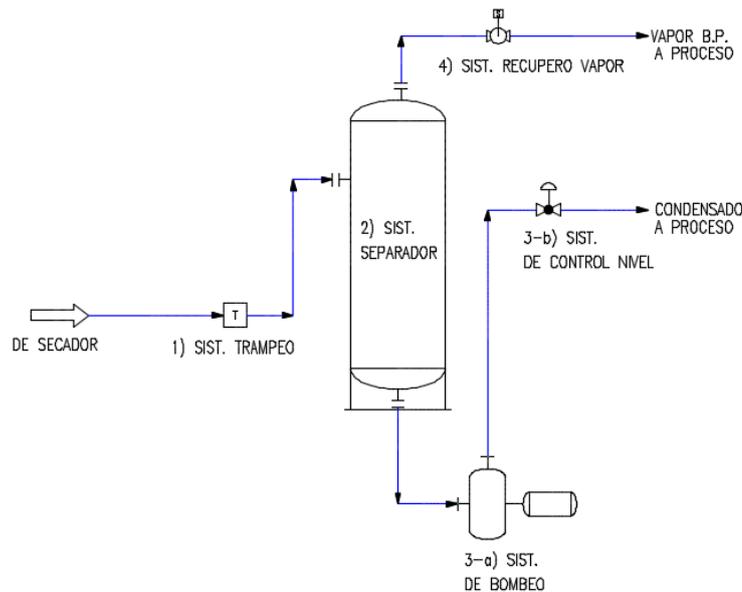


Diagrama indicativo de los subsistemas constituyentes del proceso

1.7 Descripción de los subsistemas propuestos

Sistema de trampeo: Con el objeto de retener el vapor dentro del secador y dejar escapar solamente la fase líquida, se instala un sistema o cuadro de trampeo compuesto principalmente por la trampa de vapor y sus accesorios como ser filtro, válvula de accionamiento manual y válvula de retención. Este sistema se debe instalar lo más cercano posible a la descarga de condensado del secador y convenientemente a un nivel inferior al eje de salida de fluidos del secador.

Sistema separador de fases: El flujo bifásico se lo lleva a un recipiente que tiene la función de separar la fase líquida de la fase vapor. Este recipiente se lo diseña para obtener una calidad de vapor de 0,98-0,99 por un lado y líquido por el otro.-

Sistema de bombeo: Se instala este sistema para presurizar la línea de condensado. Físicamente se lo instala antes del sistema de control de nivel para evitar posibles cavitaciones en el asiento de la válvula reguladora.

Sistema de control de nivel: Está compuesto por el sistema de medición y transducción de nivel en el separador, el control por PLC y el órgano final de control, este último es una válvula con control modulante. La función del conjunto es mantener el nivel del tanque dentro de los límites de operación.

Sistema de recupero de vapor saturado a baja presión: Consta de un cuadro de válvula en el cual el órgano principal es una válvula de control On-Off que tiene la función de habilitar el ingreso de vapor una vez que la presión del vapor recuperado iguala o supera a la presión en el lugar de descarga de vapor.

2. PROCESO E INSTRUMENTACIÓN



2.1 Balance de materia y energía

El balance de masa y energía, permite determinar mediante la conservación de masa y energía las propiedades físicas como ser presión, calor, caudal, energía, temperatura, etc ya sea de una parte del proceso o de la totalidad del mismo. Es una herramienta fundamental para diseñar y seleccionar equipos, bombas, elementos finales de control e instrumentación, entre otros.-

A continuación se desarrollan las ecuaciones que aplican al sistema o subsistema que se estudia.

Para una sustancia dada y un sistema abierto en estado estable y continuo, la ecuación del balance de masa es:

$$\frac{d}{dt}(m_T) = \frac{d}{dt}(\rho_{in}V_{in}) - \frac{d}{dt}(\rho_{sal}V_{sal}) = (\rho_{in}Q_{in}) - (\rho_{sal}Q_{sal}) = 0$$

Dónde:

$\frac{d}{dt}(m_T)$ Es la variación en el tiempo de masa contenida en el sistema del componente i.

$\rho_{in}Q_{in}$ Es el caudal másico que ingresa al sistema.

$\rho_{sal}Q_{sal}$ Es el caudal másico que sale del sistema.

La ecuación de conservación de energía para sistemas termodinámicos abiertos es la siguiente

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dL}{dt} = \frac{d}{dt}(m_T E_T) + e_{sal} \frac{dm_{sal}}{dt} - e_{in} \frac{dm_{in}}{dt}$$

Donde

$\frac{dQ}{dt}$ Es la potencia calórica que ingresa al sistema.

$\frac{dL}{dt}$ Es la potencia mecánica que realiza el sistema.

$\frac{d}{dt}(m_T E_T)$ Es la variación de la energía total almacenada en el sistema.

$e_{sal} \frac{dm_{sal}}{dt}$ Es la energía extensiva de salida del sistema.

$e_{in} \frac{dm_{in}}{dt}$ Es la energía extensiva de entrada del sistema.

Una vez puesto en marcha todo el sistema, el proceso y su entorno se lo puede modelar como un sistema abierto de flujo continuo y en estado estable, o sea se pueden despreciar las



variaciones de energía y masa almacenadas dentro de los sistemas en función del tiempo. Bajo estas circunstancias de diseño, las ecuaciones anteriores se aproximan a:

$$\frac{d}{dt}(\rho_{in}V_{in}) - \frac{d}{dt}(\rho_{sal}V_{sal}) = (\rho_{in}Q_{in}) - (\rho_{sal}Q_{sal}) \cong 0$$

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dL}{dt} \cong e_{sal} \frac{dm_{sal}}{dt} - e_{in} \frac{dm_{in}}{dt}$$

Las ecuaciones anteriores son válidas para todo estado estable de flujo constante aplicado a cualquier sistema o subsistema abierto del proceso en estudio.

Para el caso de la puesta en marcha, recirculación y/o parada del secador, dichas ecuaciones no son aplicables y determinar los parámetros de estado del proceso escapa del alcance de esta obra.

2.2 Metodología de diseño

El fluido en todo su recorrido, desde que egresa del secador hasta que es devuelto en fases separadas a la planta se lo considera como una sustancia pura, la cual no presenta transformaciones químicas, solo físicas. Esto facilita el estudio y determinación de los parámetros termodinámicos en toda su trayectoria.

Diseñar el sistema desde el proceso en sí, significa determinar sus parámetros físicos principales como ser presión, temperatura y caudal en cada punto del sistema para luego diseñar los diámetros de cañerías, volumen y forma del tanque de separación (Tanque flash), selección de la trampa, válvulas y bombas. Por último seleccionar los lazos de control del proceso para finalizar en el diagrama de cañería e instrumentación P&ID.

Para iniciar el diseño es necesario disponer de las variables de entrada y salida del proceso que son conocidas o que se extienden en un rango delimitado.

El fabricante del secador provee los datos de operación del mismo y que a continuación se resume

CONDICIÓN DE OPERACIÓN ESTABLE DEL SECADOR	P (bar a)	Q (tn/hs)	ESTADO	TIPO CONEXIÓN	ALTURA DE LA CONEXIÓN (m)
Máximo	5,00	11,00	Saturación	Brida	
Nominal	4,50	8,00	Saturación	SORF Ø3"	1,80
Mínimo	2,50	3,00	Saturación	S150 ANSI B16.5	

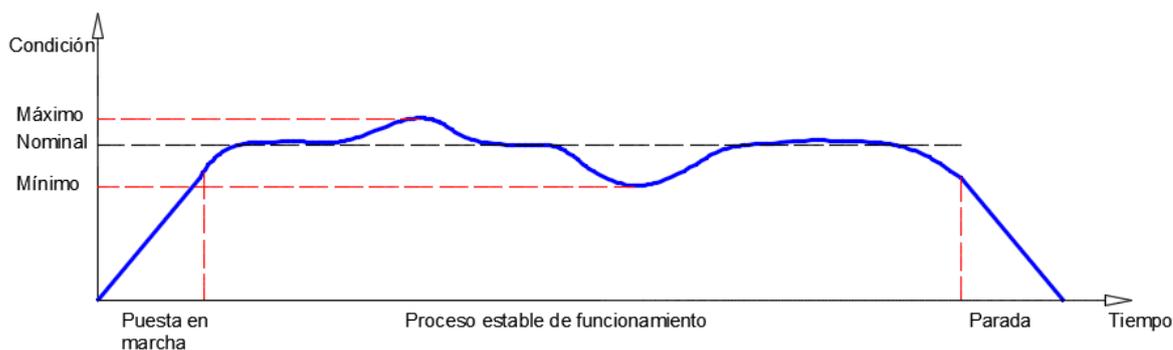
En la tabla se muestran dos condiciones de operación límites, una máxima y una mínima. Además, de una condición nominal de funcionamiento.



La condición límite “Máximo” presenta la máxima capacidad instantánea de secado y viene determinada por la máxima presión de funcionamiento y por ende el máximo caudal de descarga de condensado. La condición límite “Mínimo” representa la mínima capacidad de secado en condiciones estables, bajo esta condición, la presión y el caudal de descarga de condensado son mínimos. Esto significa que el equipo funciona en un rango de operación en condiciones normales, en estado estable y en forma continua, para corregir variaciones en la carga de producto, condiciones ambientales, como cualquier otra variable externa que afecte el secado del Wet Cake.-

La condición nominal del secador se encuentra dentro de ese rango de funcionamiento y es dato también. Esta condición es la utilizada para determinar la cuantificación de energía anual recuperada y el ahorro en emisión de dióxido de carbono anual ya que se considera que el equipo estará funcionando mayoritariamente en un punto cercano a dicha condición.

A continuación se puede apreciar un gráfico indicando las condiciones de funcionamiento del equipo en función del estado arranque, proceso estable y parada.



Por otro lado, la descarga de vapor saturado a baja presión se realiza aguas abajo del cuadro de regulación automático de presión del sector de Evaporación, ergo la presión de descarga es la presión de operación del vapor saturado que ingresa a dicho sector y se considera por lo dicho anteriormente como constante.

Por último el condensado saturado descargado a baja presión se realiza en la conexión N10 del tanque T-1520 de la sección Evaporación de la planta. Dicho recipiente recoge los condensados provenientes de los equipos de evaporación y se encuentra a presión de prácticamente constante.



La conexión donde se realizará la descarga de condensado tiene las siguientes características de funcionamiento

<i>NOMBRE</i>	<i>TAG</i>	<i>P (bar a)</i>	<i>ID CONEXIÓN</i>	<i>TIPO</i>	<i>ALTURA DE LA CONEXIÓN (m)</i>
Tanque 1520	T-1520	2,50	N10	Brida SORF 2,5" S150 ANSI B16.5	3

La descarga de vapor recuperado se realiza en una conexión existente, actualmente con brida ciega. Las características se resumen a continuación:

<i>NOMBRE</i>	<i>TAG</i>	<i>P (bar a)</i>	<i>TIPO</i>	<i>ALTURA CONEXIÓN (m)</i>
Alimentación de vapor baja presión	L-1501	1,5	Brida SORF 4" S150 ANSI B16.5	1,0

Sabidas las características del entorno del sistema, se procede a diseñar cada parte constitutiva.

Como primer paso, en un layout se ubican bloques representativos del cuadro de trapeo, las bombas y el separador, también se ubica el secador, el tanque de condensados y el cuadro de válvula de vapor. Cada bloque tiene dimensiones aproximadas con equipos, cuadros de válvulas existentes en la planta, con objeto de determinar físicamente la posición de cada uno de ellos. Para ello, se tiene presente no invadir los espacio disponibles para tránsito, mantenimiento, pasillos y espacios de seguridad, etc. También se tiene presente la distancia de separación y alineación entre cada uno de los equipos de manera tal de disminuir curvas y trazas de cañerías complicadas que encarecen y entorpecen la instalación.

Todos los sistemas se montan en el nivel +0 (nivel de fuste terminado en la planta baja de los edificios que conforman la fábrica y equivale a un nivel de +300mm respecto del piso terminado) con el objeto de eliminar costos adicionales en fabricación y montaje de estructuras y/o accesos a equipos para mantenimiento y operación.

Luego de ubicar en forma aproximada cada una de las partes, se puede determinar las longitudes, alturas y cantidad de accesorios que pueden tener las líneas y así estimar las caídas de presión en ellas.

Lo descripto anteriormente, es un proceso iterativo que se coordina y articula con el cliente.

2.3 Dimensionamiento de las líneas del sistema

SC-001 (Steam Condensate – N° de línea consecutivo)

La línea SC-001 comprende desde la brida de conexión, a la salida del secador, hasta la salida del cuadro de trampeo. Por la misma circula en todo momento condensado de alta presión, razón por la cual se la diseñará por velocidad y se verificará a la caída de presión de manera tal que la misma no fuese elevada. Si bien a la salida de la trampa existe fluido bifásico, este fenómeno se lo incluye en la línea SC-002.

SC-002 (Steam Condensate – N° de línea consecutivo)

La línea que une la salida del cuadro de trampeo con la entrada al tanque separador de fases se la denomina SC-002.

Por el interior de la línea SC-002 circula, en condiciones estables, condensado y vapor, o sea se está en presencia de un fluido de una sustancia simple pero en dos fases.

Se diseñará esta línea por patrón de flujo, es decir se determinará el diámetro de la misma para obtener un patrón de flujo óptimo para la separación de fases.

El flujo óptimo a la entrada del separador de fases es el tipo de flujo estratificado, ya sea ondulante o suave.

A continuación se describen brevemente los tipos de patrones de flujo principales en tuberías horizontales y verticales con flujo ascendente, ambos están descriptos en orden creciente con la cantidad de vapor y se muestra una imagen esquemática de ellos:

Flujo horizontal tipo burbuja: La fase líquida ocupa casi toda la sección transversal y el vapor forma burbujas en la parte superior de la cañería. Las velocidades del líquido y vapor son similares.



Flujo horizontal intermitente tipo pistón: Si al patrón de flujo anterior se suma más caudal de vapor, las burbujas forman secciones alternadas de vapor y líquido en la parte superior de la cañería.



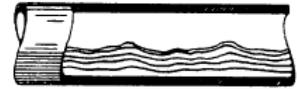
Flujo horizontal estratificado suave: Al seguir aumentando la cantidad de fase gaseosa, los tapones de vapor tienden a una fase continua. El vapor se desplaza a la parte superior y el líquido en la





parte inferior de la cañería. La interface es suave y las fracciones ocupadas por cada una de ellas tienden a ser constante en todo el tramo. La velocidad del vapor es mayor que la velocidad del líquido.

Flujo horizontal estratificado ondulante: Al aumentar aún más la cantidad de vapor, este se mueve mucho más rápido que el líquido y la fricción resultante en la interface provoca olas de líquido. La amplitud de las olas se incrementa con el aumento del flujo de vapor.



Flujo horizontal intermitente tipo tapón: Cuando el caudal de vapor alcanza un valor crítico, las ondas de las olas del líquido llegan al intradós de la tubería y forman tapones espumosos. Este tipo de patrón provoca pulsaciones y vibraciones a lo largo de la cañería, especialmente en curvas y válvulas, razón por la cual se lo debe evitar.



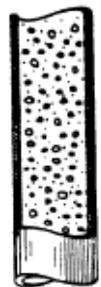
Flujo horizontal anular: La fase líquida fluye como una película anular de espesor variable a lo largo de la pared del caño, mientras que en el interior fluye vapor a alta velocidad. Hay mucha diferencia en el desplazamiento de las interfaces, parte del líquido es extraído fuera de la película por el vapor y es llevado al centro como gotas arrastradas.



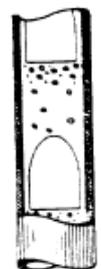
Flujo horizontal tipo disperso o tipo rocío: Cuando la velocidad del vapor es muy elevada, la película de líquido formado en el patrón anterior se separa y forma gotas que son arrastradas por el vapor como si fuera una llovizna o rocío por toda la longitud de la cañería.



Flujo vertical tipo burbuja: El líquido representa una fase continua con burbujas de vapor dispersas embebidas en el líquido. La velocidad ascendente de la burbuja excede a la velocidad del líquido por la diferencia de densidades. Cuando el caudal de vapor aumenta, el tamaño, número y velocidad de las burbujas también aumentan.



Flujo vertical tipo tapón: A medida que el flujo de vapor aumenta, las burbujas se agrupan y forman tapones de líquido y vapor. Los mismos ocupan la mayoría del área transversal. Algunas burbujas quedan en medio de los tapones de líquido y vapor. Alrededor de cada tapón de vapor hay una película laminar de líquido la cual fluye hacia abajo del tapón. Cuando el flujo de vapor aumenta, la longitud y velocidad de los tapones también aumentan.





Este tipo de flujo se trata de evitar ya que puede traer serias fluctuaciones de presión y vibraciones, siendo susceptibles de daños los accesorios como codos y entradas a equipos, válvulas y cualquier restricción de flujo que pudiera existir en la cañería.

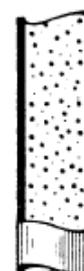
Flujo vertical tipo espumoso: Cuando el flujo de vapor se incrementa aún más, la película laminar que poseía el líquido se destruye y los tapones de vapor se hacen más irregulares. Los tapones de líquido se van reduciendo. Este tipo de patrón tiene mucho en común con el tipo tapón, provoca ruidos y vibraciones pero en menor magnitud que el flujo tipo tapón. De ser posible también se busca evitar este tipo de flujo.



Flujo vertical tipo anular: Es similar al flujo anular en tuberías horizontales, a excepción de que la separación de las fases se ve afectada por la aceleración de la gravedad. El espesor de la película de la fase líquida es más uniforme alrededor de la tubería que en el caso horizontal.



Flujo vertical tipo disperso: Similar al patrón de flujo horizontal llamado tipo rocío. Al aumentar el caudal de vapor las gotas de líquido que permanecían en la circunferencia son arrastradas por la corriente central.



LS-004 (Low Steam Presion-Nº de línea consecutivo)

La línea LS-004 lleva solamente vapor saturado, razón por la cual se la diseñará por velocidad y se verificarán la caída de presión y la cantidad de condensado formado en su longitud para después determinar si es necesaria la colocación trampas en su trayectoria.

PC-00x (Process Condensate – Nº de línea consecutivo)

Estas líneas conectan la salida de condensados del equipo separador de fases con la acometida del tanque donde se almacenará el condensado recuperado. Las mismas se diseñarán en conjunto con la válvula reguladora de nivel y la bomba.

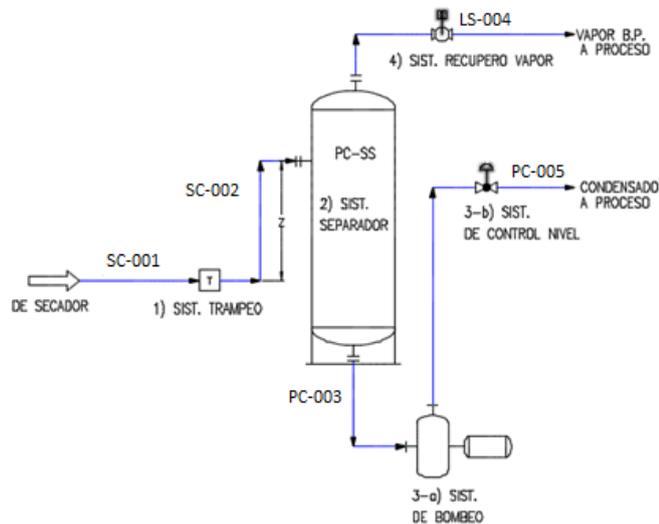
2.3.1 Conductos y accesorios a utilizar

Se utiliza para todas las líneas enumeradas anteriormente, cañerías de acero al carbono, con dimensiones y tolerancias de fabricación bajo norma ANSI B36.10, Schedule 40, extremos planos (Plane End).

Los accesorios a utilizar son de extremos para soldar (Be Weld) bajo norma de fabricación ANSI B16.9, de igual Schedule que la cañería. Se utiliza curvas a 90° de radio largo para los cambios de dirección.

2.3.2 Determinación de diámetros de las líneas SC, LS y selección de válvulas

En la siguiente figura se indica en forma de diagrama de bloque los sistemas intervinientes y los nombres de las líneas.



La presión absoluta en el equipo separador de fases es, suponiendo que la pérdida de carga en el interior del separador se puede despreciar:

$$P_{SEPARADOR\ FASES} = P_{SECADOR} - P_{SC-001} - P_{SC-002} = P_{LS-004} + P_{VAPOR\ B.P.}$$

Dónde:

$P_{SECADOR}$: Presión absoluta del condensado saturado en el punto de descarga del secador.

P_{SC-001} : Diferencia de presión en la línea SC-001.

P_{SC-002} : Diferencia de presión en la línea SC-002.

P_{LS-004} : Diferencia de presión en la línea LS-004.

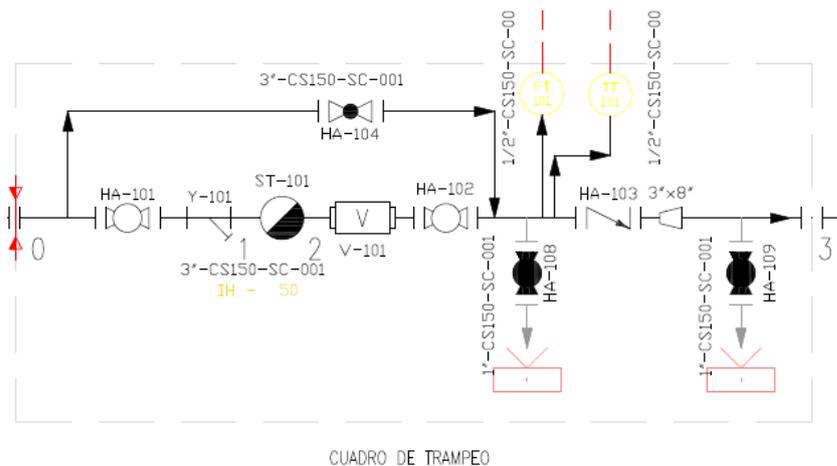
$P_{VAPOR\ B.P.}$: Presión absoluta del vapor a baja presión (1,5 bar a) en la línea L-1501



A raíz de lo expresado en la ecuación anterior, resulta necesario resolver o diseñar en forma simultánea las líneas SC-001, SC-002 y LS-004 bajo las condiciones normales de operación.

2.3.3 Determinación de la diferencia de presión en la línea SC-001. PSC-001

La pérdida de carga en SC-001 es la suma de la pérdida de carga por fricción y la pérdida de carga por accesorios desde el punto 0 al punto 3 de la siguiente figura (Figura que indica las partes constitutivas del cuadro de trampeo).



Del punto 0 al punto 1, para todas las condiciones normales de operación la línea transporta un fluido netamente líquido en condiciones de saturación. Desde el punto 2 al punto 3, el fluido es bifásico. Se procede a determinar las ecuaciones hidráulicas que gobiernan en cada tramo, suponiendo que la cantidad de calor agregada o extraída al fluido es despreciable.

Caída de presión desde el punto 0 al punto 1:

Luego de disponer en el lay out las posiciones relativas de cada equipo interviniente, se presenta a continuación las longitudes y accesorios que posee el tramo.

Tabla: Resumen longitud y accesorios

Longitud (m)	NPS	Curva 90°	Curva 45°	Te	Filtro Y	Válvula esférica paso total
1,25	3" Sch-40	1	1	1	1	1

El número de Reynolds es:

$$Re = \frac{D \cdot V \cdot \rho}{\mu}$$



Para cada condición de diseño se tiene:

Condición operación estable	D (m)	Q (m ³ /s)	V (m/s)	μ (Pa s)	ρ (kg/m ³)	Re
Mínimo	0,0779	0,000875	0,1835876	0,000251	952,38095	54265
Nominal	0,0779	0,0023333	0,4895668	0,000251	952,38095	144706
Máximo	0,0779	0,0032083	0,6731544	0,000250	952,38095	199767

La rugosidad absoluta para tuberías de acero laminado nueva es 0,05mm, pero se considera una tubería con óxido, con rugosidad absoluta promedio de 0,2mm.

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,2}{779} = 2,56 \times 10^{-4} = 0,000256$$

Con los valores de la rugosidad relativa y el número de Reynolds obtenido en cada condición de diseño se puede apreciar que se encuentra en la zona turbulenta de transición en un diagrama de Moody. Aplicando la ecuación de Colebrook simplificada se tiene el coeficiente de fricción f :

$$f = \left[-1,8 \cdot \log \left(\frac{6,9}{Re} + \frac{\varepsilon_r^{1,11}}{3,7} \right) \right]^{-2}$$

A continuación se muestra los valores obtenidos para cada condición de operación con su correspondiente pérdida de carga H_L debida a la fricción en la tubería mediante la ecuación de Darcy-Weisbach.

Condición operación estable	Re	ε_r	f	H_L (m)	Δp_L (bar)
Mínimo	54265	0,000256	0,021266	0,0006	0,000056
Nominal	144706	0,000256	0,018166	0,0036	0,000339
Máximo	199767	0,000256	0,017456	0,0065	0,000616

La pérdida de carga por accesorios responde a la siguiente ecuación

$$h_A = K \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Para el filtro Y, se obtiene de la tabla del fabricante con NPS 3-S150 y perforación de filtro estándar (0,8), el factor K_V de 103 m³/hs/bar^{1/2}.



Para la válvula esférica paso total NPS 3 - S150, se tiene del fabricante el factor K_V de $750 \text{ m}^3/\text{hs}/\text{bar}^{1/2}$. Entonces, la caída de presión para el filtro y la válvula viene dada por la siguiente ecuación:

$$\Delta p = \left(\frac{Q}{K_V} \right)^2 \cdot S$$

Donde S es la densidad relativa del agua ($S=0,952$ para la densidad de diseño) y Q es el caudal en m^3/hs . A continuación se resumen los accesorios, la cantidad y sus parámetros hidráulicos.

Accesorio	Curva 90°	Curva 45°	Te	Filtro Y	Válvula esférica paso total
Cantidad	1	1	1	1	1
K - Kv	0,6	0,35	0	103	750

La pérdida de presión en los accesorios resulta ser:

$$\Delta p_A = h_A \cdot \gamma_{CONDENSADO}$$

La pérdida de presión total debida a los accesorios del punto 0 al 1, va a ser la suma de cada una de las pérdidas locales de los accesorios, al estar todos estos en serie.

En la siguiente tabla se resumen las pérdidas de presión en los accesorios y la total.

Condición operación estable	Curva 90°	Curva 45°	Te	Filtro Y (bar)	Válvula esférica paso total (bar)	Pérdida de presión total por accesorios (bar)
Mínimo	0,000098	0,000057	0,0	0,000890	0,000017	0,001063
Nominal	0,000698	0,000407	0,0	0,006332	0,000119	0,007556
Máximo	0,001320	0,000770	0,0	0,011971	0,000226	0,014286

La pérdida de presión total del punto 0 al punto 1 y el porcentaje que representa en función de la presión de operación se representa a continuación.

Condición operación estable	ΔP total (bar)	Presión de operación	Relación porcentual de ΔP total respecto a la presión de operación
Mínimo	0,001118	2,50	0,04%
Nominal	0,007896	4,50	0,18%
Máximo	0,014902	5,00	0,30%



Como se observa en la tercera columna de la tabla anterior, la pérdida de carga total en la línea SC-001 se puede despreciar sin cometer errores inadmisibles.

Presión en el punto 1

La presión en la entrada de la trampa es de gran importancia ya que permitirá saber, junto con la presión del punto 2, el título del fluido aguas abajo de la trampa, hasta el separador de fases.

La presión total en el punto 1 se la determina por la ecuación de Bernoulli, suponiendo que la transferencia de calor al medio es despreciable.

$$p_0 + \frac{1}{2} \cdot V_0^2 \cdot \rho + z_0 \cdot \gamma = p_1 + \frac{1}{2} \cdot V_1^2 \cdot \rho + z_1 \cdot \gamma + \Delta p$$

$$p_1 = p_0 + \frac{1}{2} \cdot (V_0^2 - V_1^2) \cdot \rho + (z_0 - z_1) \cdot \gamma - \Delta p$$

Al ser el diámetro de la tubería y la densidad iguales en los puntos cero y uno, la ecuación anterior queda

$$p_1 = p_0 + (z_0 - z_1) \cdot \gamma - \Delta p$$

La resta $(z_0 - z_1)$ es la diferencia de altura desde un mismo plano de referencia, desde el centro de descarga del caño del secador al centro de la entrada a la trampa, esto es aproximadamente 1,46m.

Para cada condición de operación se aplica la ecuación anterior y se tiene que la presión a la entrada de la trampa es:

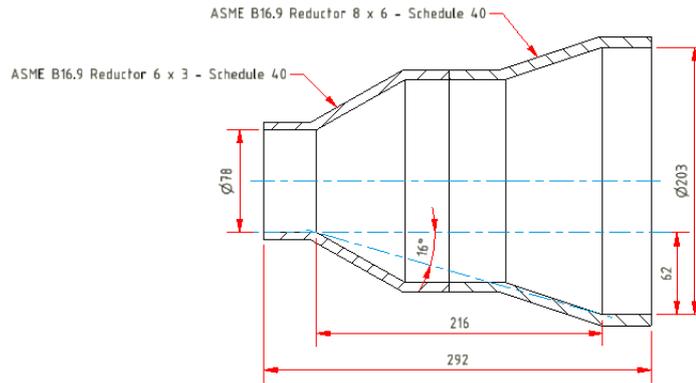
<i>Condición de operación estable</i>	<i>Presión de operación (bar a)</i>	<i>Presión piezométrica (bar)</i>	<i>Caída de presión Δp (bar)</i>	<i>p₁ (bar)</i>
Mínimo	2,50	0,139	0,001118	2,64
Nominal	4,50	0,139	0,007896	4,63
Máximo	5,00	0,139	0,014902	5,12

Pérdida de carga desde el punto 2 al punto 3

En este tramo el fluido ya es bifásico, pero como se determina en los párrafos siguientes, el título obtenido y el diámetro de la cañería son pequeños, razón por la cual no se cometen errores vastos si se supone fluido totalmente líquido para este sector.

Para la válvula de retención de doble disco el K_V es de 111.

Para la ampliación de NPS 3 a NPS 8 (Realizado con dos reducción concéntrica 3-6 y 6 a 8 estándar ASME B16.9), se determina su correspondiente K.



De la figura anterior, se observa que la relación de diámetros $\frac{d_3}{d_2} = \frac{203}{78} = 2,6$ y el ensanchamiento gradual de cono promedio es de 16° . De la tabla 5 del libro Mecánica de los fluidos e hidráulica de Ronald Giles se tiene un K de 0,16 para una relación de diámetros 2,5 y ensanchamiento de 15° . Razón por la cual se adopta $K=0,16$.

Despreciando la pérdida de carga por rozamiento, al ser la longitud de la cañería corta, se determina que la pérdida de carga desde punto 2 al punto 3:

$$\Delta p_{2-3} = \left(\frac{Q}{K_V}\right)^2 \cdot S + K \frac{(V_2 - V_3)^2}{2g} \cdot \gamma_{COND.} = \left(\frac{Q}{K_V}\right)^2 \cdot S + K \frac{(d_3^2 - d_2^2)^2}{2g} \cdot \frac{V_2^2}{d_3^4} \cdot \gamma_{COND.}$$

Reemplazando los valores del tercer miembro de la ecuación anterior, para cada estado de funcionamiento de diseño del secador se tiene la siguiente pérdida de carga expresadas en bar:

Condición operación estable	Q (m^3/s)	V_2 (m/s)	d_2 (m)	d_3 (m)	Δp_{2-3} (bar)
Mínimo	0,00088	0,184	0,078	0,203	0,0007853
Nominal	0,00233	0,490	0,078	0,203	0,0055846
Máximo	0,00321	0,673	0,078	0,203	0,0105584

Para determinar la diferencia de presión total en SC-001, o sea del punto 0 al punto 3, es necesario saber la diferencia de presión en SC-002 y LS-004 para determinar la presión en el punto 2, con esta presión se determina la cantidad de vapor y condensado que entrega la trampa.

Determinación de los caudales de vapor y de condensado, agua debajo de la trampa

En esta sección se evaluará el revaporizado que se produce al pasar condensado saturado presente en la línea de una presión mayor, p_1 a la presión de descarga de la trampa p_2 . El revaporizado que se produce debido a la diferencia de presión $p_1 - p_2$ se determina aplicando



el primer principio de la termodinámica a la trampa y despreciando el calor intercambiado con el medio y el trabajo (especialmente por rozamiento) se tiene:

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dL}{dt} \cong e_{sal} \frac{dm_{sal}}{dt} - e_{in} \frac{dm_{in}}{dt} = 0 \rightarrow e_{sal} \frac{dm_{sal}}{dt} = e_{in} \frac{dm_{in}}{dt}$$

Despreciando la variación la energía cinética y potencial por ser pequeña y nula en comparación con la variación de entalpía que del fluido, se puede decir, sin cometer errores apreciables, que la energía que tiene el fluido a la entrada y a salida de la trampa es igual a las entalpías de entrada y de salida respectivamente. Entonces reemplazando en la ecuación anterior, se tiene:

$$h_{in} \frac{dm_{in}}{dt} = h_{sal} \frac{dm_{sal}}{dt}$$

A su vez, a la entrada de la trampa se supone que ingresa condensado saturado y sale una mezcla de condensado y vapor a menor presión que la presión de entrada ($p_1 > p_2$). Para generalizar, las propiedades a la entrada de la trampa se llamaran “Alta Presión” y los estados a la salida de la trampa, “Baja Presión”.

Sabiendo esto se aplica la ecuación de conservación de masa y se obtiene:

$$h_c \frac{dm_c}{dt} = h_{vBP} \frac{dm_{vBP}}{dt} + h_{cBP} \frac{dm_{cBP}}{dt}$$

La entalpía del vapor a baja presión h_{vBP} es igual a la entalpía de condensado a baja presión h_{cBP} más la entalpía de vaporización a baja presión h_{fg} . Reemplazando estos valores en la ecuación anterior se tiene:

$$h_c \frac{dm_c}{dt} = (h_{cBP} + h_{fg}) \frac{dm_{vBP}}{dt} + h_{cBP} \frac{dm_{cBP}}{dt}$$

Agrupando y ordenando se puede llegar a:

$$h_c \frac{dm_c}{dt} = \left(\frac{dm_{vBP}}{dt} + \frac{dm_{cBP}}{dt} \right) h_{cBP} + h_{fg} \frac{dm_{vBP}}{dt}$$

$$h_c \frac{dm_c}{dt} = \frac{dm_c}{dt} h_{cBP} + h_{fg} \frac{dm_{vBP}}{dt}$$

Dividiendo en ambos miembros por el caudal másico de condensado se tiene:

$$h_c = h_{cBP} + \frac{h_{fg} \frac{dm_{vBP}}{dt}}{\frac{dm_c}{dt}}$$

$$\frac{\frac{dm_{vBP}}{dt}}{\frac{dm_c}{dt}} = \frac{h_c - h_{cBP}}{h_{fg}} = x$$



De esta manera, el título o calidad de vapor que se obtiene en la descarga de la trampa o en el lado de baja presión es la relación de la diferencia de entalpía de condensado a la presión de entrada h_c y la entalpía del condensado a baja presión h_{cBP} con la entalpía de formación de vapor o de vaporización a baja presión h_{fg}

La ecuación anterior es necesaria para diseñar el resto del sistema.

Diseño de la línea LS-004

Como se dijo anteriormente, esta línea se diseña por velocidad y se lo hará para la condición de mayor caudal de vapor. Esto es, suponiendo que la presión $p_2 = 1,5$ bar a

Despreciando los términos de presión cinemática y presión piezométrica, se tiene entonces el título máximo hipotético aguas debajo de la trampa:

$$x_{max} = \frac{h_c - h_{cBP}}{h_{fg}} = \frac{h_c|_{p1} - h_c|_{p2}}{h_{fg}|_{p2}} = \frac{644,1 \text{ kJ/kg} - 467,1 \text{ kJ/kg}}{2225,9 \text{ kJ/kg}} = 0,0795 = 7,95\%$$

El volumen específico del vapor saturado a la presión de 1,5 bar a es $1,159 \text{ m}^3/\text{kg}$. El caudal másico máximo es de 11 tn/hs. Con estos valores y teniendo en cuenta una velocidad de diseño aceptable de 30 a 40 m/s se determina el diámetro de la línea de la siguiente manera

$$\dot{m} \cdot x_{max} = \frac{V \cdot S}{v} \rightarrow S = \frac{\dot{m} \cdot x_{max} \cdot v}{V} = \frac{11000 \frac{\text{kg}}{\text{hs}} \cdot 0,0795 \cdot 1,159 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}}{3600 \frac{\text{s}}{\text{hs}} \cdot 40 \frac{\text{m}}{\text{s}}} \rightarrow$$

$$S = 0,00703 \text{ m}^2$$

$$D_{LS-004} = \sqrt{\frac{0,00703 \text{ m}^2 \cdot 4}{\pi}} = 0,0946 \text{ m}$$

Se adopta un caño de diámetro interno inmediato superior. Para un NPS 4 Sch 40, se tiene un diámetro interno de 0,102m

Determinación de la diferencia de presión en la línea LS-004. P_{LS-004}

Esta línea se inicia en la conexión N₃ (Salida de vapor saturado del separador de fases), tiene una longitud aproximada de 20m y 7 curvas a 90° RL. También tiene una válvula esférica paso total actuada On-Off (TAG FV-100) y una válvula de retención (HA-110) para evitar que el vapor de la línea L-1501 retorne hacia el separador de fases en caso de falla, puesta en marcha o parada del secador donde la presión de la línea LS-004 es menor que la línea LS-1501.

Para el cálculo hidráulico es necesario disponer del dato del K_V del fabricante de la válvula esférica FV-100 y de la válvula de retención HA-110. Para una válvula esférica para vapor de

baja presión de la marca Spirax Sarco, modelo M31V ISO, NPS 4" y una válvula de retención de doble disco tipo wafer de la misma marca, modelo SDCV4 de NPS 4" es:

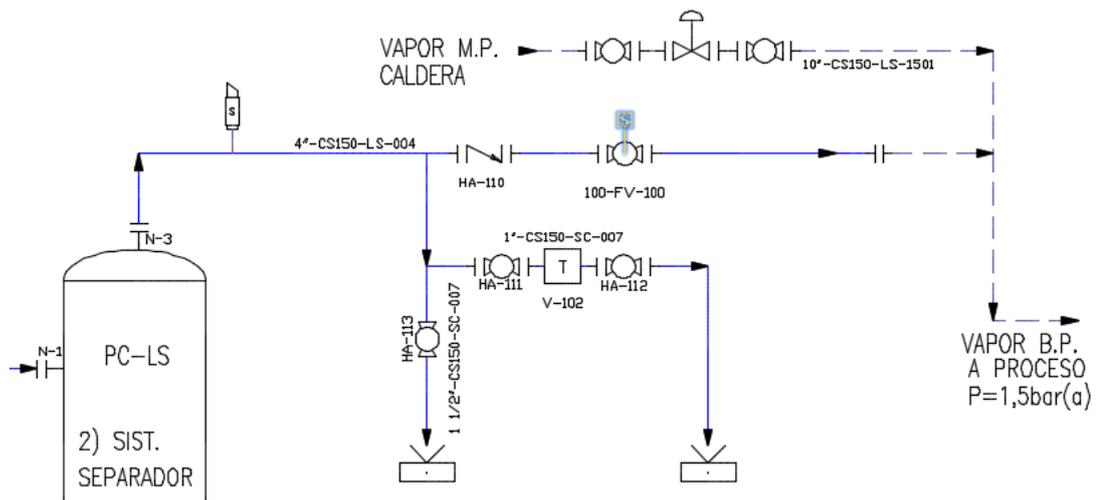
$$K_{V\ FV-100} = 1030 \text{ m}^3/\text{hs}/\text{bar}^{1/2} \text{ y } K_{V\ HA-110} = 226 \text{ m}^3/\text{hs}/\text{bar}^{1/2}$$

La caída de presión debido a estos elementos viene dada por la siguiente ecuación

$$\Delta p = \left(\frac{Q}{K_V} \right)^2 \cdot S$$

Donde S es la densidad relativa del vapor a la presión de diseño de la línea, o sea 1,5 bar a ($S = 0,00086$ para la densidad de vapor $\rho = 0,86 \text{ kg}/\text{m}^3$) y Q es el caudal en m^3/hs .

A continuación se muestra un esquema de la composición de la línea LS-004. En la misma se observa en línea de puntos la cañería de vapor con la brida de 4", las válvulas HA-110 y FV-100. También se muestra el cuadro de eliminación de condensados y aire de la línea



Esquema indicando los componentes de la línea LS-004

Determinación del régimen de flujo en la cañería SC-002

Al ser un flujo bifásico, se debe determinar las velocidades superficiales del vapor y del líquido V_{SG} y V_{SL} . Estas velocidades representan la velocidad del vapor y del líquido si estuvieran solos en la cañería.

$$V_{SL} = 1,27 \frac{Q_L}{D^2}$$

$$V_{SG} = 1,27 \frac{Q_G}{D^2}$$

Donde $Q_L = Q_{CONDESADO} \cdot (1 - x)$ y $Q_G = Q_{CONDESADO} \cdot x$

Determinación de los números de Reynolds para cada una de las fases



$$Re_L = \frac{V_{SL} \cdot \rho_L \cdot D}{\mu_L}$$

$$Re_G = \frac{V_{SG} \cdot \rho_G \cdot D}{\mu_G}$$

Determinación del factor de fricción f a partir de la ecuación de Colebrook simplificada para cada una de las fases

$$f_L = \left[-1,8 \cdot \log \left(\frac{6,9}{Re_L} + \frac{(\varepsilon/D)^{1,11}}{3,7} \right) \right]^{-2}$$

$$f_G = \left[-1,8 \cdot \log \left(\frac{6,9}{Re_G} + \frac{(\varepsilon/D)^{1,11}}{3,7} \right) \right]^{-2}$$

Determinación del gradiente de presión para cada una de las fases

$$\left(\frac{dp}{dx} \right)_L = \frac{f_L \cdot \rho_L \cdot V_{SL}}{2D}$$

$$\left(\frac{dp}{dx} \right)_G = \frac{f_G \cdot \rho_G \cdot V_{SG}}{2D}$$

Determinación de los parámetros adimensionales X, T, F y K

$$X = \left[\frac{\left(\frac{dp}{dx} \right)_L}{\left(\frac{dp}{dx} \right)_G} \right]^{0,5}$$

$$T = \left[\frac{\left(\frac{dp}{dx} \right)_L}{(\rho_L - \rho_G) \cdot g \cdot \cos \theta} \right]^{0,5}$$

$$F = \left(\frac{\rho_G}{\rho_L - \rho_G} \right)^{0,5} \frac{V_{SL}}{\sqrt{D \cdot g \cdot \cos \theta}}$$

$$K = \left[\frac{\rho_G \cdot V_{SG}^2 \cdot V_{SL}}{(\rho_L - \rho_G) \cdot g \cdot \vartheta_L \cdot \cos \theta} \right]^{0,5}$$

Con los parámetros adimensionales X, T, F y K se determina en un gráfico de Baker el tipo de patrón de flujo para las cañerías horizontales y verticales.

Determinación de la pérdida de carga en la línea SC-002

Para determinar el título del vapor aguas debajo de la trampa es necesario calcular, para cada condición de trabajo, la presión p_2 . A su vez, la presión p_2 depende del título del vapor.



Para resolver este problema, se diseña la línea SC-002 por patrón de flujo y se procede de la siguiente manera.

En una planilla Excel, se proponen valores de diámetros de cañerías para la SC-002 y de p_2 , se determina el título del vapor, y se adicionan las diferencias de presiones en las líneas SC-002, con la diferencia de presión interna en el equipo separador de fases y la diferencia de presión en la línea LS-004. Al resultado de esta suma se denomina p_2' . El valor obtenido de p_2' se lo compara con el valor propuesto inicialmente de p_2 , si supera el error admisible, se itera el procedimiento. El error admisible se adopta 0,5%, no es necesario en la práctica obtener un error menor. Con el valor calculado de p_2 se determina el patrón de flujo de la línea para los tres estados de operación. Si no satisface la condición, se aumenta el diámetro de la cañería SC-002 y se vuelve a iterar el cálculo.

Resumen de los resultados obtenidos

Las formulas anteriores se resuelven en simultaneo en una hoja de cálculo, como se dijo anteriormente, se analizan los posibles diámetros nominales de la línea SC-002 de manera tal que el resultado arroje un patrón de flujo estratificado para el tramo horizontal y evitar el flujo tipo tapón en el tramo vertical de la línea. Siempre bajo las tres condiciones de diseño. El patrón de flujo estratificado mejora en forma notable el rendimiento de separación de fases si está presente a la entrada del equipo. Las variables del fluido se determinan usando la aplicación SteamProperty®.

Luego de iterar se determina que el diámetro de la cañería SC-002 más adecuado es el NPS 8 SCH 40. Con flujo tipo estratificado en el sector horizontal y espumoso en el tramo vertical.

A continuación se resumen los datos hidráulicos relevantes de cada línea y sus resultados

Condición de diseño	Q_c (tn/hs)	P_1 (bar a)	P_2 (bar a)	hc (kJ/kg)	h_{cBP} (kJ/kg)	h_{fg} (kJ/kg)	Q_v (kg/hs)	Q_{cbp} (kg/hs)
Mínimo	3,00	2,64	1,62	543,0	476,9	2220,1	89,32	2910,68
Nominal	8,00	4,63	1,57	627,8	472,9	2222,1	557,67	7442,33
Máximo	11,00	5,12	1,59	644,1	474,5	2221,5	839,79	10160,21

Las propiedades físicas que tiene el fluido bifásico (mezcla de agua líquida y vapor) a partir de la descarga de la trampa se resumen en la siguiente tabla



Condición de diseño	Título vapor	Temperatura (°C)	Entropía (kJ/kg K)	Vol. esp. (m ³ /kg)
Mínimo	2,98%	113,7	1,63	0,033
Nominal	6,97%	112,7	1,85	0,078
Máximo	7,63%	113,1	1,892	0,085

De la cual, las propiedades de viscosidad y volumen específico de cada fase se resumen en las siguientes tablas.

Propiedades de la fase líquida		
Condición de diseño	μ (Pa s)	Vol esp (m ³ /kg)
Mínimo	0,00025	0,0011
Nominal	0,00025	0,0011
Máximo	0,00025	0,0011

Propiedades de la fase vapor		
Condición de diseño	μ (Pa s)	Vol esp (m ³ /kg)
Mínimo	0,000013	1,079
Nominal	0,000013	1,111
Máximo	0,000013	1,098

Las velocidades de cada fase se resumen a continuación

Determinación de V_{SL} y V_{SG}						
Condición de diseño	NPS-Sch 40	D_{int} (m)	Q_L (m ³ /s)	Q_G (m ³ /s)	V_{SL} (m/s)	V_{SG} (m/s)
Mínimo	8	0,2027	0,00089	0,0268	0,027	0,827
Nominal	8	0,2027	0,00227	0,1721	0,070	5,318
Máximo	8	0,2027	0,00310	0,2561	0,096	7,914

El número de Reynolds y el factor de fricción obtenidos figuran a continuación

Determinación del número de Reynolds y factor de fricción f						
Condición de diseño	Re_L	Re_V	ε (m)	f_L	f_V	ν_L (m ² /s)
Mínimo	20258,9	11955,5	0,0002	0,0278	0,0310	2,75E-07
Nominal	51800,1	74644,2	0,0002	0,0240	0,0230	2,75E-07
Máximo	70717,1	112406,3	0,0002	0,0231	0,0222	2,75E-07



Los gradientes de presión para cada fase y los resultados obtenidos de los factores T, F, X y K se representan a continuación

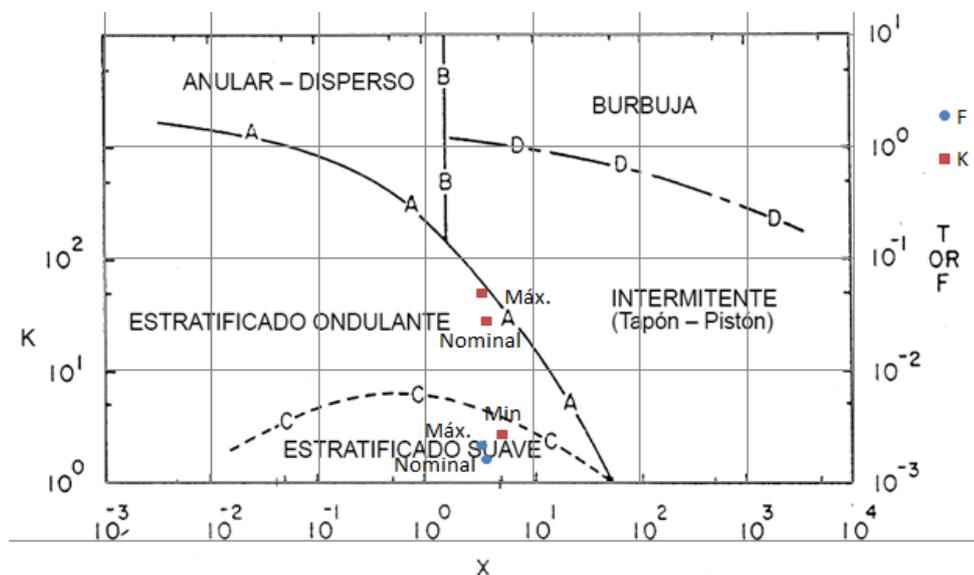
<i>Determinación de los factores T, F, X y K</i>						
<i>Condición de diseño</i>	$(dp/dx)_L$	$(dp/dx)_V$	X	T	F	K
Mínimo	1,7123	0,0587	5,403	0,01387	0,000623	2,67
Nominal	3,7749	0,2714	3,729	0,02059	0,001569	27,02
Máximo	4,9728	0,3942	3,552	0,02363	0,002154	47,27

Se considera cero al ángulo de inclinación de la cañería horizontal, es decir $\theta = 0$

Para determinar el patrón de flujo en los tramos horizontales, se ingresa en la gráfica siguiente las coordenadas determinadas por los parámetros X y F procediendo de la siguiente manera.

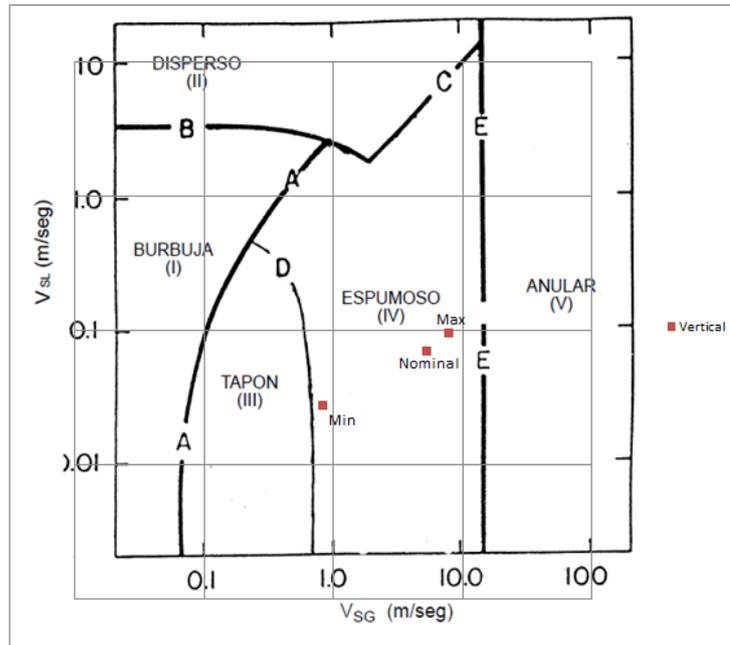
Si el punto se ubica en la región anular disperso, ese es el régimen existente en la tubería. Si el punto se ubica en cualquiera de los regímenes estratificados, se utiliza las coordenadas X y K para determinar el tipo de régimen (ondulado o suave).

Si el punto se ubica en la región intermitente o burbuja, se utilizan las coordenadas X y T para determinar el tipo de régimen (Intermitente o burbuja).



Como se observa, los puntos azules se ubican en la zona estratificada, con las coordenadas (K-F), se determina que para la condición de diseño mínima, (Min), el flujo es estratificado suave, mientras que para el resto de las condiciones, es estratificado ondulado, por lo tanto la sección adoptada verifica.

Para determinar el patrón de flujo en el tramo vertical ascendente de la línea, se ingresa con las coordenadas V_{SL} y V_{SG} en la siguiente gráfica



Cómo se observa, para las tres condiciones de diseño, el tipo de flujo es espumoso, evitándose de esta manera el flujo tipo TAPON (III)

El cálculo de la pérdida de carga de la línea LS-002 se realiza utilizando el método homogéneo modificado, sabiendo las relaciones de la fase vapor y de la fase líquida.

Para ello, se determina la densidad equivalente del fluido mediante la siguiente ecuación

$$\rho_{ns} = \rho_L \cdot \lambda + \rho_G \cdot (1 - \lambda)$$

Donde la letra griega lambda es la relación del caudal de la fase líquida sobre el caudal total o también conocido como fracción de volumen líquido. La ecuación es

$$\lambda = \frac{Q_L}{Q_L + Q_V}$$

Luego, se supone que la viscosidad de la mezcla es aproximada a la viscosidad del líquido, ya que la del vapor es despreciable. Entonces:

$$\mu_{ns} \approx \mu_L$$

Para determinar el número de Reynolds de la mezcla es necesario además saber la velocidad del fluido equivalente. Esto es

$$v_{ns} = \frac{(Q_L + Q_G)}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2}$$

El número de Reynolds es:

$$Re_{ns} = \frac{d \cdot v_{ns} \cdot \rho_{ns}}{\mu_{ns}}$$



Con el número de Reynolds y la rugosidad relativa de la cañería se ingresa al diagrama de Moody y se encuentra el factor de fricción f .

A continuación se resumen los resultados de cada uno de los parámetros hidráulicos anteriormente mencionados.

<i>Determinación de los parámetros hidráulicos de la SC-002</i>						
<i>Condición de diseño</i>	λ	ρ_{ns} (kg/m ³)	$\mu_{ns} = \mu_L$	v_{ns} (m/s)	Re_{ns}	f
Mínimo	0,0322	30,13	2,50E-04	0,9	20933,87	0,028
Nominal	0,0130	12,74	2,50E-04	5,4	55823,64	0,024
Máximo	0,0120	11,79	2,50E-04	8,0	76757,51	0,023

La caída de presión debido a la fricción es entonces

$$\Delta p_f = \frac{2 \cdot f \cdot v_{ns}^2 \cdot \rho_{ns} \cdot g \cdot L}{d}$$

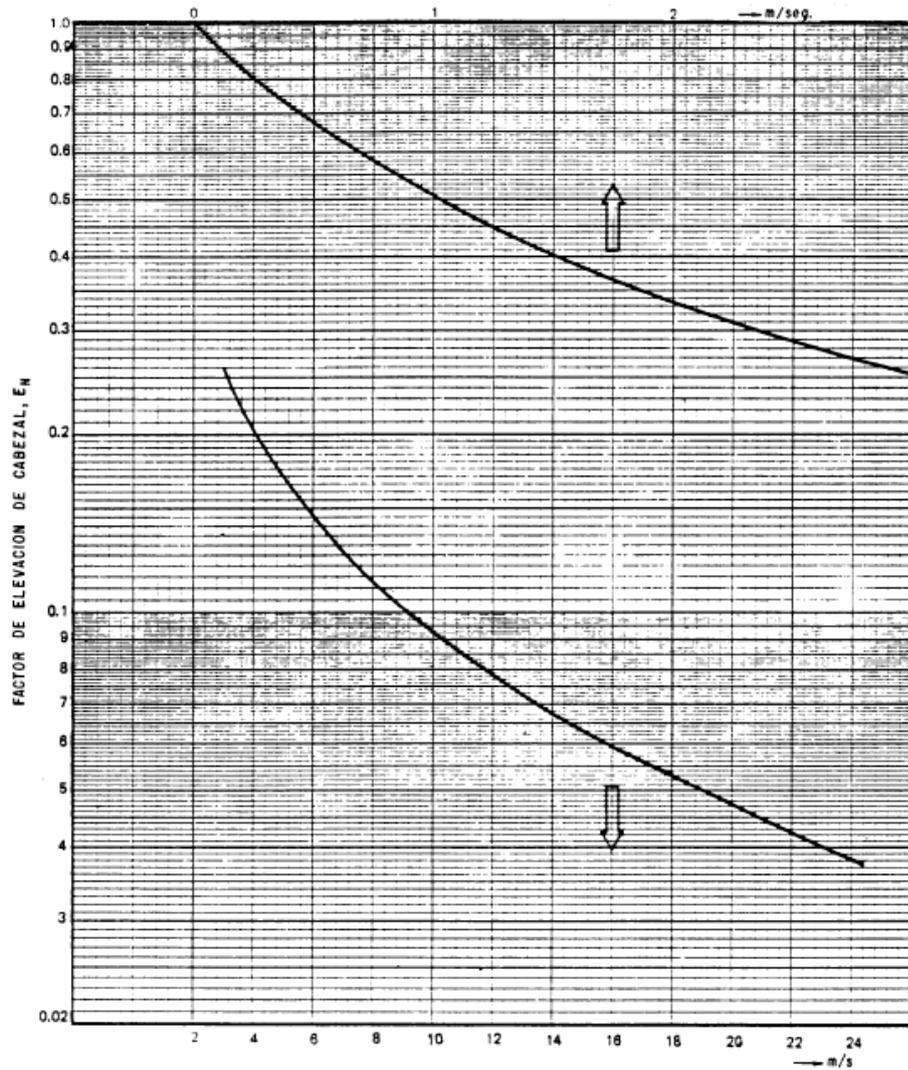
Para una longitud L aproximada de 5m de la línea se tiene la siguiente pérdida de carga expresadas en bares.

<i>Pérdida de carga por rozamiento en la cañería SC-002</i>						
<i>Condición de diseño</i>	L (m)	ρ_{ns} (kg/m ³)	d (m)	v_{ns} (m/s)	f	Δp_f (bar)
Mínimo	5	30,13	0,2027	0,9	0,028	0,000303
Nominal	5	12,74	0,2027	5,4	0,024	0,004361
Máximo	5	11,79	0,2027	8,0	0,023	0,008584

La pérdida de carga por variación de altura se determina mediante la siguiente ecuación

$$\Delta p_e = E_H \cdot \rho_L \cdot \Sigma H \cdot g$$

Donde E_H se denomina factor de elevación de cabezal y se obtiene a partir de la siguiente gráfica, ingresando con los valores de la velocidad superficial de la fase gaseosa V_{SG} .



ΣH es la sumatoria de todos los tramos ascendentes de la cañería, en este caso es un solo tramo de 2,083m, se aproxima a 2m. Y ρ_L es la densidad de la fase líquida.

A continuación se resumen los valores obtenidos

<i>Perdida de carga por cambios en la altura en la línea SC-002</i>				
<i>Condición de diseño</i>	V_{SG} (m/s)	E_H	ΣH (m)	Δp_e (bar)
Mínimo	0,827	0,55	2,00	0,0981
Nominal	5,318	0,125	2,00	0,0222955
Máximo	7,914	0,112	2,00	0,0199767

La pérdida de carga por accesorios (Dos codos a 90° RL), para un factor de $k = 0,6$ se representa a continuación



$$\Delta p_{ACC} = \frac{n^{\circ} \text{codos} \cdot K \cdot v_{ns}^2 \cdot \rho_{ns}}{2}$$

Para cada condición de diseño y número de codos igual a dos, se resume en la siguiente tabla los valores obtenidos.

<i>Perdida de carga por accesorios en la línea SC-002</i>				
<i>Condición de diseño</i>	k	v_{ns} (m/s)	ρ_{ns} (kg/m ³)	Δp_{ACC} (bar)
Mínimo	0,6	0,9	30,13	0,000164
Nominal	0,6	5,4	12,74	0,002752
Máximo	0,6	8,0	11,79	0,005626

La pérdida de carga total en la línea SC-002 es la suma de cada una de las pérdidas de cargas antes mencionadas. A continuación se representa el resultado

<i>Perdida de carga total en la línea SC-002</i>				
<i>Condición de diseño</i>	Δp_f (bar)	Δp_e (bar)	Δp_{ACC} (bar)	Δp_{TOTAL} (bar)
Mínimo	0,0984036	0,0981000	0,000164	0,185999
Nominal	0,0266573	0,0222955	0,002752	0,032554
Máximo	0,0285609	0,0199767	0,005626	0,037072

Como se observa, es de esperarse que para el mínimo caudal demandado de condensado se tenga la máxima pérdida de carga debido al mayor porcentaje de fase líquida.

La pérdida de carga en la línea LS-004, se determina por la suma de las pérdidas de carga por fricción y la pérdida de carga menores como ser accesorios y válvulas.

La pérdida de carga por fricción se determina hallando en primer lugar el número de Reynolds y la rugosidad relativa del caño, luego se aplica la ecuación de Colebrook simplificada y se halla el factor de fricción f , para cada condición de diseño, según la siguiente ecuación.

$$f = \left[-1,8 \cdot \log \left(\frac{6,9}{Re} + \frac{\epsilon_r^{1,11}}{3,7} \right) \right]^{-2}$$

Con el factor de fricción se determina, por la ecuación de Darcy, la pérdida de carga suponiendo una longitud total de la cañería de 20m.

A continuación se resume en una tabla los valores obtenidos.



<i>Determinación del factor de fricción en la cañería LS-004</i>						
<i>Condición de diseño</i>	NPS	d (m)	Qv (m ³ /s)	v _v (m/s)	Re	f
Mínimo	4	0,1023	0,026771	3,251332	23702,942	0,0292
Nominal	4	0,1023	0,172103	20,901695	147989,15	0,0247
Máximo	4	0,1023	0,256137	31,107435	222855,98	0,0243

<i>Perdida de carga por rozamiento en la cañería LS-004</i>						
<i>Condición de diseño</i>	L (m)	ρ _v (kg/m ³)	d (m)	v _{ns} (m/s)	f	Δp _f (bar)
Mínimo	20	0,9268	0,1023	3,251332	0,0292	0,00028
Nominal	20	0,9001	0,1023	20,901695	0,0247	0,00949
Máximo	20	0,9107	0,1023	31,107435	0,0243	0,0209

La pérdida de carga por accesorios o menores se deben a las curvas a 90° RL que hay desde el equipo hasta la acometida a la línea LS-1501. Se desprecian las pérdidas de cargas de salida y entrada a recipientes. Entonces, la ecuación debida a la pérdida de carga por accesorios es

$$\Delta p_{ACC} = \frac{n^{\circ} curvas \cdot K \cdot v_v^2 \cdot \rho_v}{2}$$

En la siguiente tabla se representa para cada condición de diseño el número de curvas (aproximado), el factor K y la pérdida de carga expresada en bar.

<i>Perdida de carga debida a los accesorios en la línea LS-004</i>			
<i>Condición de diseño</i>	N° Curvas	Factor K	Δp _{ACC} (bar)
Mínimo	8	0,6	0,000235
Nominal	8	0,6	0,009438
Máximo	8	0,6	0,021151

Las pérdidas de carga en la válvula de retención y la válvula esférica de paso total, según el Kv de cada una de ellas y para cada condición de diseño son



<i>Perdida de carga debida a los accesorios en la línea LS-004</i>		
<i>Condición de diseño</i>	$\Delta p_{\text{RETENCIÓN}}$ (bar)	$\Delta p_{\text{VALV. ESF.}}$ (bar)
Mínimo	0,000156396	7,52952E-06
Nominal	0,006463464	0,000311177
Máximo	0,014316296	0,000689244

La pérdida de carga total en la línea LS-004 será la suma de todas las pérdidas de cargas antes mencionadas, el total es

<i>Perdida de carga total en la cañería LS-004</i>					
<i>Condición de diseño</i>	$\Delta p_{\text{FRICCIÓN}}$ (bar)	$\Delta p_{\text{ACCESORIOS}}$ (bar)	$\Delta p_{\text{RETENCIÓN}}$ (bar)	$\Delta p_{\text{VALV. ESF.}}$ (bar)	$\Delta p_{\text{TOTAL LS-004}}$ (bar)
Mínimo	1,40038E-05	0,00024	0,000156396	7,52952E-06	0,00041
Nominal	0,00047427	0,00944	0,006463464	0,000311177	0,01669
Máximo	0,001045229	0,02115	0,014316296	0,000689244	0,03720

Por último se presenta el valor de cada caída de presión y la comparación de p_2 con p_2'

<i>Perdida de carga total en la cañería LS-004</i>						
<i>Condición de diseño</i>	$\Delta p_{\text{SC-002}}$ (bar)	$\Delta p_{\text{LS-004}}$ (bar)	Δp_{TANQUE} (bar)	Δp_{2-3} (bar)	P_2 (bar)	P_2' (bar)
Mínimo	0,105999	0,0004131	0,01	0,0007853	1,62	1,6172
Nominal	0,032554	0,0166865	0,01	0,0055846	1,57	1,5648
Máximo	0,037072	0,0372021	0,01	0,0105584	1,59	1,5948

El error en la estimación de las presiones gobernantes en el sistema se presenta a continuación.

<i>Error en el cálculo de la pérdida de carga</i>	
<i>Condición de diseño</i>	<i>Error (%)</i>
Mínimo	0,17%
Nominal	0,33%
Máximo	-0,30%



Al ser el error porcentual $(p_2 - p'_2)/p'_2$ menor que el error admisible planteado de 0,5% en el párrafo anterior, se considera que la aproximación es válida.

2.3.4 Determinación del diámetro de la línea de retorno de condensado PC

La línea de retorno de condensados está compuesta por las sub líneas PC-003 y PC-005.

Para tener continuidad en el proceso, se colocan dos bombas en paralelo P-100-A y P-100-B, una de ellas siempre en Stand By. Razón por la cual, de la PC-003 se utilizará la PC-006 o PC-008 según la bomba que se requiera, estando la otra bomba en condiciones de entrar en régimen luego de un turno o en caso de mantenimiento de la primera de ellas.

En este párrafo, se diseñará la línea completa, es decir, la sub línea de succión PC-003 desde la conexión N-02 del equipo, pasando por cualquiera de las dos sub líneas siguientes, ya que son idénticas. Se selecciona la bomba de manera que cumpla con los requisitos técnicos mínimos para el correcto.

Simultáneamente con la línea de succión se diseña la línea de descarga del cuadro de bombeo, la línea llamada PC-005 en el PID, la misma tiene como elemento principal la válvula de regulación de nivel del tanque separador de fases, válvula 1000-LC-01, la misma se la selecciona para que funcione en todo el rango de operación del caudal y se verifica que no haya cavitación incipiente.

Para realizar el cálculo hidráulico se procede a modelar el circuito hidráulico en el software PIPENET Visión 1.7.

Se carga en el software las propiedades físicas del agua en las condiciones de operación, esto es presión, viscosidad y presión de vapor.

Se usa la rugosidad absoluta del acero 0,04572, valor por defecto de la biblioteca para acero ANSI B36.10.

Para determinar las pérdidas de carga en la línea, se propone una traza de la línea en la maqueta y luego de verificar que es factible de realizar, se puede extraer los datos necesarios para el cálculo hidráulico, como ser longitud de cañería, cantidad y tipos de accesorios.

En lo que respecta a la bomba, se selecciona de la familia de bombas centrífugas la tipo Back Pull Out que permite realizar el mantenimiento de la misma sin desmantelar las acometidas.

Para el cálculo, y posterior selección de bomba a instalar, se procede a comparar curvas de dos fabricantes de reconocida calidad en el mercado como ser Drotec tipo NDQ y KSB modelo CPKN, estas curvas se cargan en el software de cálculo.



En la línea de succión de la bomba se coloca un filtro Y de perforación de malla std para proteger a la bomba de posibles daños. Para disminuir la pérdida de carga en la succión, este filtro se selecciona del mismo diámetro que la cañería. Del catálogo del fabricante se tiene un K_V de $103 \text{ m}^3/\text{hs bar}^{1/2}$, de la fórmula de la caída de presión, queda

$$\Delta p = \left(\frac{Q}{K_V}\right)^2 \cdot S = \frac{S}{K_V^2} \cdot Q^2 = \frac{0,952}{103^2} \cdot Q^2 = 0,0000897 \cdot Q^2$$

Entonces, la caída de presión en el filtro Y se puede representar por una función cuadrática, donde el coeficiente es $0,0000897 \text{ bar (hs/m}^3)^2$ y es equivalente a $0,000000328 \text{ bar (min/ltrs)}^2$, valor que se carga en el software, con signo negativo, puesto que es caída de presión, como se muestra a continuación.

Description	Filtro Y	
Max. Flow Rate	350	l/min
Coefficient (quadratic)	-3.28e-007	[l/min, bar fluid]
Coefficient (linear)	0	[l/min, bar fluid]

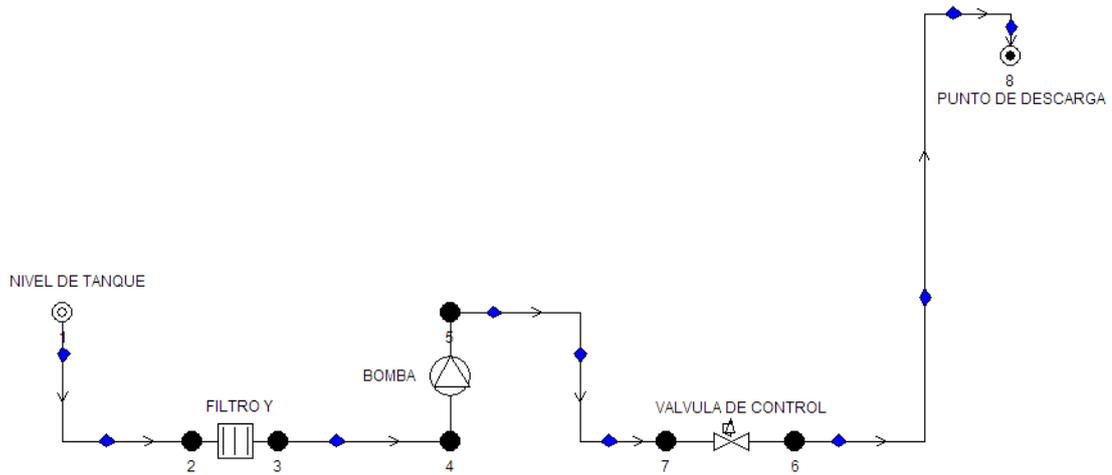
Por último, la válvula actuada se la dimensiona de manera tal de que el caudal máximo que deje pasar sea en un 15-35% superior al caudal máximo normal en la línea. O dicho de otra manera, sabiendo el K_{VS} de la válvula, para el caudal máximo normal de la línea, el K_V de la válvula deberá estar entre 74-87% del K_{VS} . Se selecciona así una válvula de marca Spirax Sarco tipo Spiratrol, paso total con K_{VS} $25 \text{ m}^3/\text{hs bar}^{1/2}$ a $60 \text{ }^\circ\text{F}$, como se muestra en el siguiente recorte del catálogo. El elemento final de control es de paso total y NPS 1,5". Posee una rangueabilidad 50:1 para la característica inherente de flujo (Q vs %carrera) equiporcentual.

Valores K_{Vs}

Tamaño válvula		DN15 (1/2")	DN20 (3/4")	DN25 (1")	DN32 (1 1/4")	DN40 (1 1/2")	DN50 (2")	DN65 (2 1/2")	DN80 (3")	DN100 (4")	
Internos estándar	Paso total	Equi %	4,0	6,3	10,0	16,0	25,0	36	63	10,00	160
		Lineal	4,0	6,3	10,0	16,0	25,0	36	63	10,00	160
		Apertura rápida	4,0	6,3	10,0	18,0	28,0	50	85	117	180
	Paso reducido 1	Equi %	1,6	4,0	16,0,3	10,0	16,0	25	36	63	100
		Lineal	1,6	4,0	6,3	10,0	16,0	25	36	63	100
	Paso reducido 2	Equi %	1,0	1,6	4,0	6,3	10,0	16,0	25	36	63
		Lineal	1,0	1,6	4,0	6,3	10,0	16,0	25	36	63
	Paso reducido 3	Equi %	0,4	1,0	1,6	4,0	6,3	10,0	16,0	25	36
		Lineal	0,4	1,0	1,6	4,0	6,3	10,0	16,0	25	36

A continuación se representa el circuito hidráulico equivalente.

Los puntos azules indican que la línea o cañería posee accesorios cargados, para más detalles de los accesorios cargados, remitirse al informe de cálculo.

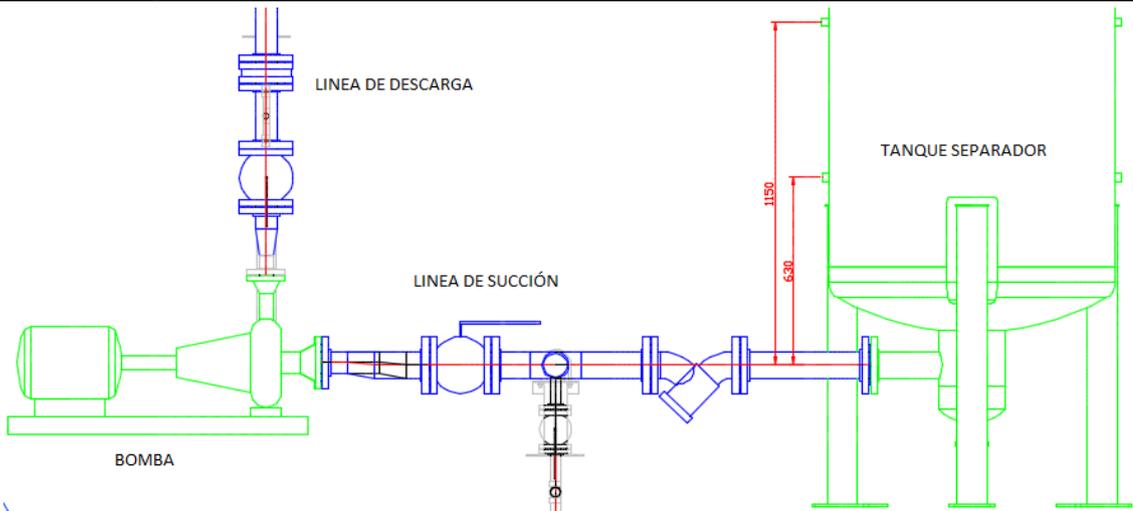


Hipótesis de cálculo y condiciones de diseño

Se suponen 3 hipótesis de cálculo o condiciones de diseño para abarcar los posibles puntos de funcionamiento del sistema, si verifican para estos tres estados se asume que el sistema funcionará para el resto de infinitos estados.

<i>Hipótesis de cálculo</i>		
<i>Condición de diseño</i>	<i>Descripción</i>	<i>L, Apertura valv., Q</i>
Condición de mínimo	Nivel de tanque mínimo, caudal de condensados mínimo	630mm; 53,36 l/min
Condición nominal	Nivel de tanque medio, caudal de condensados nominal	890mm; 136,44 l/min
Condición de máximo	Nivel de tanque máximo, Apertura de la válvula de control máxima	1150mm; 1;186,27 l/min

Los niveles se miden respecto a un plano de referencia y este plano se hace coincidir con el plano horizontal concéntrico a la succión de la bomba. Las alturas indicadas en la tabla anterior (L) son las distancias correspondientes desde el plano de referencia hasta la posición de mínimo, medio y máximo del tanque, o sea, 630mm, 890mm y 1150mm respectivamente como se muestra en la siguiente vista en elevación de la maqueta.



Resultados del cálculo

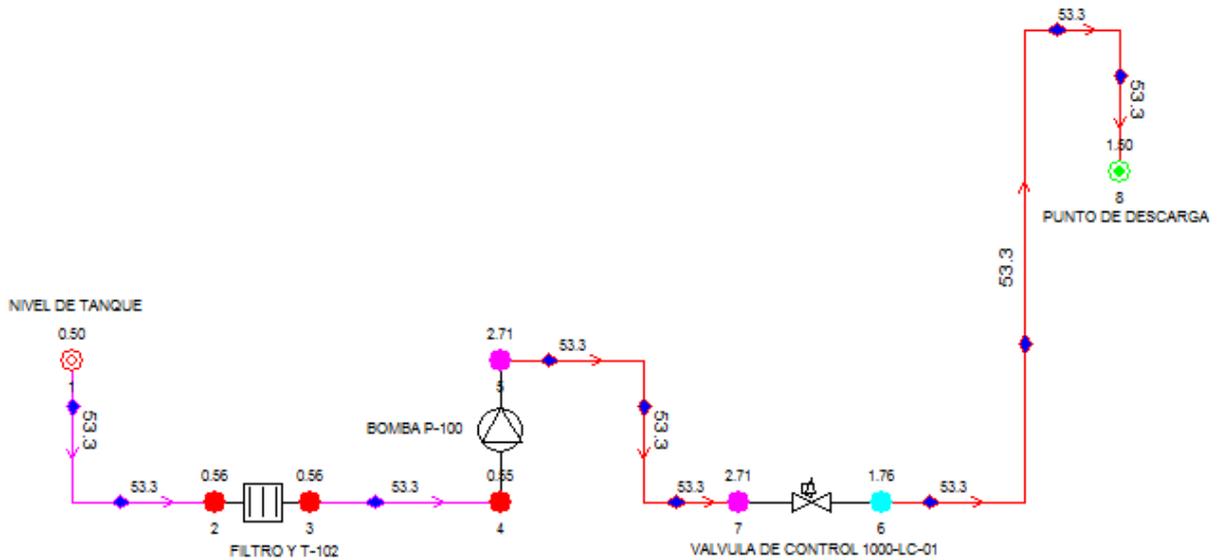
Para cada estado de diseño se verifica la posición del par ordenado $p-Q$ de la bomba. Para el estado nominal, se verifica el rendimiento de la bomba y para la mayor apertura de la válvula, el NPSHR y NPSHD.

Para la válvula se verifica que en la condición de mínimo caudal, la válvula se encuentre dentro del rango de control y que para el 100% de apertura de la misma, deje pasar entre un 15-35% del caudal máximo.

Para determinar el diámetro de la cañería de succión, se limita la velocidad del fluido para aumentar el NPSHD. Esto es NPS 3" SCH 40.

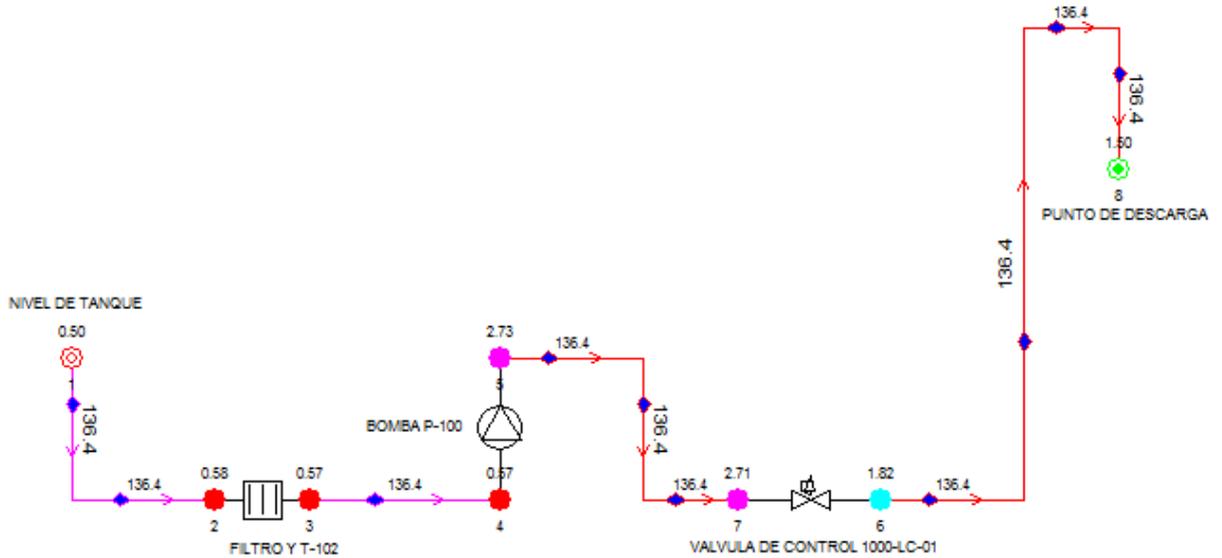
El diámetro de la descarga se diseña de manera tal de que la velocidad no genere pérdidas de cargas significativas en el sistema. Esto es NPS 1 ½" SCH 40.

A continuación se muestran los resultados para cada condición de diseño con bomba Drotec NDQ 50-250-1450, diámetro rodete 254mm y luego con la bomba KSB 50-250-1450, Diámetro rodete 240mm.



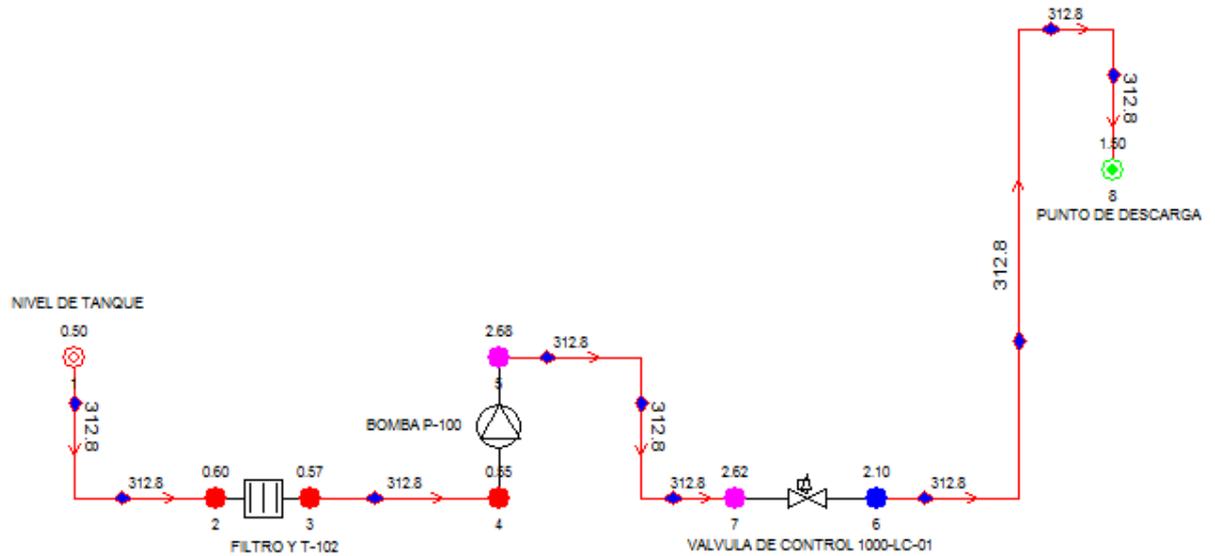
Label	P-100		Label	LC-01	
Input node	4		Input node	7	
Output node	5		Output node	6	
Type	DROTEC N...		Type	Flow coeff.	
Curve type	Smooth		Opening Profile	Equal %	
Minimum flow	0	l/min	Flow Coefficient	416.660001	l/min, Bar ^{1/2}
Maximum flow	1000	l/min	Sensor Type	None	
Efficiency (%)	42		Valve Setting	0.461	
Pump on	YES		Results		
Sensor Type	None		Input pressure	2.705844	Bar G
Pump Setting	1		Output pressure	1.756282	Bar G
Results			Flow rate	53.3	l/min
Input pressure	0.554647	Bar G	Valve Setting	0.46	
Output pressure	2.707674	Bar G			
Volumetric flow rate	53.3	l/min			
Power	0.455	kW			
NPSHA	0.61	m			

Resultados para la condición de Mínimo para bomba Drotec



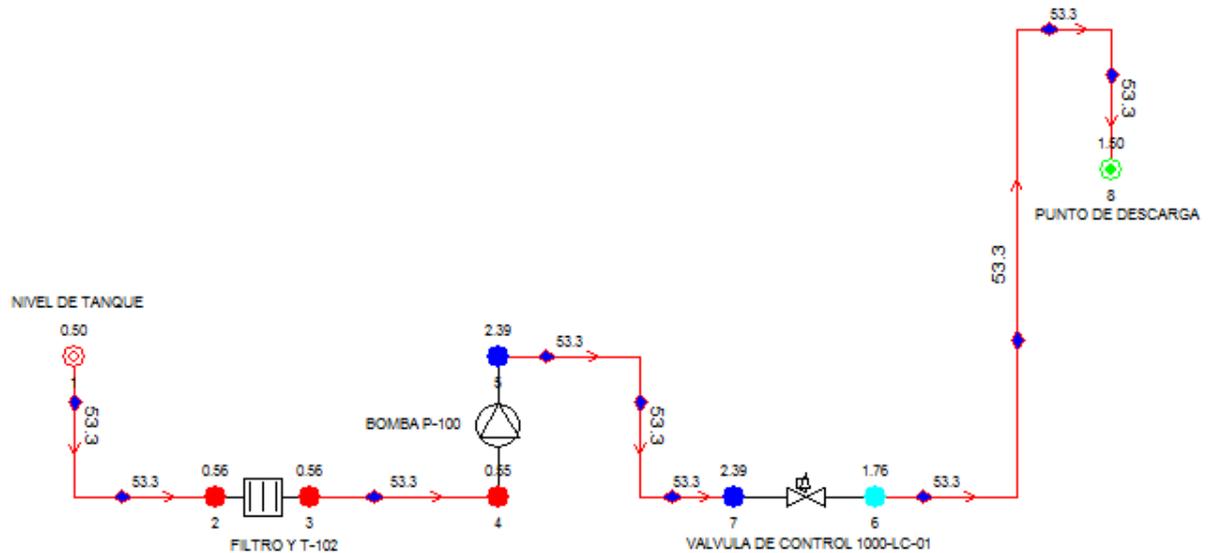
Label	P-100		Label	LC-01	
Input node	4		Input node	7	
Output node	5		Output node	6	
Type	DROTEC N...		Type	Flow coeff.	
Curve type	Smooth		Opening Profile	Equal %	
Minimum flow	0	l/min	Flow Coefficient	416.660001	l/min, Bar ^{1/2}
Maximum flow	1000	l/min	Sensor Type	None	
Efficiency (%)	30		Valve Setting	0.6998	
Pump on	YES		Results		
Sensor Type	None		Input pressure	2.714531	Bar G
Pump Setting	1		Output pressure	1.815646	Bar G
Results			Flow rate	136.4	l/min
Input pressure	0.569547	Bar G	Valve Setting	0.7	
Output pressure	2.725856	Bar G			
Volumetric flow rate	136.4	l/min			
Power	1.634	kW			
NPSHA	0.78	m			

Resultados para la condición Nominal para bomba Drotec



Label	P-100		Label	LC-01	
Input node	4		Input node	7	
Output node	5		Output node	6	
Type	DROTEC N...		Type	Flow coeff.	
Curve type	Smooth		Opening Profile	Equal %	
Minimum flow	0	l/min	Flow Coefficient	416.660001	l/min, Bar ^{1/2}
Maximum flow	1000	l/min	Sensor Type	None	
Efficiency (%)	48		Valve Setting	1	
Pump on	YES		Results		
Sensor Type	None		Input pressure	2.616892	Bar G
Pump Setting	1		Output pressure	2.103473	Bar G
Results			Flow rate	312.8	l/min
Input pressure	0.551255	Bar G	Valve Setting	1	
Output pressure	2.675137	Bar G			
Volumetric flow rate	312.8	l/min			
Power	2.307	kW			
NPSHA	0.57	m			

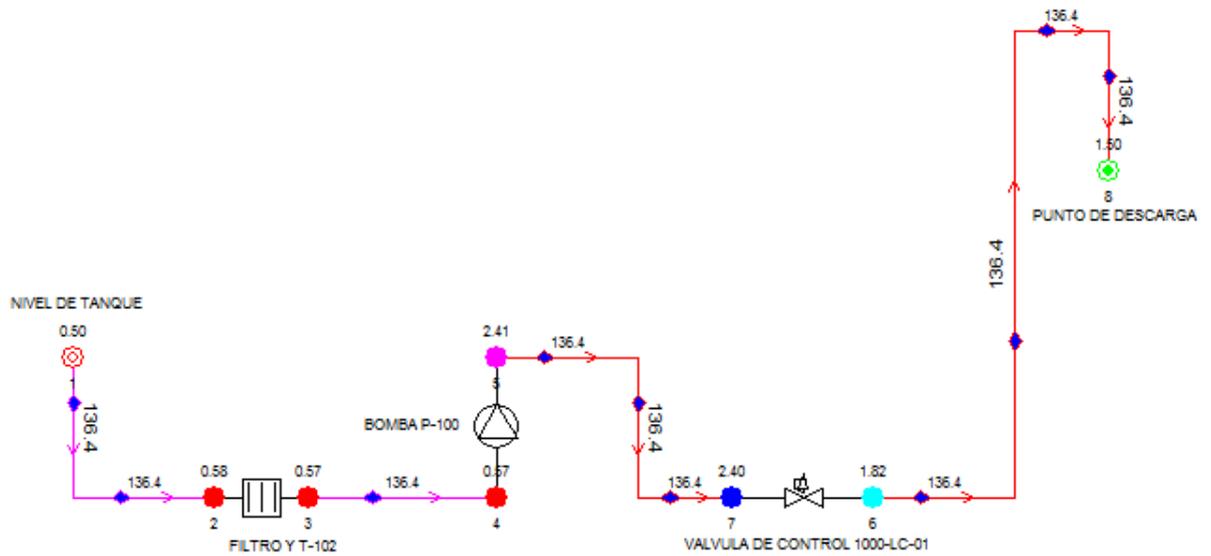
Resultados para la condición de Máximo para bomba Drotec



Label	P-100	
Input node	4	
Output node	5	
Type	KSB-50-25...	
Curve type	Cubic	
Coefficient (cubic)	-5.1383275e-0...	[l/min, bar fluid
Coefficient (quadr...	1.5365166e-006	[l/min, bar fluid
Coefficient (linear)	-0.00016262505	[l/min, bar fluid
Coefficient (consta...	2.0248146	bar fluid
Minimum flow	0	l/min
Maximum flow	666.7	l/min
Efficiency (%)	15	
Pump on	YES	
Sensor Type	None	
Pump Setting	1	
Results		
Input pressure	0.55465	Bar G
Output pressure	2.39402	Bar G
Volumetric flow rate	53.3	l/min
Power	1.09	kW
NPSHA	0.61	m

Label	LC-01	
Input node	7	
Output node	6	
Type	Flow coeff.	
Opening Profile	Equal %	
Flow Coefficient	416.660001	l/min, Bar ^{1/2}
Sensor Type	None	
Valve Setting	0.508	
Results		
Input pressure	2.392203	Bar G
Output pressure	1.756211	Bar G
Flow rate	53.3	l/min
Valve Setting	0.51	

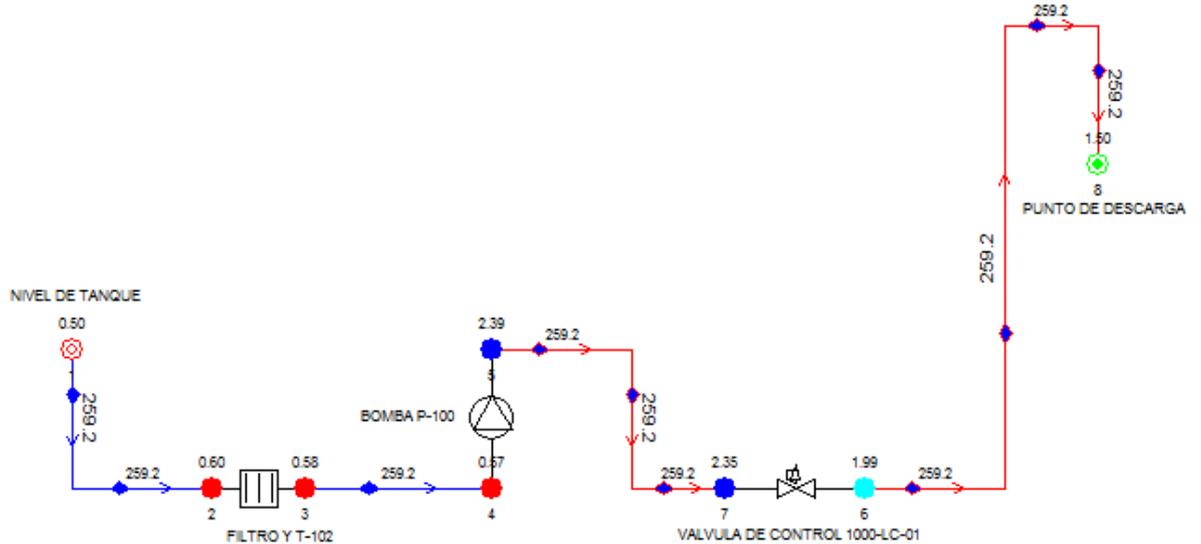
Resultados para la condición de Mínimo para bomba KSB



Label	P-100	
Input node	4	
Output node	5	
Type	KSB-50-25...	
Curve type	Cubic	
Coefficient (cubic)	-5.1383275e-0...	[l/min, bar fluid
Coefficient (quadr...	1.5365166e-006	[l/min, bar fluid
Coefficient (linear)	-0.00016262505	[l/min, bar fluid
Coefficient (consta...	2.0248146	bar fluid
Minimum flow	0	l/min
Maximum flow	666.7	l/min
Efficiency (%)	33	
Pump on	YES	
Sensor Type	None	
Pump Setting	1	
Results		
Input pressure	0.569539	Bar G
Output pressure	2.407494	Bar G
Volumetric flow rate	136.4	l/min
Power	1.266	kW
NPSHA	0.78	m

Label	LC-01	
Input node	7	
Output node	6	
Type	Flow coeff.	
Opening Profile	Equal %	
Flow Coefficient	416.660001	l/min, Bar ^{1/2}
Sensor Type	None	
Valve Setting	0.7575	
Results		
Input pressure	2.39616	Bar G
Output pressure	1.815704	Bar G
Flow rate	136.4	l/min
Valve Setting	0.76	

Resultados para la condición Nominal para bomba KSB



Label	P-100		Label	LC-01	
Input node	4		Input node	7	
Output node	5		Output node	6	
Type	KSB-50-25...		Type	Flow coeff.	
Curve type	Cubic		Opening Profile	Equal %	
Coefficient (cubic)	-5.1383275e-0...	[l/min, bar fluid]	Flow Coefficient	416.660001	[l/min, Bar ^{1/2}]
Coefficient (quadr...)	1.5365166e-006	[l/min, bar fluid]	Sensor Type	None	
Coefficient (linear)	-0.00016262505	[l/min, bar fluid]	Valve Setting	1	
Coefficient (consta...)	2.0248146	bar fluid	Results		
Minimum flow	0	l/min	Input pressure	2.345277	Bar G
Maximum flow	666.7	l/min	Output pressure	1.992784	Bar G
Efficiency (%)	51		Flow rate	259.2	l/min
Pump on	YES		Valve Setting	1	
Sensor Type	None				
Pump Setting	1				
Results					
Input pressure	0.567292	Bar G			
Output pressure	2.385418	Bar G			
Volumetric flow rate	259.2	l/min			
Power	1.54	kW			
NPSHA	0.75	m			

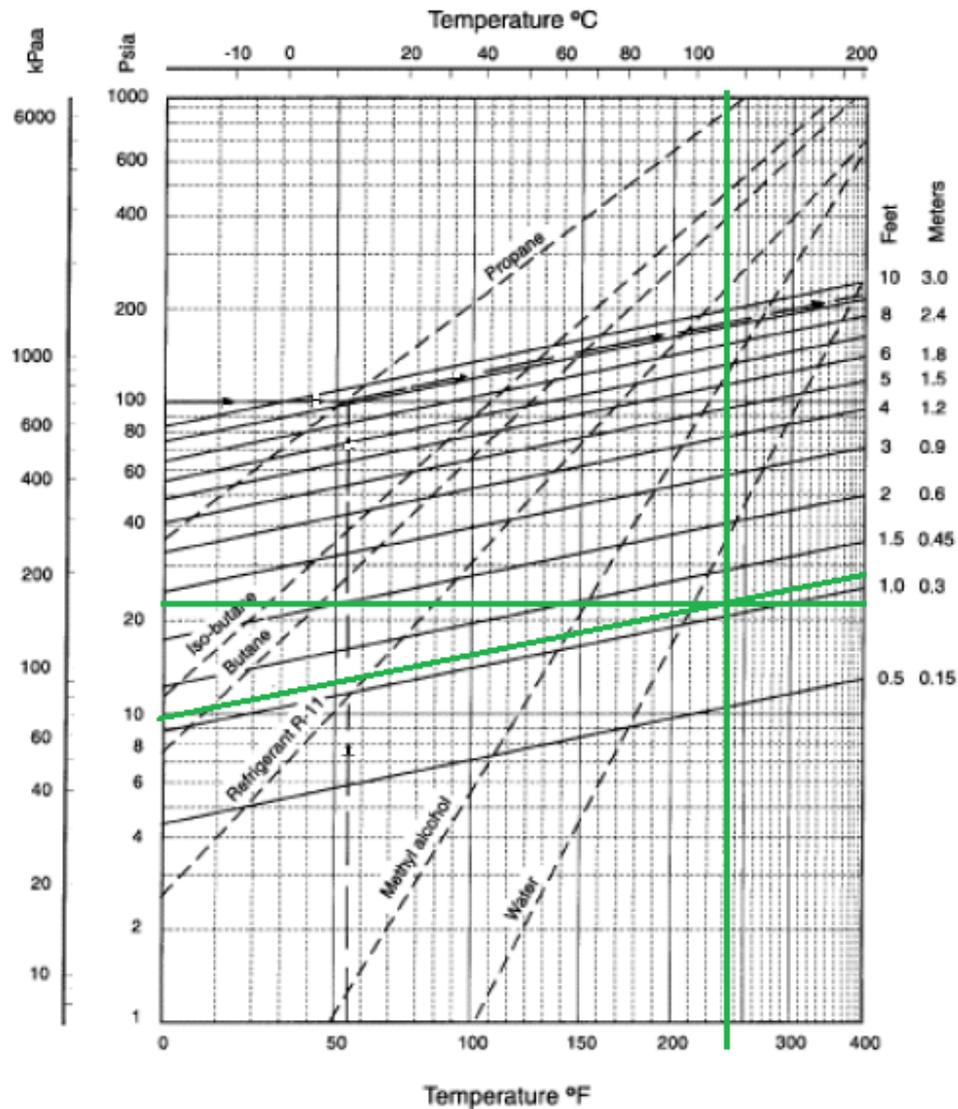
Resultados para la condición de Máximo para bomba KSB



Por último, para finalizar la comparativa técnica de las bombas queda comparar el NPSa (Net Positive Suction Head available) con el NPSHr (Net Positive Suction Head required) de la bomba para la temperatura de funcionamiento

El NPSHr es un parámetro de la bomba y el fabricante lo obtiene por ensayo de la bomba con agua a temperatura entre 15 a 20 °C.

Para temperaturas superiores al rango de ensayo, se debe reducir el NPSHr. Esto es posible porque la velocidad de expansión del agua caliente es menos brusca que el agua fría. A continuación se presenta el gráfico de reducción de ANPAr o NPSHr. Se ingresa con la temperatura y la presión de trabajo, a través del punto logrado por la intersección de los segmentos horizontal de presión y vertical de temperatura, se traza una paralela hacia la reducción del ANPAr indicado a la derecha del gráfico, para el caso que se estudia, se tiene una reducción aproximada de 0,33m.



Gráfica para la determinación del ANPAr de la bomba



A continuación se presenta un resumen comparativo técnico de las bombas estudiadas

<i>Comparativa técnica entre las bombas</i>		
<i>Variable de comparación</i>	<i>Drotec 50-250-1450-254</i>	<i>KSB 50-250-1450-240</i>
Potencia Nominal de eje (kW)	1,63	1,27
NPSHr máxima a 15 - 20 °C (m)	2	0,95
Reducción del NPSHr por temperatura (m)	0,33	0,33
NPSHr a Temperatura funcionamiento (m)	1,67	0,62
NPSHa mínima (m)	0,57	0,75
Verificación técnica	No verifica	Verifica

Como se observa, la bomba de marca Drotec, no solamente consume más energía que la KSB sino que el NPSHr es menor que el NPSHa de la instalación, razón por la cual, para el máximo caudal dado por la máxima apertura de la válvula, la bomba cavita, produciendo ruidos fuertes y erosión en las partes internas que la constituye disminuyendo su vida útil. Esta es razón suficiente para seleccionar la bomba KSB ya que no cavita para la condición de máximo caudal y tiene un consumo menor para la posición nominal de funcionamiento.

El motor eléctrico que acciona la bomba se selecciona de manera tal de que la potencia nominal del mismo sea un 25-35% mayor que la potencia necesaria de la bomba en su punto de funcionamiento nominal. Esto permite estar dentro del rango de mayor rendimiento del motor como así también satisfacer la máxima demanda para la posición de funcionamiento de la bomba determinada por la máxima apertura de la válvula de control.

Se selecciona un motor trifásico 380/660V de 4 polos y 1,5kW de potencia, calidad similar o superior al motor de marca WEG, línea W22, clase de eficiencia IE1 (Standard Efficiency), según IEC 60034-30, régimen de servicio S1 (Continuo).

2.4 Verificación del elemento final de control 1000-LC-01

Para el elemento final de control se verifica que la ganancia de control sea estable y que no se llegue a una cavitación incipiente en el asiento de la válvula.

La característica efectiva de la válvula, desde el punto de vista teórico, se la selecciona de manera tal de que el lazo de control tenga la misma estabilidad para todo el rango de funcionamiento de la válvula. Un lazo de control es estable si la ganancia es menor que 1.

En el proceso, la ganancia total del bucle de control, es equivalente al producto de la ganancia del proceso, del transmisor, del controlador y de la característica inherente del elemento final de control.



Es importante entonces, seleccionar correctamente el tipo de curva inherente de la válvula, de manera tal de que la variación de la ganancia de la misma no produzca inestabilidad en el lazo total de control.

La ganancia de la válvula de control se puede expresar como la relación entre el incremento del caudal de salida y el incremento en la señal de entrada. Como la variación de la señal de entrada es prácticamente lineal con la carrera de la válvula, entonces, la ganancia se puede estimar como la relación del caudal efectivo que pasa por la válvula y la carrera de la misma. Esto es:

$$G_{VALVULA} \cong \frac{dq_e}{dl}$$

Para una válvula isoporcentual con rangueabilidad 50:1, la ecuación anterior se convierte en:

$$G_{VALVULA} \cong \frac{dq_e}{dl} = \frac{r}{(0,02 \cdot 50^l)^3} \cdot \frac{0,02 \cdot 50^l \cdot \ln(50)}{\sqrt{\left(1 - r + \frac{r}{(0,02 \cdot 50^l)^2}\right)^3}}$$

Dónde:

r : Es la relación de la pérdida de carga en la válvula y la pérdida de carga total de la línea.

l : es la carrera de la válvula en forma de relación unitaria (l/l_{total})

Tanto la relación r como la relación l no son constantes sino que dependen del caudal y también de la instalación.

A continuación se resume cada variable y el valor de la ganancia de la válvula.

<i>Ganancia de la válvula de control 1000-LC-01</i>			
<i>Variable</i>	<i>Condición de mínimo</i>	<i>Condición nominal</i>	<i>Condición de máximo</i>
Δp válvula (bar)	0,636	0,580	0,352
Δp total (bar)	0,895	0,907	0,885
r	0,710	0,639	0,398
l	0,508	0,760	1,000
$G_{valvula} = dq_e/dl$	0,668	1,689	1,557

Como se observa, la válvula tiene una ganancia menor a uno solamente para caudales bajos, dando lugar así a inestabilidades para el resto del rango. Esto se puede corregir



disminuyendo la ganancia del controlador. De esta manera se logra hacer desaparecer las zonas de inestabilidad, a costas de que el control se vuelva más lento a bajos valores de q .

Cabe mencionar que el análisis realizado anteriormente se lo simplificó para poder efectuar el cálculo, por lo tanto no se tuvieron en cuenta otros factores que afectan a la linealidad de la ganancia.

En la práctica es usual seleccionar el tipo de curva según la siguiente tabla extraída del libro Instrumentación Industrial de Creuss 8va ed. En la misma se ingresa con el tipo de variable a controlar, las características del proceso, la caída de presión en la válvula y con estos datos se selecciona la curva inherente.

Selección de curvas características de la válvula de control					
Variable	Características del proceso	Situación de la válvula	Δp en la válvula	Curva característica	
Presión	Rápido		Cualquiera	Igual porcentaje (%)	
	Lento		Constante o bien Δp caudal max $>$ 0,2 Δp caudal min	Lineal	
			Δp caudal max $<$ 0,2 Δp caudal min	Igual porcentaje (%)	
Caudal	Señal del transmisor lineal	Serie (en la impulsión de la bomba)		Variación punto de consigna = Lineal	Variación de la carga = Igual porcentaje (%)
		Bypass (válvula instalada en un ramal a la salida de la bomba)		Variación punto de consigna = Lineal	Variación de la carga = Igual porcentaje (%)
	Señal del transmisor cuadrática	Serie (en la impulsión de la bomba)		Variación punto de consigna = Lineal	Variación de la carga = Igual porcentaje (%)
		Bypass (válvula instalada en un ramal a la salida de la bomba)		Variación punto de consigna = Igual porcentaje (%)	Variación de la carga = Igual porcentaje (%)
Nivel			Constante	Lineal	
			Δp caudal max $>$ 0,2 Δp caudal min	Igual porcentaje (%)	
			Δp caudal max $<$ 0,2 Δp caudal min	Apertura rápida	
Temperatura	General			Igual porcentaje (%)	

Para la variable a controlar *nivel* se debe determinar la variación de presión en la válvula para el mayor caudal y para el menor caudal. Esto es:

$$\Delta p_{valv. para Q_{max}} = 0,352bar \text{ y } \Delta p_{valv. para Q_{min}} = 0,636bar, \text{ entonces}$$

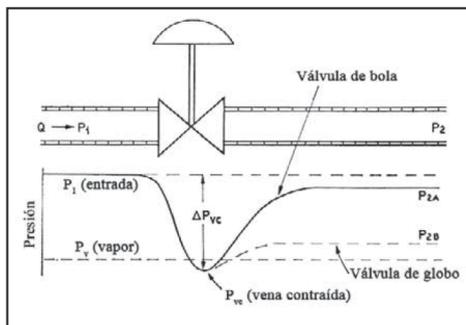
Luego se debe verificar que el 20% de la caída de presión al menor caudal debe ser menor que la caída de presión para el máximo caudal, esto es:

$$0,352bar > 0,20 \cdot 0,636bar = 0,127bar \therefore \text{Corresponde un tipo de curva: Isoporcentual}$$

Verificación de la válvula ante cavitación

En la zona de la vena contraída, el fluido llega a su máxima velocidad y por ende a su mínima presión. Si en esta zona, la velocidad es lo suficientemente elevada puede lograr que la tensión del vapor de líquido llegue a ser inferior a la presión del vapor saturado,

formándose así burbujas que colapsan súbitamente si la presión de salida de la válvula es mayor a la presión de saturación del líquido, este fenómeno descrito se llama cavitación. A continuación se muestra en un gráfico la recuperación de presión para dos tipos de válvulas, la línea de puntos corresponde a una válvula tipo globo y la línea continua a una válvula tipo de bola.



La pérdida de carga crítica donde se inicia la cavitación cuando hay reducciones a la entrada y salida de la válvula es:

$$\Delta p \text{ crítica} = \left(\frac{F_{LP}}{F_P}\right)^2 \cdot (P_1 - F_F \cdot p_v) \therefore \Delta p \text{ crítica} > \Delta p_{Max \text{ valv.}}$$

Dónde:

F_{LP} es el factor de recuperación de presión del líquido combinado con el factor de geometría de la tubería de la válvula de control cuando la tubería presenta reducciones antes y después de la válvula. Su valor viene dado por:

$$F_{LP} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{F_L^2} + \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2 \cdot \left(\frac{K_V}{0,056 \cdot d^2}\right)^2}}$$

Dónde: F_L es el factor de recuperación de presión del líquido sin reducciones y se determina por ensayo de acuerdo con la norma ANSI/ISA-75.01.01-2002. Para tipo de válvula globo simple asiento obturador contorneado (Isoporcentual) donde el fluido intenta abrir la válvula, un valor típico de F_L es $0,9 \times d$ es el diámetro de la válvula en mm, D es el diámetro de la cañería en mm y K_V es el coeficiente métrico de la válvula para la condición de análisis, (En este caso: $3,82 \text{ m}^3/\text{hs bar}^{1/2}$).

Reemplazando se tiene:

$$F_{LP} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{0,9^2} + \left(1 - \frac{40^2}{65^2}\right)^2 \cdot \left(\frac{3,82}{0,056 \cdot 40^2}\right)^2}} = 0,89$$



F_P es el factor de geometría de la tubería de la válvula de control, para diámetro de la cañería de entrada a la válvula igual al diámetro de la cañería a la salida de la válvula se determina según la siguiente ecuación:

$$F_P = \frac{1}{\sqrt{1 + 1,5 \cdot \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2 \cdot \left(\frac{K_V}{0,04 \cdot d^2}\right)^2}} \rightarrow F_P = \frac{1}{\sqrt{1 + 1,5 \cdot \left(1 - \frac{40^2}{65^2}\right)^2 \cdot \left(\frac{3,82}{0,04 \cdot 40^2}\right)^2}} = 0,99$$

Dónde:

P_I es la presión a la entrada de la válvula.

F_F es el factor de relación de la presión en la vena contraída en condiciones de caudal crítico a la presión de vapor del líquido a la temperatura de entrada. Su valor es el siguiente:

$$F_F = 0,96 - 0,28 \cdot \sqrt{\frac{p_v}{p_c}}$$

Dónde: p_v es la presión absoluta del vapor del líquido a la temperatura de entrada (1,5 bar a) y p_c es la presión crítica termodinámica del fluido. Para el agua p_c es 221,2 bar a.

Reemplazando se tiene:

$$F_F = 0,96 - 0,28 \cdot \sqrt{\frac{1,5}{221,2}} F_F = 0,937$$

Reemplazando en la ecuación de la presión crítica se tiene:

$$\Delta p_{crítica} = \left(\frac{0,89}{0,99}\right)^2 \cdot (3,39 - 0,937 \cdot 1,5) \Delta p_{crítica} = 1,63 \text{ bar}$$

La caída de presión máxima en la válvula es:

$$\Delta p_{Max \text{ valv.}} = P_1 - P_2|_{Max \text{ valv.}} = 3,39 - 2,756 = 0,634 \text{ bar}$$

$$\therefore \Delta p_{crítica} > \Delta p_{Max \text{ valv.}} \rightarrow \text{Verifica}$$

Partes constitutivas de la válvula

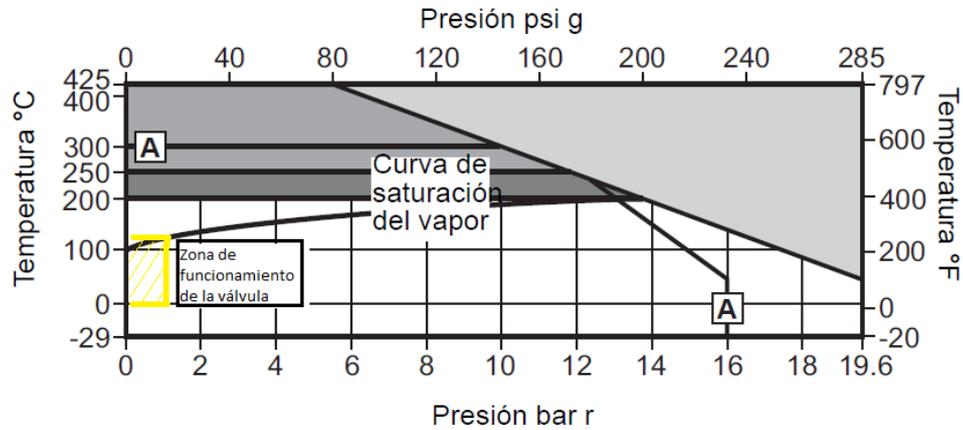
La válvula debe tener cuerpo y tapa en Acero ASTM A216 WCB, extremos bridados ASME B16.5 S150. Presión y temperatura de diseño $P_d = 2,5$ bar a $T_d = 120$ °C.

De la marca Spirax Sarco – Modelo Spira Trol corresponde una válvula de NPS 1 ½”, dos vías, isoporcentual, sellado de vástago en PTFE, cierre blando en PTFE (IEC 60534-4 Clase VI), conexión bridada ASME S150 con $K_{VS} 25$. El código de especificación es:



1 ½" - LEA43PGSUSS.2 – K_{VS} 25 – S150.

La misma tiene delimitado el rango de funcionamiento de Presión – Temperatura. El mismo viene indicado en la siguiente gráfica. Como se observa, la válvula tiene un rango de funcionamiento dentro del rango de trabajo permitido.

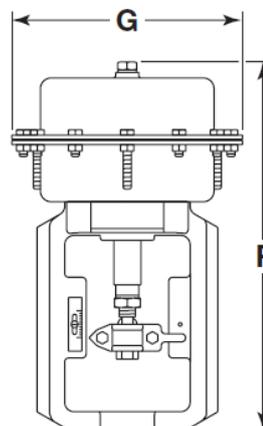


- La válvula **no puede** trabajar en esta zona.
- Requiere estopada para alta temperatura de grafito para trabajar en esta zona. **Nota:** no se pueden usar válvulas con asiento blando en esta zona.
- Las válvulas con asiento blando de PTFE están limitadas a una temperatura máxima de trabajo de 482°F (200°C).

2.5 Selección del actuador del elemento de control 1000-LC-01

La válvula seleccionada es compatible con un actuador Spirax Sarco PN9000.

Para una estanqueidad blanda PTFE, sello del vástago en PTFE, presión diferencial máxima de 7 bar (para contemplar posibles sobre presiones por golpe de ariete), DN 40 y carrera de la válvula 20mm se selecciona de la tabla del fabricante un actuador PN9126R. El mismo tiene una superficie del actuador de 100 cm², rango del resorte de 1 a 2 bar y con apertura del actuador ante falla. A continuación se muestra un esquema de las dimensiones del mismo, donde G es 170mm, F es 275mm y el peso es de 6kg.

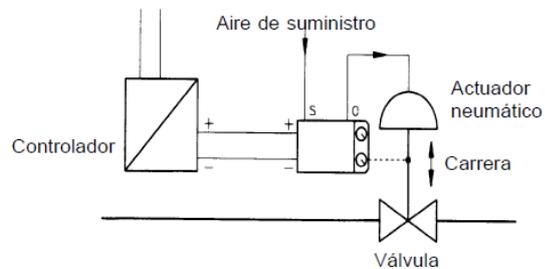
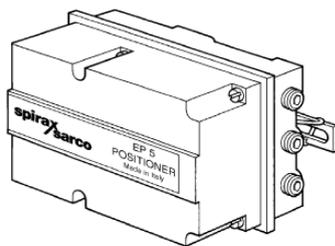


Vale aclarar que el actuador serie 9100 tiene una máxima presión de alimentación de aire de 6 barg, rango de temperatura de funcionamiento de -20°C a + 110°C y la conexión de aire comprimido en 1/4" NPT.

2.6 Selección del posicionador

Se selecciona un posicionador electroneumático de la marca Spirax Sarco tipo EP5. Conexión a dos hilos, señal de control normalizada 4-20mA, (señal de entrada), rango de presión de suministro de aire 1,4 a 6 bar g, consumo aproximado 0,7m³/hs a 6 bar g. Salida de presión aire de 0 a 100% de la presión de suministro. También se especifica el accesorio de montaje FK2 para montar un regulador de presión.

A continuación se muestra un esquema del producto y esquema de control del posicionador.



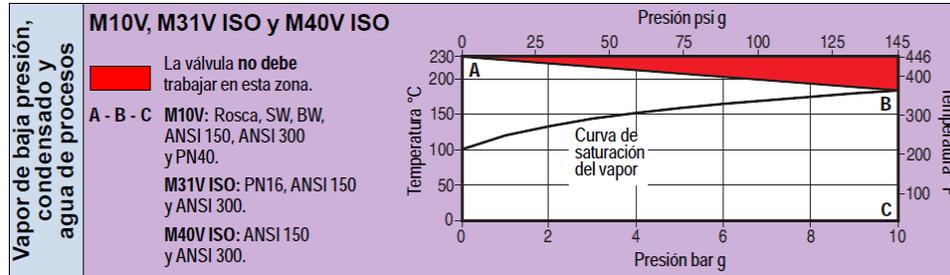
Se selecciona una unidad de filtro y regulador de la marca Festo modelo MS4-LFR-1/4-DG-ERM-AS. Rango de regulación 0-7 bar g, filtro de 40 µm, caudal nominal 1700 ltrs/min, (caudal demandado 11,6 ltrs/min, menor que el nominal)

A continuación se muestra una figura ilustrativa.



2.7 Actuador para la válvula de vapor 100-FV-001

La válvula 100-FV-001 es una válvula M31V2 ISO de NPS 4" S150, dos piezas, paso total y cuerpo en acero al carbono ASTM A216 WCB. La misma es recomendada para trabajar con vapor a baja presión según la siguiente gráfica, extraída del catálogo

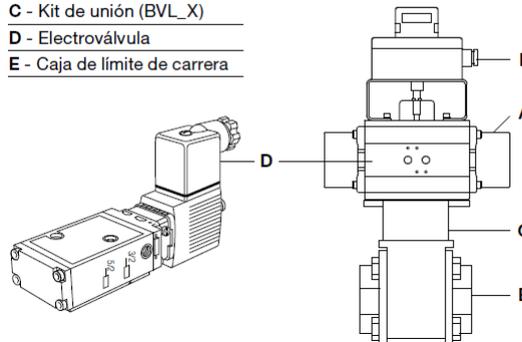


La válvula tiene un par de accionamiento es de 200Nm.

Se selecciona un actuador neumático para presión nominal de aire comprimido de 5 bar g (puesto que en planta la presión nominal de la instrumentación es de 6 bar g), doble efecto BVA335D, Kit de unión BVL405X, además se solicita la válvula con caja de límites de carrera tipo LSB31, 2xSPDT y electroválvula monoestable NAMUR 5/2 de 24V. Cada componente se muestra en la siguiente figura.

Montaje típico

- A - Actuador Serie BVA300
- B - Válv. esférica Spirax Sarco
- C - Kit de unión (BVL_X)
- D - Electroválvula
- E - Caja de límite de carrera



Para la regulación de presión de aire, se monta también una unidad de filtro y regulador de la marca Festo modelo MS4-LFR-1/4-DG-ERM-AS. Rango de regulación 0-7 bar g, filtro de 40 µm, caudal nominal 1700 ltrs/min. La conexión neumática se realiza con racores rectos QS-1/4-6 y tubo de poliuretano diámetro exterior calibrado, marca Festo, modelo PUN Ø6mm.



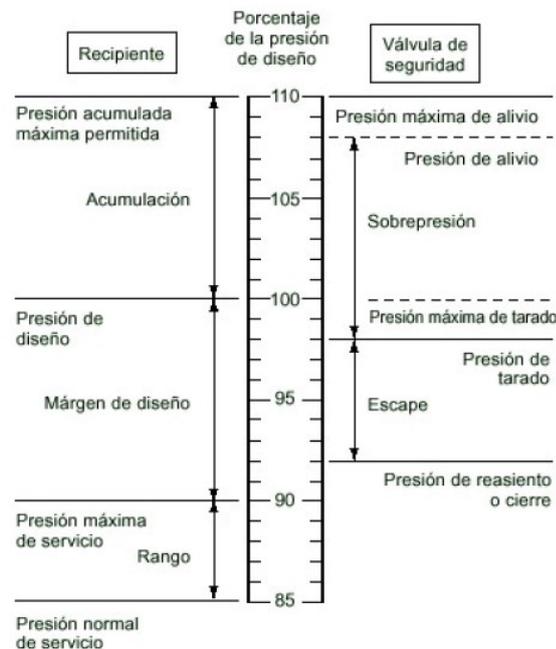
2.8 Válvula de alivio de presión o válvula de seguridad 100-PSV-001

La válvula de seguridad se monta en la conexión N₁₀. La misma será a resorte y de acción directa, el tipo de válvula de seguridad más empleada para el alivio de presión.

La válvula protege por sobre presión al separador de fases, la línea SC-002 y la línea LS-004. En el capítulo 3 se determina la presión de diseño del equipo y por ende también de las líneas antes enumeradas.

2.8.1 Selección de la presión de tarado de la válvula

A continuación se muestra una gráfica típica de diseño de equipos donde se compara el porcentaje de la presión de diseño del sistema con respecto de la válvula. La presión máxima de tarado corresponde con la presión de diseño del recipiente. Este valor se determina en el capítulo 3 y su valor es de 4 bar g.



2.8.2 Escenarios típicos para la determinación del caudal de alivio

En esta obra no se pretende analizar en profundidad cada uno de los posibles casos que pudiesen ocurrir y sus efectos sobre el/los equipos puesto que escapa del alcance del mismo. Razón por la cual, se

- 1) Incendio en la cercanía del equipo presurizado.
- 2) Obturación en la salida de la fase vapor (Obturación de la línea LS-004), caudal máximo de vapor a la entrada del equipo.
- 3) Corte de energía eléctrica y/o neumática del sector de secado.

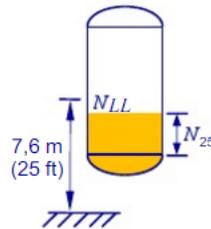
Para el escenario 1, se aplica la API STD 521.



Para ello, se supone que tanto la alimentación y la descarga del tanque se encuentran cerradas. La fórmula para determinar el área mojada suponiendo casquetes elíptico 2:1, peor condición que casquetes toriesféricos, es:

$$A_{WS} = \pi \cdot D \cdot N_{25} + 1,084 \cdot D^2$$

Donde N_{25} viene dado por el nivel normal de operación en ft de la parte cilíndrica del tanque vertical, siempre y cuando el nivel se encuentre por debajo de 25 ft desde el NPT de la sección, como se indica en la siguiente figura



Reemplazando se tiene:

$$A_{WS} = \pi \cdot 3,11 \cdot 2,92 + 1,084 \cdot 3,11^2 = 39,01 \cong 40 \text{ ft}^2$$

Parte del calor que emite la llama y que es absorbido por el líquido se determina según API STD 521, y su valor viene dado por:

$$\dot{Q} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{hs}} \right) = 21000 \cdot F \cdot A_{WS}^{0,82}$$

Donde F es un factor de conservación, por seguridad se adopta la peor condición $F=1$. Entonces:

$$\dot{Q} = 21000 \cdot 1 \cdot 40^{0,82} = 432422,7 \left(\frac{\text{BTU}}{\text{hs}} \right) \cong 456230 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{hs}} \right)$$

Para la presión de tarado, el calor de vaporización del agua es 2133,3 kJ/kg, por lo tanto la cantidad de caudal másico a extraer del recipiente es

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{h_{fg}} = \frac{456230}{2133,3} = 213,8 \left(\frac{\text{kg}}{\text{hs}} \right) \cong 0,22 \left(\frac{\text{tn}}{\text{hs}} \right)$$

Para el segundo escenario, se supone que la línea de vapor se encuentra bloqueada, el caudal de vapor de entrada al equipo en condiciones máximas, el sistema de nivelación del tanque se encuentra operando, por tanto, el nivel de líquido permanece constante y como consecuencia también lo es el volumen que ocupa el vapor. Por tanto la transformación se la considera a presión creciente hasta la presión de tarado, allí la PSV tendrá que evacuar por lo menos la cantidad de vapor igual al caudal máximo de vapor de entrada. Esto es



Para contemplar posibles aumentos esporádicos o caudales imprevistos se selecciona un coeficiente de seguridad, mayor a 1, para el caudal de descarga. Se adopta un coeficiente de seguridad de 2.

Como resumen, la presión de tarado y el caudal nominal de la válvula deberán ser:

$$P_{TARA} = 4 \text{ bar g y } \dot{m} \geq 1,68 \left(\frac{\text{tn}}{\text{hs}} \right)$$

De la marca Spirax Sarco, se selecciona una válvula SV60 DN 40/65, que a una presión de tarado de 4 bar g tiene un caudal de vapor de 2,21 tn/hs descargando dicho caudal a presión atmosférica normal.

La válvula de alivio tendrá cuerpo de acero al carbono con cabezal cerrado y palanca de accionamiento.

La conexión a la entrada será bridada NPS 1,5" S300 y la conexión de salida bridada NPS Ø2,5" S150.

Por seguridad, la salida de la válvula se direcciona de manera tal de que la descarga de vapor sea segura, o sea que no esté dirigida hacia lugares de tránsito o puestos de trabajo donde pueda causar quemaduras a operarios o personas en general. A su vez, se le montará un tramo de caño en forma horizontal para que las gotas de condensado no caigan sobre el equipo y con una leve pendiente de manera tal de que no quede condensado en el tramo de la cañería.

2.9 Trampa de vapor ST-102 de la línea principal LS-004

Como indica el PID, la trampa se monta en la línea SC-007 y tiene como fin drenar el condensado de la línea LS-004.

Para determinar el caudal de condensado que tiene que drenar, se remite a la sección Aislación. Allí se tiene que para la aislación de la línea LS-004, una pérdida de calor nominal de 1,14 kW para los 35 m de longitud de cañería.

Para la presión de vapor de la línea, el calor de vaporización es de aproximadamente 2220 kJ/kg, razón por la cual, el caudal de condensado nominal a drenar por la trampa es

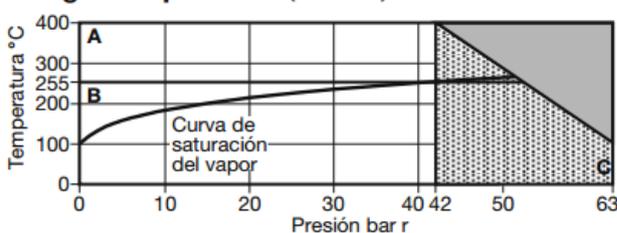
$$\frac{\dot{Q}}{h_{fg}} = \frac{1,14(\text{kW})}{2220 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)} = 5,13 \times 10^{-4} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \cong 1,85 \left(\frac{\text{kg}}{\text{hs}} \right)$$



Teniendo en cuenta que esa cantidad es nominal, o sea para temperatura ambiente anual media y que a su vez para contemplar el sobre caudal de las Star up, se multiplica dicho valor por un factor de seguridad de 2,5, entonces la trampa debe drenar un caudal de condensado de 4,6 kg/hs a una diferencia de presión de aproximadamente 0,5 bar.

Del catálogo de Spirax Sarco, se selecciona una trampa tipo termodinámica con filtro std TD42L de NPS 1/2" extremos roscados BSP. El rango de funcionamiento y la característica de descarga se muestran a continuación.

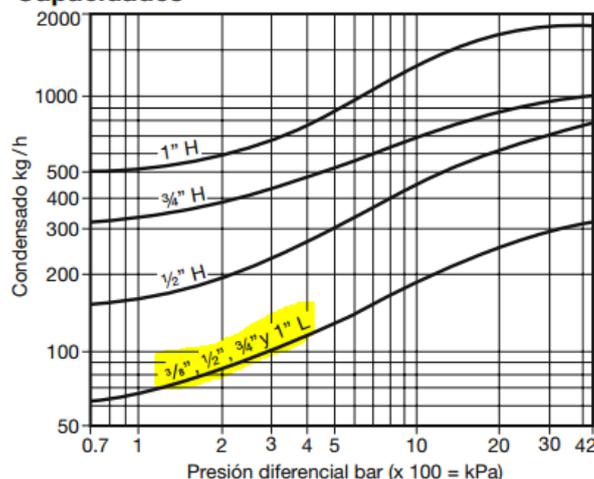
Rango de operación (ISO 6552)



- La trampa **no puede** trabajar en esta zona.
- ▨ Para un rendimiento óptimo de la trampa el PMO no debe superar los 42 bar r.
- A - C** TD42L y TD42H
- B - C** TD42LA y TD42HA

Condiciones de diseño del cuerpo		PN63
PMA	Presión máxima admisible	63 bar r a 120°C
TMA	Temperatura máxima admisible	400°C a 42 bar r
Temperatura mínima admisible		0°C
PMO	Presión máxima de trabajo para vapor saturado	42 bar r
TMO	Temperatura máxima de trabajo TD42L y TD42H	400°C a 42 bar r
	TD42LA y TD42HA	255°C a 42 bar r
Temperatura mínima de trabajo		0°C
Presión mínima entrada para funcionamiento satisfactorio TD42L y TD42H		0,25 bar r
TD42LA y TD42HA		0,80 bar r
PMOB	Contrapresión máxima de trabajo no debe exceder el 80% de la presión de entrada.	
Prueba hidráulica:		95 bar r

Capacidades



2.10 Elementos del cuadro de trampeo

El cuadro de trampeo tiene la función principal de eliminar el condensado como así también el aire contenido en el secador y en cañerías durante la puesta en marcha y retener el vapor que llega desde el secador. Esta acción se logra mediante una trampa o purgador. Es necesario utilizar este tipo de dispositivos para optimizar la energía que posee el vapor y no dejar que el vapor abandone las inmediaciones del secador sin antes transformarse en condensado.



En sistemas de secado controlado por temperatura es necesario colocar el sistema de trampeo lo más cercano posible a la salida del secador y por debajo del nivel de descarga del mismo para evitar pérdidas de calor, bloqueo por vapor y disminuir los golpes de ariete en las cañerías. De esta manera se logra un aumento en el rendimiento energético, se asegura el correcto funcionamiento y se disminuye el desgaste de la trampa por posibles erosiones.

Para seleccionar la trampa adecuada para el sistema es necesario saber la diferencia de presión a la cual se encontrará trabajando la misma y el caudal que es capaz de drenar bajo esas condiciones de presión diferencial.

Por lo calculado anteriormente, independientemente de la trampa seleccionada, la misma no trabajará con variación de presión negativa, por lo tanto no es necesario un sistema de bombeo adicional para equilibrar las presiones y extraer el condensado.

2.10.1 Selección de la trampa requisitos del proceso

Para extraer el condensado de secadores rotativos, es conveniente el uso de trampas del tipo mecánica, ya sea de boya o balde invertido. La que mejor se adapta es la de boya termostática para la eliminación de aire en el arranque del proceso. Se recomienda que la trampa fuese de calidad similar o superior a los ofrecidos por la marca Spirax Sarco.-

2.10.2 Selección del modelo de trampa

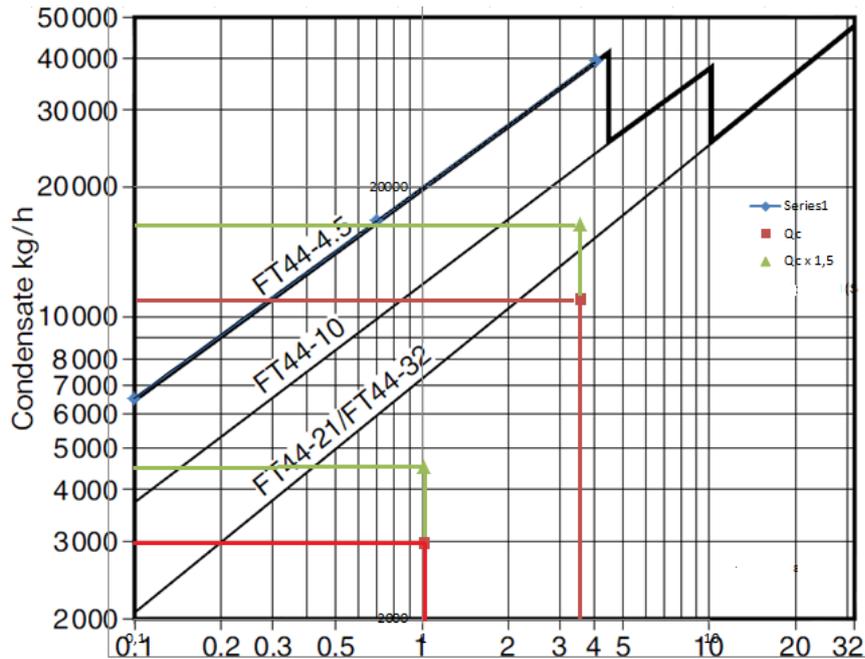
Según la aplicación a la cual va a estar destinada la trampa se selecciona del tipo mecánica de boya-termostática.

Con los valores de presión diferencial máxima y mínima como así también con el caudal máximo y mínimo se procede a seleccionar el modelo de trampa.

Es práctica común sobre dimensionar la capacidad de la trampa mediante un coeficiente de seguridad de 1,5. Estos valores se resumen en la siguiente tabla

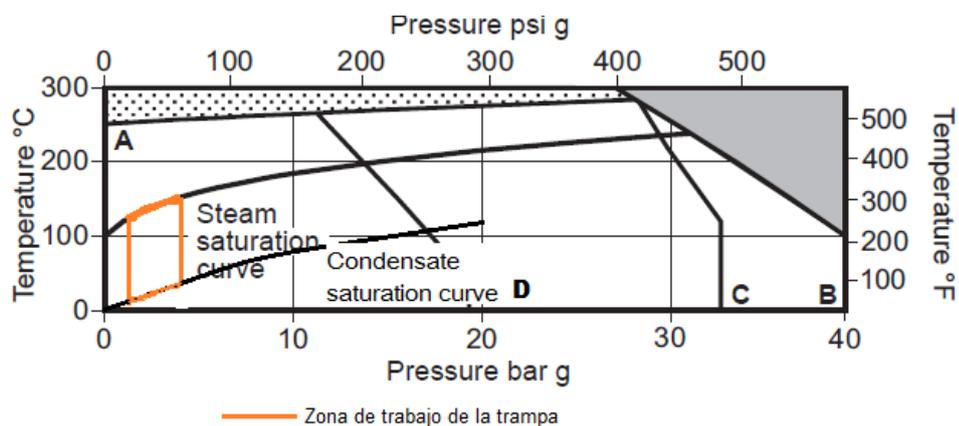
CONDICIÓN DE DISEÑO	Δp (bar)	Q (tn/hs)	C.S.	Q_T (tn/hs) = C.S. x Q
Mínimo	1,02	3000	1,5	4500
Nominal	3,06	8000	1,5	12000
Máximo	3,53	11000	1,5	16500

En el grafico siguiente se muestra la capacidad de condensado para las trampas del modelo FT44 (Trampas de acero al carbono) de NPS 3" de Spirax Sarco y a su vez se superponen los puntos máximos y mínimos de la tabla anterior de presión diferencial, caudal requerido de condensado y capacidad de la trampa.



El par ordenado (Δp ; $Q_c \times 1,5$) determina que las trampas de modelo FT44-21/FT44-32 no satisfacen la condición de diseño máxima, razón por la cual se escoge el modelo con características técnicas inmediata superior, esto es, la trampa modelo FT44-10. El número después del guión representa la máxima presión diferencial a la cual se puede someter la trampa, expresada en bar, sin que afecte la integridad de la misma. Para el caso de la trampa seleccionada es 10 bar.

De la hoja técnica de la trampa se extraen los límites de funcionamiento y se señala en el gráfico en color naranja la zona de trabajo de la misma para una presión de 1,5 a 4,5 bar (g). Las curvas A-D representan los límites de aplicabilidad para trampas con bridas ANSI B16.5 Serie 150, y la región delimitada por las curvas A-B acotan el uso a bridas ANSI B16.5 Serie 300. Se selecciona entonces trampa con extremos bridados ANSI B16.5 Serie 150. Ver grafica siguiente





2.10.3 Componentes del cuadro de trampeo

Además de la trampa, el cuadro de trampeo se completa con elementos de maniobras, mantenimiento y control que hacen a la funcionalidad del sistema.

Válvulas de seccionamiento: En caso de necesitar cerrar o abrir el paso al fluido, ya sea por necesidad del proceso o por mantenimiento, se colocan válvulas esféricas de paso total, de accionamiento manuales, aptas para trabajar a presión y temperatura de diseño. Las mismas se montan antes del filtro y después de la trampa.

Filtro: Se antepondrá un filtro en Y antes de la trampa con el objeto de retener cualquier partícula que arrastre el fluido. En la puesta en marcha, es común encontrar virutas de hierro, puntas de electrodos, basura orgánica e inorgánica en general, que pueden afectar la integridad de la trampa. En servicio continuo es menos probable que haya partículas de gran tamaño que lleguen a la trampa, pero luego de una parada del sistema por mantenimiento es recomendable proteger al cuadro por posibles partículas que ingresen a la cañería por descuidos de los operarios y/o personal encargado del mantenimiento. Es poco común pero suele ocurrir que caigan a la línea o equipo herramientas manuales, tuercas, bulones luego de realizar el mantenimiento.

Visor: Se colocará un visor aguas debajo de la trampa para poder visualizar el paso del fluido a través de la línea. El mismo tendrá extremos bridados y será apto para la presión de trabajo.

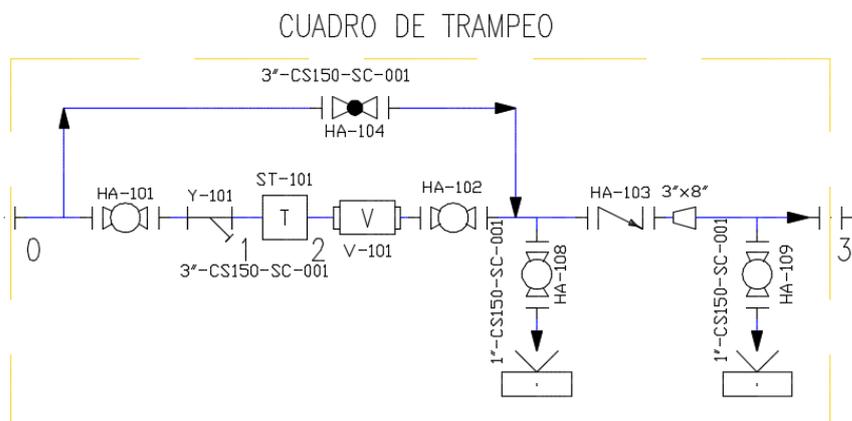
Válvula Check: Como la cañería SC-002 debe tomar nivel para ingresar a la boca de entrada del separador de fases, es necesario colocar una válvula de retención a la salida del cuadro, para evitar flujo inverso en la marcha o parada del sistema. Como así también ayuda a la disminución del efecto del golpe de ariete protegiendo la trampa.

By-Pass: Si bien hoy día se tiende a no utilizar By-Pass en cuadros de trampeo, se considera necesario utilizarlo por una cuestión de continuidad en la producción, en caso de falla o mantenimiento de la trampa o alguno de los elementos que se encuentra en línea con ellas. Para ello, se colocará una válvula tipo globo de accionamiento manual. Se unirá el inicio del cuadro con el final del mismo, antes de la válvula check.

Purgas: Se colocaran dos purgas, una antes de la válvula check, en el punto más bajo y una luego de la válvula check. Ambas para purgar el fluido presente en las cañerías.

A la salida del cuadro se colocan las reducciones de Ø3" a Ø6" y de Ø6" a Ø8" con objeto de continuar con la línea SC-002. (Se representa un solo símbolo de reducción de 3"x8").

A continuación se representa en un diagrama lo detallado anteriormente con los TAG's de las líneas y de las válvulas. No se representa aún lo referente a instrumentación.

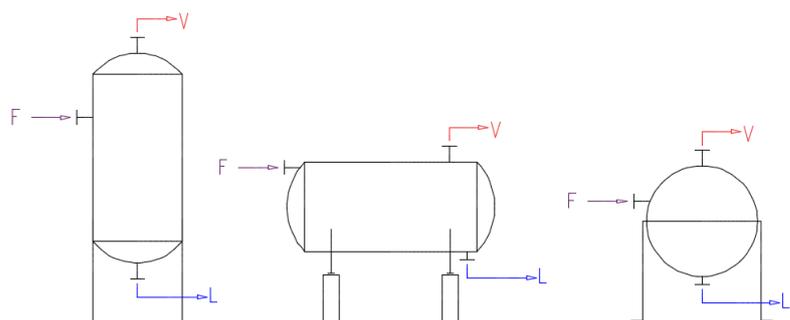


2.11 Separador de fases

El separador de fases, como su nombre lo indica es un equipo que tiene la función de separar dos o más fases. Su selección depende de la cantidad de fases a separar y de la capacidad.

Se pueden clasificar en separadores de línea (separador de gota o compacto) y de depósito. El primero es aplicable a procesos de separación bifásicos y de bajo caudal de fase líquida a separar. El segundo se aplica mejor a procesos donde la fase líquida es elevada y es necesario tener flexibilidad en el proceso debido a las variaciones de caudal de entrada del fluido bifásico, y control de nivel para evitar cavitación en el sistema de bombeo de la fase líquida.

Los depósitos separadores se pueden dividir por su forma constructiva en verticales, horizontales y esféricos.



Tipos de depósitos separadores de fases según su forma constructiva

La adopción de un tipo en particular, depende de varios factores. El primero de ellos es el rendimiento de separación. Para bajas presiones y proporción de caudal de líquido mayor que el caudal de la fase vapor se tiene mejor rendimiento en un depósito separador tipo vertical que un separador tipo horizontal.



El caudal de condesando también interviene en el rendimiento de separación. Para elevados caudales, es conveniente un separador del tipo horizontal al vertical.

Las densidades de las fases a separar también juegan un papel importante en el rendimiento de separación.

Desde el punto de vista económico, a bajas presiones conviene un separador horizontal antes que un separador vertical, pero para altas presiones (alrededor de 60-80 bar) es más económico fabricar un separador del tipo esférico.

El espacio disponible para el montaje en planta también es un factor a tener en cuenta. Un separador vertical ocupa menos espacio visto en planta pero más espacio en visto en elevación.

Para fluidos sucios o que tienen tendencia a formar espuma es conveniente un separador del tipo vertical a un horizontal.

2.12 Adopción del tipo constructivo de separador

Por el espacio disponible que hay en planta, la relación de caudales de la fase líquida a la fase vapor, al ser agua la sustancia que compone el fluido bifásico a separar y por el fácil mantenimiento de limpieza se procede a realizar el diseño del separador de forma vertical, pese a que el horizontal, desde el punto de vista económico, presenta ventajas a igual rendimiento de separación frente al separador vertical.

2.12.1 Partes constitutivas del separador de fases

Para lograr la separación física de la fase líquida de la gaseosa y lograr secar el vapor es necesario distinguir tres separaciones posibles en estos equipos.

Separación primaria: Se produce a la entrada equipo por el efecto de cambio de cantidad de movimiento. Se puede lograr por un difusor o por efecto centrífugo haciendo ingresar la mezcla en forma tangencial a la envolvente del equipo.

Separación secundaria: Se produce en la parte cilíndrica del separador. Una vez que el fluido ingresa en el interior del equipo la separación se produce por gravedad. Las gotas poseen suficiente masa para separarse de la corriente ascendente de vapor. Con esta separación se logra un título de hasta 80%.

Separación terciaria: Se produce por coalescencia en dispositivos llamados eliminadores de neblinas o desnebulizadores. Los hay de tipo mallas de alambre (Demister) o separadores de aletas. Estos separadores van montados en la parte superior del equipo. Su característica principal se basa en la mayor superficie de contacto con el producto en forma compacta. Están



constituidos por mallas, generalmente metálicas, entrelazadas formando un laberinto. Esta tecnología permite que las pequeñas gotas de agua líquida que no tienen suficiente energía potencial gravitatoria como para separarse de la corriente ascendente, crezcan en tamaño hasta que la gravedad ejerza la suficiente fuerza como para caer al fondo del equipo, mientras que el gas fluye a través de la malla con pérdida de carga relativamente baja. Se fabrican de distintos tamaños y forma, de material resistente a la corrosión.

Para la separación primaria se realiza un difusor en Té hecho en cañería estándar. Este tipo de difusor tiene la ventaja de ofrecer un cambio brusco en la dirección del movimiento y a su vez, al estar montado en forma horizontal, distribuye la mezcla en forma tangencial a la envolvente.

2.12.2 Dimensionamiento del demister.

El dimensionamiento se realiza mediante la ecuación de Souders-Brown. La misma permite determinar la velocidad crítica que evita que el vapor húmedo ascendente arrastre fase líquida. La ecuación de la velocidad crítica es:

$$v_{CRITICA} = K \cdot \sqrt{\frac{\rho_l - \rho_g}{\rho_g}}$$

Donde K es el factor de carga de vapor que depende del tipo de eliminador de neblina principalmente. Para desnebulizadores tipo malla K tiene un valor aproximado de 0,107 m/s.

Reemplazando los valores de densidades de líquido y vapor en la ecuación anterior se tiene la velocidad crítica y la velocidad óptima 75% $v_{CRITICA}$. Los valores se resumen en la siguiente tabla

CONDICIÓN DE DISEÑO	ρ_l (kg/m ³)	ρ_g (kg/m ³)	K (m/s)	$v_{CRITICA}$ (m/s)	v_{OPTIMA} (m/s)
Mínimo	909,09	0,9268	0,107	3,35	2,51
Nominal	909,09	0,9001	0,107	3,40	2,55
Máximo	909,09	0,9107	0,107	3,38	2,53

La sección transversal y el diámetro del Demister se determina mediante

$$S_{DEMISTER} = \frac{Q_v}{v_{OPTIMA}} \rightarrow \phi_{DEMISTER} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{DEMISTER}}{\pi}}$$

A continuación se resumen los valores obtenidos para cada condición de diseño

CONDICIÓN DE DISEÑO	Q_v (m ³ /s)	v_{OPTIMA} (m/s)	$S_{DEMISTER}$ (m ²)	$\phi_{DEMISTER}$ (m)	ϕ_{std} adoptado (m)	$\phi_{envolvente}$ adoptado (m)
Mínimo	0,0268	2,51	0,0107	0,11649	0,65	0,95



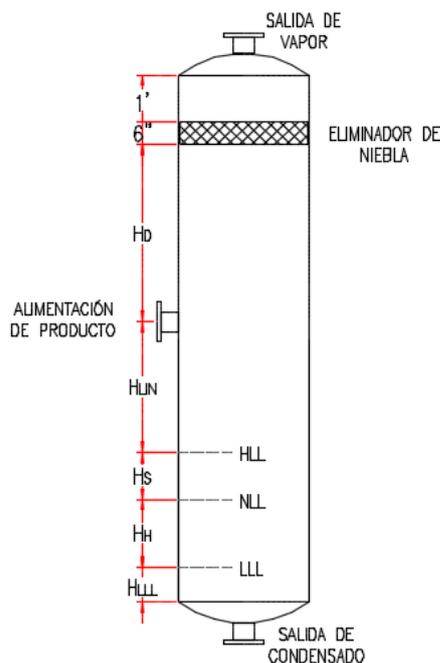
Nominal	0,1721	2,55	0,0675	0,29319	0,65	0,95
Máximo	0,2561	2,53	0,1011	0,35874	0,65	0,95

Se adopta un diámetro de demister estándar de diámetro inmediato superior a 0,35m. Esto es, un diámetro de 540mm.

La medida comercial de chapa, para fabricar el separador, es de 3m x 1m. Haciendo el separador de diámetro interno 0,95m se aprovecha 2,98m de la longitud de la chapa. Teniendo en cuenta algún tipo de despunte necesario debido a irregularidades, esta dimensión aprovecha al máximo el material sin tener desperdicios ni costos adicionales por cortes innecesarios. A su vez para poder ingresar al equipo es necesario disponer de espacio suficiente para realizar las tareas soldaduras internas, de montaje y mantenimiento de las piezas interiores, razón por la cual se dispondrá de una boca de hombre de Ø500mm.

2.12.3 Dimensionamiento del equipo separador de fases

Para determinar la altura del equipo separador de fases, se sigue la nomenclatura de la siguiente gráfica



Donde

LLL (Low Level Liquid): es el nivel mínimo de funcionamiento.

NLL (Normal Level Liquid): Es el nivel normal de funcionamiento del equipo.

HLL (High Level Liquid): Es el nivel máximo de funcionamiento del equipo.

H_{LLL}: Es la altura medida desde el inicio de la parte cilíndrica del equipo hasta el LLL.



H_H : Es la altura entre el LLL y NLL.

H_S : Es la altura entre el NLL y el HLL.

H_{LIN} : Es la altura entre el HLL y el centro de la cañería de alimentación del equipo.

H_D : Es la distancia vertical para lograr la separación secundaria y va desde la boca de ingreso de producto a la cara inferior del desnebulizador.

L: Es la altura mínima de la parte cilíndrica del equipo requerida para el proceso. Es la suma de todas las alturas parciales enumeradas anteriormente más 7" (178mm) para contemplar el espacio de montaje del desnebulizador.

H_{LL} depende de la necesidad del siguiente equipo que se alimenta con el líquido. Al ser una bomba, se tiene que garantizar que la misma no entre en cavitación. De la práctica industrial, esta altura no suele ser menor a 300mm. Se tomará este valor y en caso de cavitación de la bomba, se ampliará el diámetro de succión de la misma sin afectar este valor.

H_D se toma el mayor valor de $36" + 1/2 \cdot \phi_{BOCA DE ENTRADA}$ ó $48"$. A su vez el Diámetro de la boca de entrada o alimentación se toma igual al diámetro interior de la línea SC-002, esto es aproximadamente 202mm. Entonces H_D va a ser el mayor de los siguientes resultados

$$36" \cdot 25,4 + 1/2 \cdot 202 \cong 1015mm$$

$$48" \cdot 25,4 \cong 1219mm \checkmark$$

H_{LIN} se toma el mayor valor de $12" + 1/2 \cdot \phi_{BOCA DE ENTRADA}$ ó $18"$. Entonces H_{LIN} va a ser el mayor de los siguientes resultados

$$12" \cdot 25,4 + 1/2 \cdot 202 \cong 406mm$$

$$18" \cdot 25,4 \cong 457mm \checkmark$$

H_H y H_S se diseñan con el objeto de tener flexibilidad ante variaciones de caudal en la entrada del equipo. Valores elevados trae aparejado costos elevados, mientras que valores bajos o sub dimensionados le resta flexibilidad al proceso.

El valor de H_H depende del tiempo de reacción del sistema de control ante la anulación de la alimentación, o sea, el tiempo de respuesta del transductor, PLC y actuador para impedir que el nivel llegue desde NLL al LLL ante un cese de alimentación instantáneo estando el sistema en un estado normal de operación. Para control de nivel modulante y tipo de control PID es común tener respuestas del orden del 1 minuto. O sea a máximo caudal de condensado, y brusca detención de la alimentación, el sistema tiene que reaccionar, cerrar la válvula de control totalmente en un minuto. Por lo tanto:



$$H_H = \frac{Q_{L\ MAX} \cdot 60 \cdot t}{S_{SEPARADOR}} = \frac{Q_{L\ MAX} \cdot 60 \cdot t}{\pi \cdot \phi_{SEPARADOR}^2} = \frac{0,0031\left(\frac{m^3}{s}\right) \cdot 60(s/min) \cdot 1(min)}{\pi \cdot 0,95^2(m^2)} = 0,263m$$

De igual manera, el H_S se determina por el tiempo de reacción del sistema de control ante una brusca variación en el sistema de extracción de líquido en el equipo. Es normal encontrarse con tiempos de 1 minuto para el sistema de control centralizado por PLC con lazos de control PID. Razón por la cual el valor de H_S es igual en este caso al H_H e igual a 0,263m.

Sumando todos los términos se tiene una altura mínima del equipo de

$$L = 300 + 263 + 263 + 457 + 1219 + 178 = 2680mm$$

Se adopta

$$L_{ADOPTADO} = 2700mm$$

A su vez, la relación óptima de altura sobre diámetro en estos equipos es tres, o sea:

$$\frac{L}{\phi_{SEPARADOR}} = 3$$

Admitiéndose valores entre 2,5 a 5.

En este caso la relación da

$$\frac{L_{ADOPTADO}}{\phi_{SEPARADOR}} = \frac{2700}{950} = 2,84$$

Muy cercano al valor óptimo, razón por la cual las dimensiones adoptadas se consideran correctas.

Así, la altura de la boca de entrada al equipo desde el comienzo inferior de la parte cilíndrica es de 1283mm.

2.12.4 Conexiones del equipo

N_{01} : Entrada de condensado. La misma será del mismo diámetro de la cañería de alimentación. El tipo de conexión será bridada con bridas ANSI B16.9, NPS 8 S-150. La altura será la indicada anteriormente 1283mm en la posición más adecuada para el montaje en planta de la línea SC-002.

N_{02} : Salida de condensado saturado. El diámetro de la misma se diseña para prevenir posibles cavitaciones en la succión de la bomba instalada en dicha línea. Para una instalación de la succión de la bomba en carga, una velocidad máxima de 1 m/s en la conexión es suficiente. Entonces para el máximo caudal de fase líquida se tiene:



$$S_{N2} = \frac{Q_{L\ MAX}}{V_{L\ MAX}} = \frac{0,0310m^3/s}{1m/s} = 0,0310m^2$$

Esta conexión tendrá un rompe vórtice en cruz formado por dos planchuelas soldadas de espesor 3/16" que ocupa una sección aproximada de:

$$S_{RV} = 2 \cdot 3/16" \cdot 25,4 \cdot \phi_{int\ N2} \text{ mm}^2$$

Vinculando las dos ecuaciones anteriores, se puede determinar el diámetro interno mínimo de N₀₂

$$S_{N2} = -9,525 \cdot \phi_{int\ N2} + \frac{\pi}{4} \cdot \phi_{int\ N2}^2 = 31000\text{mm}^2$$

Aplicando la resolvente a la ecuación cuadrática anterior, las raíces que satisfacen dicha ecuación son 204mm y -192mm. Para cañería con dimensiones bajo norma ASME B36.19 SCH 40, el caño con dimensiones similares más cercano es NPS 8". El mismo tiene un diámetro interno de 203mm.

La ubicación de la boca será en la parte inferior del equipo, centrada con su eje de longitud suficiente para poder operarla pero teniendo presente la posición de succión de la bomba. La conexión para la succión de la bomba.

N₀₃: Salida vapor saturado: La misma será bridada con NPS igual a la línea LS-004. Se ubicará en la parte superior del equipo en forma vertical y estará centrada con respecto al eje del equipo.

N₀₄: Toma de referencia superior del transmisor de nivel. Se ubica a una altura de 820 mm que es la suma redondeada al centímetro de H_{LL} + H_S + H_H. Para ello se suelda una media cupla de S3000 ½ NPT, ASME B16.11.

N₀₅: Toma de referencia inferior del transmisor de nivel. Se ubica a una altura de 300 mm que es el valor de H_{LL}. Para ello se suelda una media cupla de S3000 ½ NPT, ASME B16.11.

N₀₆: Conexión superior del nivel visual. Media cupla S3000 - ½ NPT, ASME B16.11.

N₀₇: Conexión inferior del nivel visual. Media cupla S3000 - ½ NPT, ASME B16.11.

N₀₈: Conexión del switch de máximo nivel: Se lo monta a 250mm por encima del HLL, o sea a 1070mm desde el comienzo de la base cilíndrica del tanque, en una posición diametral opuesta de la alimentación al equipo, para evitar salpicaduras que pudieran dar un falso positivo. Este switch de nivel alto se lo coloca para proteger al sistema que se encuentra aguas arriba del separador de fases, ante una falla transitoria en el sistema de bombeo o en el



sistema de control de nivel del equipo. Además, el fabricante del secador exige montar un switch de nivel alto con el objeto de dar la orden de poner en Stand By al proceso de secado y por ende, parar la producción hasta que estén dadas las condiciones. La conexión será bridada de NPS 2" S150 SORF.

N₀₉: Boca de inspección. Se instalará una boca de inspección de diámetro mínimo Ø600mm con objeto de poder realizar las soldaduras interiores al equipo y montar los elementos que lo componen, también para realizar el mantenimiento y/o limpieza interna al equipo y/o demister.

N₁₀: Conexión para válvula de seguridad o válvula de alivio: En el techo del equipo se dejará previsto una conexión bridada SORF NPS 1,5 – S300 para el montaje de una válvula de seguridad.

N₁₁: En el fondo del tanque se instala una conexión para purga general. La misma se realizará en caño NPS 1" SCH 40 con brida SORF S150, de igual NPS.-

V₀₁: Visor de interface: A pedido del cliente se montará un visor de vidrio ubicado en nivel NLL para observar la interface de vapor-liquido en operación normal.

Componentes adicionales del equipo

Patatas: El equipo dispondrá de tres patas para el montaje en planta. La altura dependerá de la posición de la succión de la boca. Se diseñará con perfiles laminados en caliente con sección cerrada, preferentemente caño o tubo redondo.

Rompe vórtices: Como ya se dijo anteriormente, la salida de líquido dispondrá de un rompe vórtices en forma de cruz.

Piso interior de mantenimiento: Para realizar la inspección interior al equipo es necesario disponer de un piso seguro donde el operario pueda desempeñarse cómodamente disminuyendo la probabilidad de caídas. Por ende se fabricará un piso interior a una distancia de no más de 600mm del B.O.P. (Bottom Off Pipe) de la boca de inspección.

Base y techo: Tanto la base como el techo del equipo (extremos) serán normalizados del tipo toriesférico.

Elementos de izaje: Se dispondrá de dos cáncamos, debidamente calculados para el izaje y transporte del equipo, ya sea dentro del taller de fabricación como en el lugar del montaje final en planta.

2.13 Aislación térmica

La aislación térmica de las líneas y del equipo se diseñará siguiendo el siguiente criterio:



Método VAN o método económico para las líneas y el equipo separador de fases TK-100.

El método VAN se aplicará en condiciones nominales de operación de la máquina, temperatura ambiente media anual de 20°C y vientos de 20 km/hs.

Las cañerías se aislarán con medias cañas premoldeadas de lana mineral de roca, de densidad de 120 kg/m³. La misma posee un coeficiente de conductividad térmica de 0,036 W/mK.

El equipo se aislará con mantas de lana mineral de roca, de densidad de 120 kg/m³. La misma posee un coeficiente de conductividad térmica de 0,036 W/mK.

El recubrimiento de la aislación, ya sea de cañerías y del equipo se realiza en chapa de acero inoxidable ferrítico AISI 430 laminada en frío terminación brillante tipo BA de 0,6 mm espesor.

El cálculo térmico se realiza despreciando el coeficiente de convección del fluido que circula por el interior de la cañería, pero teniendo presente la convección y radiación exterior.

Determinar exactamente los valores de convección externa escapa al alcance de este documento, razón por la cual se utilizan valores aceptables para la práctica industrial obtenidos del Manual de aislamiento en la industria de ISOVER.

2.13.1 Cálculo térmico

Los coeficientes de convección, radiación y conducción para los materiales indicados se estiman a continuación:

Coeficiente de convección externo

Para superficies cilíndricas verticales u horizontales, expuestas a corrientes de aire, viene dado por el tipo de régimen de flujo, o sea, flujo laminar o flujo turbulento.

$$h_{conv} \cong \frac{0,0081}{D} + 3,14 \sqrt{\frac{v}{D}} \text{ para flujo laminar; o sea: } v \cdot D \leq 0,00855 \frac{m^2}{s}$$

$$h_{conv} \cong 8,9 \frac{v^{0,9}}{D^{0,1}} \text{ para flujo turbulento; o sea: } v \cdot D > 0,00855 \frac{m^2}{s}$$

Donde v es la velocidad del aire y D es el diámetro exterior de la cañería, incluido el espesor de aislación. Se toma una velocidad promedio para la zona de 5,5m/s, equivalente a 20 km/hs.

Coeficiente de radiación externo

El coeficiente de radiación viene dado por la siguiente ecuación

$$h_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma (T_{SUP} - T_{AMB}) \cdot (T_{SUP}^2 + T_{AMB}^2)$$



Dónde:

ϵ es el coeficiente de emisión de la superficie radiante y depende de muchos factores, tipo de superficie, factores de forma, etc. Se adopta para superficies de acero nuevas y brillantes como lo es el acero inoxidable AISI 304, terminación brillante 0,05, para rangos de temperaturas de superficie entre a los 0-50 °C.

σ es la constante de Stefan Boltzman y vale $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$

T_{SUP} es la temperatura absoluta de la superficie en estudio.

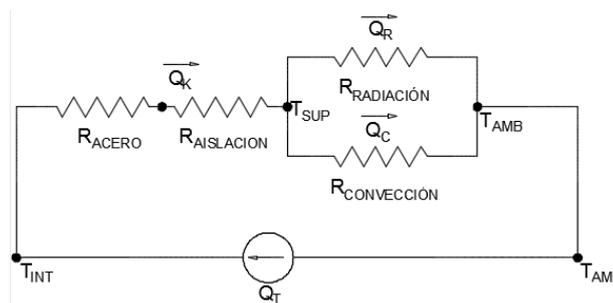
T_{AMB} es la temperatura ambiente en torno a la superficie.

2.13.2 Coeficiente de conducción térmica

El coeficiente de conducción térmica del acero se considera $k_{\text{acero}} = 58 \text{ W/mK}$ y el coeficiente de conducción térmica de la aislación $k_{\text{aislacion}} = 0,036 \text{ W/mK}$.

La resistencia térmica por conducción de la chapa exterior de aislación se la desprecia.

El circuito térmico equivalente se muestra a continuación



Donde, la fuente de calor total Q_T provoca una diferencia de temperatura entre la temperatura del fluido T_{INT} con la temperatura ambiente T_{AMB} . El calor Q_K es el que atraviesa las superficies del acero y de la aislación, Q_K es igual a Q_T . T_{SUP} es la temperatura superficial de la chapa de la aislación, Q_R y Q_C son las cantidades de calor que se transfiere por radiación y por convección respectivamente.

Las resistencias térmicas vienen dadas por las siguientes ecuaciones

$$R_{\text{ACERO}} = \frac{\ln(r_{\text{ext}}/r_{\text{int}})}{2\pi \cdot k_{\text{ACERO}} \cdot L} \quad R_{\text{AISSLACION}} = \frac{\ln(r_{\text{ext aislacion}}/r_{\text{int aislacion}})}{2\pi \cdot k_{\text{AISSLACION}} \cdot L}$$

$$R_{\text{RADIACION}} = \frac{1}{2\pi \cdot r_{\text{ext aislacion}} \cdot h_{\text{RAD}} \cdot L} \quad R_{\text{CONVECCION}} = \frac{1}{2\pi \cdot r_{\text{ext aislacion}} \cdot h_{\text{CONV}} \cdot L}$$



En una planilla de Excel se varía la temperatura de la superficie T_{SUP} de la aislación, en K para todo número real positivo de manera tal de forzar a 1 la ecuación siguiente

$$\frac{Q_K}{Q_C + Q_R} = 1$$

2.13.3 Costo actual de la instalación

El costo total actual de la instalación se lo puede expresar como la suma de dos sumandos, el primero el costo de la inversión, que a su vez está compuesto por un costo fijo o de mano de obra y otro que depende del espesor elegido. El segundo sumando es el costo actual por pérdidas de energía a lo largo del horizonte del proyecto.

El horizonte de proyecto o vida útil mínima se considera 10 años, trabajando el sistema 24 hs diarias durante 355 días al año (Se reservan 10 días anuales para mantenimiento o paradas de planta).

El coeficiente del valor actual neto de la energía perdida se calcula de la siguiente manera

$$COEF.VAN = \frac{t(t^n - 1)}{t - 1}$$

Siendo t la tasa del valor actual neto. Esta se calcula de la siguiente manera

$$t = \frac{1 + 1,01 \cdot b}{1 + 1,01 \cdot r}$$

Siendo b el interés del aumento esperado del aumento anual del costo de la energía térmica del cliente y r la tasa de actualización neta (diferencia entre el costo de oportunidad, descontado todo tipo de impuestos y la inflación del dinero que se toma como base para el cálculo).

Todas las tasas y los cálculos económicos se realizan en dólares americanos USD. A continuación se realiza el cálculo para cada uno de los casos.



2.13.4 Selección económica del espesor de la aislación de la línea LS-004

A continuación se representa el cálculo de la aislación para la línea LS-004 que transporta vapor saturado. Se hace el cálculo térmico por unidad de longitud para tres espesores de aislación 25mm, 50mm y 75mm y se compara el costo actual total al final.

DESCRIPCIÓN	CÁLCULO EN FUNCIÓN DE ESPESORES		
Espesor aislación (mm)	25,00	50,00	75,00
Radio interior caño (m)	0,0512	0,0512	0,0512
Radio exterior caño (m)	0,0572	0,0572	0,0572
Radio exterior aislación (m)	0,082	0,107	0,132
T _{AMB} (K)	293,00	293,00	293,00
T _{INT} (K)	384,40	384,40	384,40
T _{ACERO-AISLACION} (K)	384,38	384,39	384,39
T _{SUP} (K)	295,17	294,00	293,62
k _{ACERO} (W/mK)	58,00	58,00	58,00
k _{AISLACION} (W/mK)	0,036	0,036	0,036
v _{AIRE} (m/s)	5,500	5,500	5,500
v _{AIRE} x D (m ² /s)	0,45	0,59	0,73
Tipo flujo	Turbulento	Turbulento	Turbulento
h _{CONVECCIÓN} (W/m ² K)	49,45	48,15	47,15
Coefficiente emisión ε	0,05	0,05	0,05
h _{RADIACION} (W/m ² K)	0,29	0,29	0,29
Longitud caño =L (m)	1,00	1,00	1,00
Rk (R _{ACERO} + R _{AISLACION}) (K/W)	1,60	2,78	3,71
R _{CONVECCION} (K/W)	0,0392	0,0308	0,0255
R _{RADIACION} (K/W)	6,7171	5,1808	4,2088
Q _K (W)	55,61	32,53	24,49
Q _{CONVECCIÓN} (W)	55,29	32,33	24,35
Q _{RADIACION} (W)	0,32	0,19	0,15
Q _K / (Q _{CONVECCIÓN} + Q _{RADIACION})	1,0000	1,0001	1,0000

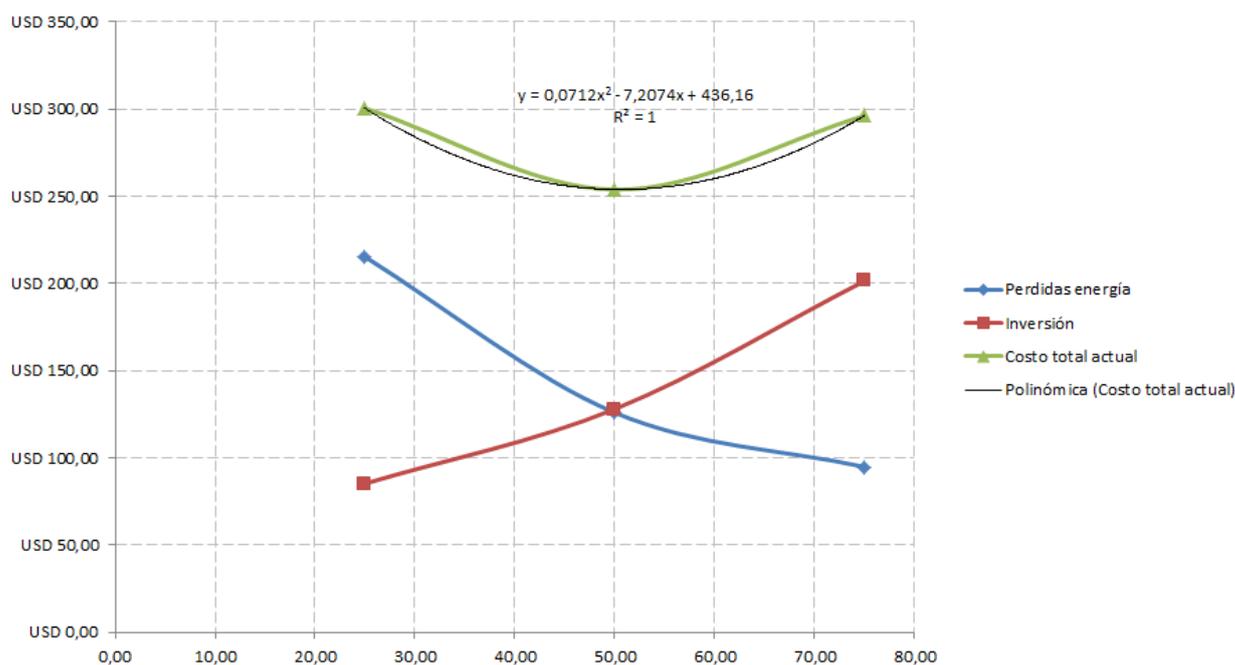
El cálculo económico de la línea LS-004 se resume a continuación

DESCRIPCIÓN	CALCULOS EN FUNCIÓN ESPESOR AISLACIÓN		
Tasa cambio ARS/USD	14		
Espesor aislamiento (mm)	25,00	50,00	75,00
Costo energía (USD/Kw hs)	USD 0,04541	USD 0,04541	USD 0,04541
Costo Mano de Obra (USD/m)	USD 21,43	USD 21,43	USD 21,43
Costo Materiales (USD/m)	USD 63,78	USD 106,51	USD 180,00
Costo inversión (USD/m)	USD 85,21	USD 127,94	USD 201,43
Z: Tiempo funcionamiento (hs/año)	8520	8520	8520
Horizonte inversión (años)	10	10	10



Incremento en costo energía anual: b	1,45%	1,45%	1,45%
Costo oportunidad % USD	1,50%	1,50%	1,50%
Inflación anual % USD	1%	1%	1%
Tasa $(1+0,01 b)/(1+0,01 x r)$	1,000094923	1,000094923	1,000094923
Coef. VAN:	10,00522224	10,00522224	10,00522224
Perdidas de energía (kW/m)	0,06	0,03	0,02
Perdidas de energía anual (USD/m año)	USD 21,51	USD 12,58	USD 9,48
Valor actual de las pérdidas de energía (USD/m)	USD 215,26	USD 125,91	USD 94,80
Inversión (USD)	USD 85,21	USD 127,94	USD 201,43
Costo total unitario (USD/m)	USD 300,46	USD 253,85	USD 296,24
Longitud de cañería (m)	35	35	35
Costo total Inversión USD (m)	USD 2.982,26	USD 4.477,88	USD 7.050,11
Valor actual de las pérdidas de energía total (USD)	USD 7.533,95	USD 4.406,74	USD 3.318,12
Costo total USD	USD 10.516,21	USD 8.884,62	USD 10.368,23

A continuación se grafica en un sistema de ejes cartesianos en la abscisas el espesor y en ordenadas se superponen el costo de la inversión, el costo actual de pérdidas de energía y el costo total unitario. También se indica la ecuación de tendencia del costo total con residuo al cuadrado igual a uno para una función polinómica de grado dos.



Derivando la ecuación polinómica respecto del espesor e igualando a cero, el espesor económico óptimo es:

$$\frac{d C.T.}{d e} = 0 = 2 \cdot 0,0712 \cdot e - 7,2074 \therefore e_{optimo} = \frac{7,2074}{2 \cdot 0,0712} = 50,61 \cong 50mm$$



El costo total actualizado de energía para un horizonte de 10 años figura en la tabla anterior y es USD 4.406,74 para una longitud aproximada de 35m de la línea.

2.13.5 Selección económica del espesor de la aislación del equipo TK-100

Se aplica el mismo criterio de diseño que la línea LS-004, o sea, el método VAN.

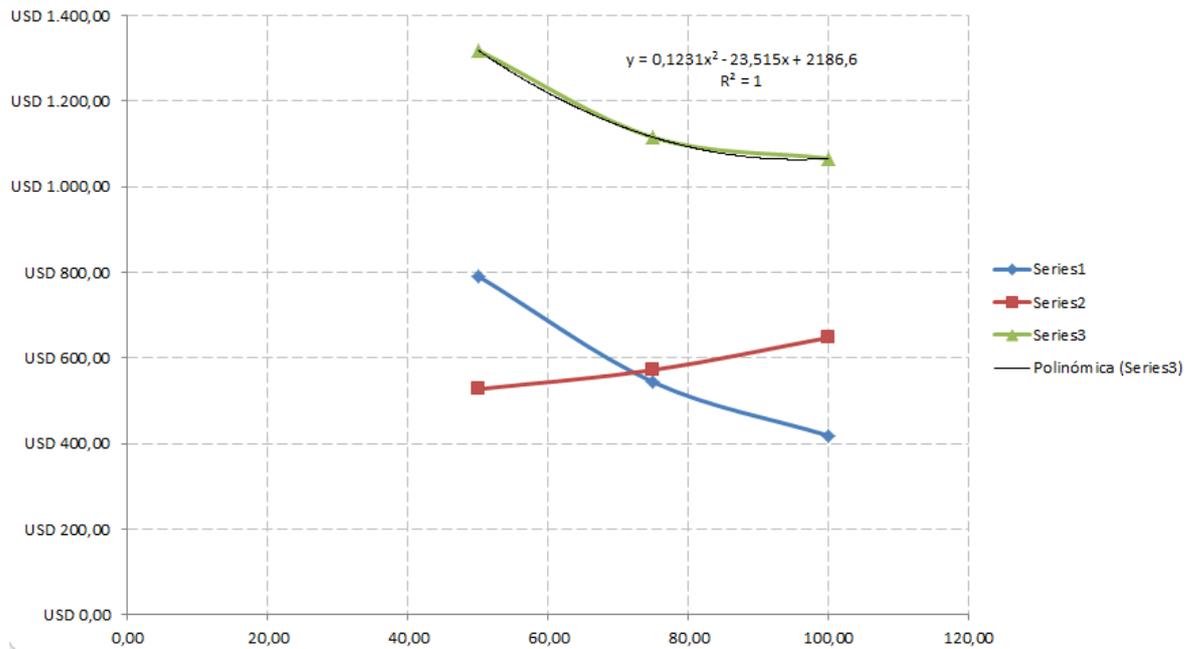
Basándose en las mismas ecuaciones térmicas que gobiernan en la línea LS-004, se resume en la siguiente tabla el cálculo térmico para espesores de aislación 50, 75 y 100mm y longitud unitaria de equipo. Se supone luego una altura del equipo de 3 m para contemplar las pérdidas energéticas de las superficies de los casquetes.

DESCRIPCIÓN			
Espesor aislación (mm)	50,00	75,00	100,00
Radio interior tanque (m)	0,4750	0,4750	0,4750
Radio exterior tanque (m)	0,4782	0,4782	0,4782
Radio exterior aislación (m)	0,528	0,553	0,578
T_{AMB} (K)	293,00	293,00	293,00
T_{INT} (K)	384,40	384,40	384,40
$T_{ACERO-AISLACION}$ (K)	384,40	384,40	384,40
T_{SUP} (K)	294,49	293,98	293,73
k_{ACERO} (W/mK)	58,00	58,00	58,00
$k_{AISLACION}$ (W/mK)	0,036	0,036	0,036
v_{AIRE} (m/s)	5,500	5,500	5,500
$v_{AIRE} \times D$ (m ² /s)	2,91	3,04	3,18
Tipo flujo	Turbulento	Turbulento	Turbulento
$h_{CONVECCIÓN}$ (W/m ² K)	41,05	40,86	40,68
Coefficiente emisión ϵ	0,05	0,05	0,05
$h_{RADIACION}$ (W/m ² K)	0,29	0,29	0,29
Altura equipo=L (m)	1,00	1,00	1,00
R_k ($R_{ACERO} + R_{AISLACION}$) (K/W)	0,44	0,64	0,84
$R_{CONVECCION}$ (K/W)	0,0073	0,0070	0,0068
$R_{RADIACION}$ (K/W)	1,0483	1,0036	0,9614
Q_k (W)	204,49	140,38	108,01
$Q_{CONVECCION}$ (W)	203,08	139,39	107,25
$Q_{RADIACION}$ (W)	1,42	0,98	0,75
$Q_k / (Q_{CONVECCION} + Q_{RADIACION})$	1,0000	1,0000	1,0000



<i>DESCRIPCIÓN</i>	<i>CALCULOS EN FUNCIÓN DEL ESPESOR DE LA AISLACIÓN</i>		
Tasa cambio ARS/USD	14		
Espesor aislamiento (mm)	50,00	75,00	100,00
Costo energía (USD/Kw hs)	USD 0,04541	USD 0,04541	USD 0,04541
Costo Mano de Obra (USD/m)	USD 265,00	USD 265,00	USD 265,00
Costo Materiales (USD/m)	USD 262,01	USD 306,88	USD 382,69
Costo inversión (USD/m)	USD 527,01	USD 571,88	USD 647,69
Z: Tiempo funcionamiento (hs/año)	8520	8520	8520
Horizonte inversión (años)	10	10	10
Incremento en costo energía anual: b	1,45%	1,45%	1,45%
Costo oportunidad % USD	1,50%	1,50%	1,50%
Inflación anual % USD	1%	1%	1%
Tasa $(1+0,01 b)/(1+0,01 \times r)$	1,000094923	1,000094923	1,000094923
Coef. VAN:	10,005222224	10,005222224	10,005222224
Perdidas de energía (kW/m)	0,20	0,14	0,11
Perdidas de energía anual (USD/m año)	USD 79,11	USD 54,31	USD 41,78
Valor actual de las pérdidas de energía (USD/m)	USD 791,51	USD 543,34	USD 418,05
Inversión (USD)	USD 527,01	USD 571,88	USD 647,69
Costo total unitario (USD/m)	USD 1.318,52	USD 1.115,21	USD 1.065,74
Altura del equipo (m)	3	3	3
Costo total Inversión USD (m)	USD 1.581,02	USD 1.715,63	USD 1.943,08
Valor actual de las pérdidas de energía total (USD)	USD 2.374,53	USD 1.630,01	USD 1.254,15
Costo total USD	USD 3.955,55	USD 3.345,64	USD 3.197,23

A continuación se grafica en un sistema de ejes cartesianos en la abscisas el espesor y en ordenadas se superponen el costo de la inversión, el costo actual de pérdidas de energía y el costo total unitario. También se indica la ecuación de tendencia del costo total con residuo al cuadrado igual a uno para una función polinómica de grado dos.



Derivando la ecuación polinómica respecto del espesor e igualando a cero, el espesor económico óptimo es:

$$\frac{d C.T.}{d e} = 0 = 2 \cdot 0,1231 \cdot e - 23,515 \therefore e_{optimo} = \frac{23515}{2 \cdot 01231} = 95,51 \cong 100mm$$

El costo total actualizado de energía para un horizonte de 10 años figura en la tabla anterior y es USD 3.197,23 para el equipo.

2.13.6 Selección económica del espesor de aislación de la línea SC-002

Esta línea se diseña bajo el método VAN en condiciones nominales de funcionamiento pero luego se verifica que la pérdida de calor a través de las paredes de la cañería no supere los 63 kW/m², para la condición de temperatura ambiente mínima, puesto que el cálculo hidráulico se considera válido para procesos isotérmicos o con pérdidas de calor menor o igual a la cantidad indicada anteriormente.

La condición más desfavorable para la zona son los días de invierno donde la temperatura ambiente media es de 0°C con vientos de 20 km/hs. En la siguiente tabla se resume el cálculo térmico para un espesor de aislación adoptado de 50mm. El procedimiento es igual que en los casos anteriores pero con los datos dimensionales de la cañería de NPS 8 SCH 40.

DESCRIPCIÓN	CÁLCULO EN FUNCIÓN DE ESPESORES		
Espesor aislación (mm)	25,00	50,00	75,00
Radio interior tanque (m)	0,1015	0,1015	0,1015



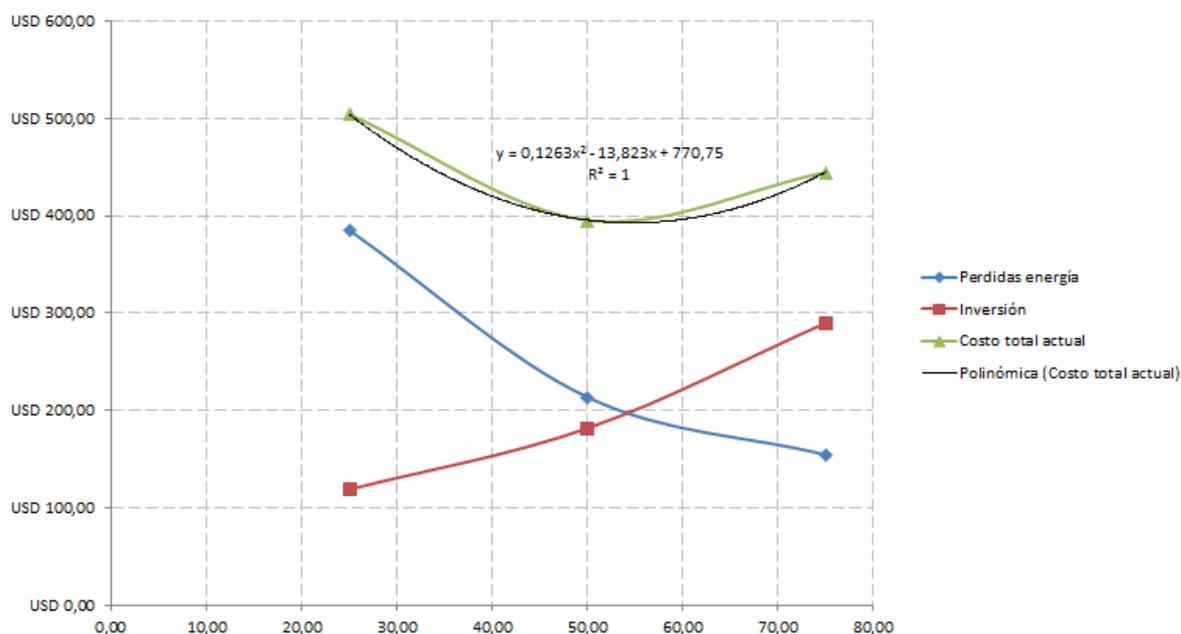
Radio exterior tanque (m)	0,1095	0,1095	0,1095
Radio exterior aislación (m)	0,135	0,160	0,185
T_{AMB} (K)	293,00	293,00	293,00
T_{INT} (K)	386,00	386,00	386,00
$T_{ACERO-AISLACION}$ (K)	385,98	385,99	385,99
T_{SUP} (K)	295,49	294,18	293,75
k_{ACERO} (W/mK)	58,00	58,00	58,00
$k_{AISLACION}$ (W/mK)	0,036	0,036	0,036
v_{AIRE} (m/s)	5,500	5,500	5,500
$v_{AIRE} \times D$ (m ² /s)	0,74	0,88	1,01
Tipo flujo	Turbulento	Turbulento	Turbulento
$h_{CONVECCIÓN}$ (W/m ² K)	47,07	46,27	45,61
Coefficiente emisión ϵ	0,05	0,05	0,05
$h_{RADIACION}$ (W/m ² K)	0,29	0,29	0,29
Longitud cañería=L (m)	1,00	1,00	1,00
Rk ($R_{ACERO} + R_{AISLACION}$) (K/W)	0,91	1,66	2,31
$R_{CONVECCION}$ (K/W)	0,0251	0,0216	0,0189
$R_{RADIACION}$ (K/W)	4,0960	3,4771	3,0126
Q_k (W)	99,54	55,21	39,99
$Q_{CONVECCIÓN}$ (W)	98,93	54,84	39,75
$Q_{RADIACION}$ (W)	0,61	0,34	0,25
$Q_k / (Q_{CONVECCIÓN} + Q_{RADIACION})$	1,0000	1,0005	0,9999

DESCRIPCIÓN	CALCULOS EN FUNCIÓN DEL ESPESOR DE LA AISLACIÓN		
Tasa cambio ARS/USD	14		
Espesor aislamiento (mm)	25,00	50,00	75,00
Costo energía (USD/Kw hs)	USD 0,04541	USD 0,04541	USD 0,04541
Costo Mano de Obra (USD/m)	USD 25,00	USD 25,00	USD 25,00
Costo Materiales (USD/m)	USD 93,88	USD 156,79	USD 264,97
Costo inversión (USD/m)	USD 118,88	USD 181,79	USD 289,97
Z: Tiempo funcionamiento (hs/año)	8520	8520	8520
Horizonte inversión (años)	10	10	10
Incremento en costo energía anual: b	1,45%	1,45%	1,45%
Costo oportunidad % USD	1,50%	1,50%	1,50%
Inflación anual % USD	1%	1%	1%



Tasa $(1+0,01 b)/(1+0,01 x r)$	1,000094923	1,000094923	1,000094923
Coef. VAN:	10,00522224	10,00522224	10,00522224
Perdidas de energía (kW/m)	0,10	0,06	0,04
Perdidas de energía anual (USD/m año)	USD 38,51	USD 21,36	USD 15,47
Valor actual de las pérdidas de energía (USD/m)	USD 385,27	USD 213,70	USD 154,79
Inversión (USD)	USD 118,88	USD 181,79	USD 289,97
Costo total unitario (USD/m)	USD 504,15	USD 395,48	USD 444,75
Longitud de cañería (m)	4	4	4
Costo total Inversión USD (m)	USD 475,53	USD 727,14	USD 1.159,87
Valor actual de las pérdidas de energía total (USD)	USD 1.541,06	USD 854,79	USD 619,15
Costo total USD	USD 2.016,60	USD 1.581,94	USD 1.779,02

A continuación se grafica en un sistema de ejes cartesianos en la abscisas el espesor y en ordenadas se superponen el costo de la inversión, el costo actual de pérdidas de energía y el costo total unitario. También se indica la ecuación de tendencia del costo total con residuo al cuadrado igual a uno para una función polinómica de grado dos.



Derivando la ecuación polinómica respecto del espesor e igualando a cero, el espesor económico óptimo es:

$$\frac{d C.T.}{d e} = 0 = 2 \cdot 0,1263 \cdot e - 13,823 \therefore e_{optimo} = \frac{13,823}{2 \cdot 0,1263} = 54,7 \cong 50mm$$

El costo total actualizado de energía para un horizonte de 10 años figura en la tabla anterior y es USD 1.581,94 para la totalidad de la cañería.



Verificación para la peor condición de temperatura.

DESCRIPCIÓN	
Espesor aislación (mm)	50,00
Radio interior caño (m)	0,1015
Radio exterior caño (m)	0,1095
Radio exterior aislación (m)	0,160
$T_{AMB\ MINIMA}$ (K)	273,00
T_{INT} (K)	386,00
$T_{ACERO-AISLACION}$ (K)	385,99
T_{SUP} (K)	274,44
k_{ACERO} (W/mK)	58,00
$k_{AISLACION}$ (W/mK)	0,036
v_{AIRE} (m/s)	5,500
$v_{AIRE} \times D$ (m ² /s)	0,88
Tipo flujo	Turbulento
$h_{CONVECCION}$ (W/m ² K)	46,27
Coefficiente emisión ϵ	0,05
$h_{RADIACION}$ (W/m ² K)	0,23
Longitud cañería = L (m)	1,00
Rk ($R_{ACERO} + R_{AISLACION}$) (K/W)	1,66
$R_{CONVECCION}$ (K/W)	0,0216
$R_{RADIACION}$ (K/W)	4,2907
Q_k (W)	67,08
$Q_{CONVECCION}$ (W)	66,70
$Q_{RADIACION}$ (W)	0,34
$Q_k / (Q_{CONVECCION} + Q_{RADIACION})$	1,0007
Q_k/S (kW/m ²)	0,10

Como se observa, el calor por unidad de superficie es menor a 63 kW/m²

2.13.7 Selección económica del espesor de la aislación de la línea SC-001

Se aplica el mismo método que para las líneas anteriores. Se hace el cálculo térmico para tres espesores de aislación 25mm, 50mm y 75mm y se compara el costo actual total al final.



DESCRIPCIÓN	CÁLCULO EN FUNCIÓN DE ESPESORES		
Espesor aislación (mm)	25,00	50,00	75,00
Radio interior caño (m)	0,0390	0,0390	0,0390
Radio exterior caño (m)	0,0445	0,0445	0,0445
Radio exterior aislación (m)	0,069	0,094	0,119
T _{AMB} (K)	293,00	293,00	293,00
T _{INT} (K)	386,00	386,00	386,00
T _{ACERO-AISLACION} (K)	385,98	385,99	385,99
T _{SUP} (K)	295,09	293,95	293,59
k _{ACERO} (W/mK)	58,00	58,00	58,00
k _{AISLACION} (W/mK)	0,036	0,036	0,036
v _{AIRE} (m/s)	5,500	5,500	5,500
v _{AIRE} x D (m ² /s)	0,38	0,52	0,66
Tipo flujo	Turbulento	Turbulento	Turbulento
h _{CONVECCIÓN} (W/m ² K)	50,29	48,76	47,63
Coefficiente emisión ε	0,05	0,05	0,05
h _{RADIACION} (W/m ² K)	0,29	0,29	0,29
Longitud caño =L (m)	1,00	1,00	1,00
Rk (R _{ACERO} + R _{AISLACION}) (K/W)	1,97	3,33	4,37
R _{CONVECCION} (K/W)	0,0456	0,0346	0,0280
R _{RADIACION} (K/W)	7,9486	5,8788	4,6571
Q _K (W)	46,07	27,62	21,14
Q _{CONVECCIÓN} (W)	45,82	27,48	21,02
Q _{RADIACION} (W)	0,26	0,16	0,13
Q _K / (Q _{CONVECCIÓN} + Q _{RADIACION})	0,9997	0,9994	0,9999

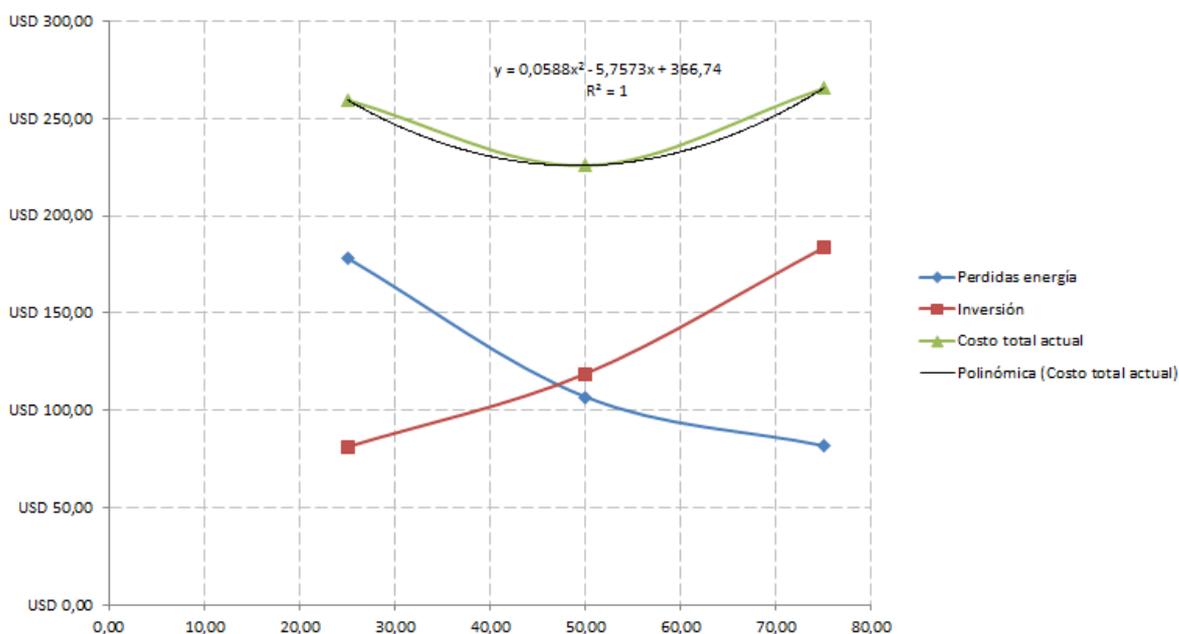
El cálculo económico de la línea CS-001 se resume a continuación

DESCRIPCIÓN	CALCULOS EN FUNCIÓN ESPESOR AISLACIÓN		
Tasa cambio ARS/USD	14		
Espesor aislamiento (mm)	25,00	50,00	75,00
Costo energía (USD/Kw hs)	USD 0,04541	USD 0,04541	USD 0,04541
Costo Mano de Obra (USD/m)	USD 25,00	USD 25,00	USD 25,00
Costo Materiales (USD/m)	USD 56,20	USD 93,86	USD 158,62
Costo inversión (USD/m)	USD 81,20	USD 118,86	USD 183,62
Z: Tiempo funcionamiento (hs/año)	8520	8520	8520
Horizonte inversión (años)	10	10	10



Incremento en costo energía anual: b	1,45%	1,45%	1,45%
Costo oportunidad % USD	1,50%	1,50%	1,50%
Inflación anual % USD	1%	1%	1%
Tasa $(1+0,01 b)/(1+0,01 \times r)$	1,000094923	1,000094923	1,000094923
Coef. VAN:	10,005222224	10,005222224	10,005222224
Perdidas de energía (kW/m)	0,05	0,03	0,02
Perdidas de energía anual (USD/m año)	USD 17,82	USD 10,69	USD 8,18
Valor actual de las pérdidas de energía (USD/m)	USD 178,33	USD 106,91	USD 81,84
Inversión (USD)	USD 81,20	USD 118,86	USD 183,62
Costo total unitario (USD/m)	USD 259,53	USD 225,77	USD 265,46
Longitud de cañería (m)	10	10	10
Costo total Inversión USD (m)	USD 812,02	USD 1.188,57	USD 1.836,19
Valor actual de las pérdidas de energía total (USD)	USD 1.783,31	USD 1.069,14	USD 818,38
Costo total USD	USD 2.595,32	USD 2.257,71	USD 2.654,57

A continuación se grafica en un sistema de ejes cartesianos en la abscisas el espesor y en ordenadas se superponen el costo de la inversión, el costo actual de pérdidas de energía y el costo total unitario. También se indica la ecuación de tendencia del costo total con residuo al cuadrado igual a uno para una función polinómica de grado dos.



Derivando la ecuación polinómica respecto del espesor e igualando a cero, el espesor económico óptimo es:

$$\frac{d C.T.}{d e} = 0 = 2 \cdot 0,0588 \cdot e - 5,7573 \therefore e_{optimo} = \frac{5,7573}{2 \cdot 0,0588} = 48,95 \cong 50mm$$



El costo total actualizado de energía para un horizonte de 10 años figura en la tabla anterior y es USD 2.257,71 para la totalidad de la cañería.

2.13.8 Selección económica de las líneas de retorno de condensado

Se repite el procedimiento pero el costo de energía de condensado es mucho menor que la de vapor. Para el caudal nominal, presión de condensado 3 bar a saturado que pasa por un intercambiador de placas y sale a una temperatura de 60 °C, representa un ahorro de aproximadamente USD 0,01 (Un centavo dólar cada kW-hs de energía térmica).

Se hace el cálculo térmico para tres espesores de aislación 25mm, 50mm y 75mm y se compara el costo actual total al final para la succión de la bomba NPS 3” (Compuesta por las líneas PC-03, PC-06 y PC-08) , luego para la descarga hasta el tanque en NPS 2,5”.

DESCRIPCIÓN	CÁLCULO EN FUNCIÓN DE ESPESORES		
Espesor aislación (mm)	25,00	50,00	75,00
Radio interior caño (m)	0,0390	0,0390	0,0390
Radio exterior caño (m)	0,0445	0,0445	0,0445
Radio exterior aislación (m)	0,069	0,094	0,119
T _{AMB} (K)	293,00	293,00	293,00
T _{INT} (K)	386,00	386,00	386,00
T _{ACERO-AISLACION} (K)	385,98	385,99	385,99
T _{SUP} (K)	295,09	293,95	293,59
k _{ACERO} (W/mK)	58,00	58,00	58,00
k _{AISLACION} (W/mK)	0,036	0,036	0,036
v _{AIRE} (m/s)	5,500	5,500	5,500
v _{AIRE} x D (m ² /s)	0,38	0,52	0,66
Tipo flujo	Turbulento	Turbulento	Turbulento
h _{CONVECCIÓN} (W/m ² K)	50,29	48,76	47,63
Coefficiente emisión ε	0,05	0,05	0,05
h _{RADIACION} (W/m ² K)	0,29	0,29	0,29
Longitud caño =L (m)	1,00	1,00	1,00
Rk (R _{ACERO} + R _{AISLACION}) (K/W)	1,97	3,33	4,37
R _{CONVECCION} (K/W)	0,0456	0,0346	0,0280
R _{RADIACIÓN} (K/W)	7,9486	5,8788	4,6571
Q _K (W)	46,07	27,62	21,14
Q _{CONVECCIÓN} (W)	45,82	27,48	21,02

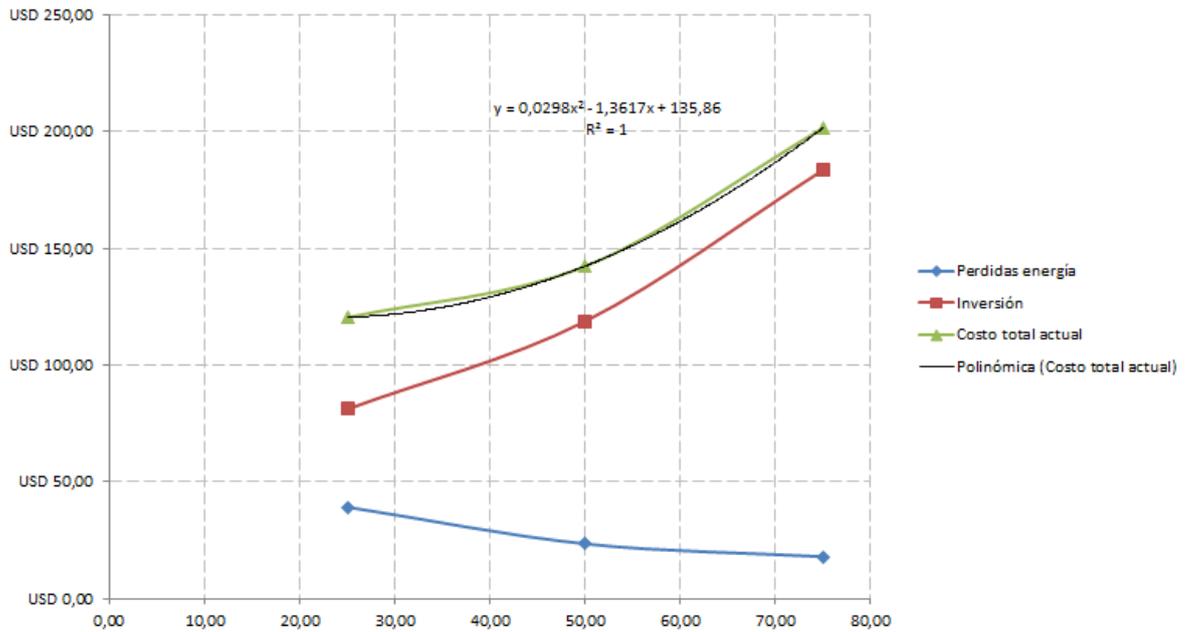


$Q_{\text{RADIACIÓN}} (W)$	0,26	0,16	0,13
$Q_K / (Q_{\text{CONVECCIÓN}} + Q_{\text{RADIACIÓN}})$	0,9997	0,9994	0,9999

El cálculo económico de la línea de succión de la bomba se resume a continuación

<i>DESCRIPCIÓN</i>	<i>CALCULOS EN FUNCIÓN ESPESOR AISLACIÓN</i>		
Tasa cambio ARS/USD	14		
Espesor aislamiento (mm)	25,00	50,00	75,00
Costo energía (USD/Kw hs)	USD 0,01000	USD 0,01000	USD 0,01000
Costo Mano de Obra (USD/m)	USD 25,00	USD 25,00	USD 25,00
Costo Materiales (USD/m)	USD 56,20	USD 93,86	USD 158,62
Costo inversión (USD/m)	USD 81,20	USD 118,86	USD 183,62
Z: Tiempo funcionamiento (hs/año)	8520	8520	8520
Horizonte inversión (años)	10	10	10
Incremento en costo energía anual: b	1,45%	1,45%	1,45%
Costo oportunidad % USD	1,50%	1,50%	1,50%
Inflación anual % USD	1%	1%	1%
Tasa $(1+0,01 b)/(1+0,01 x r)$	1,000094923	1,000094923	1,000094923
Coef. VAN:	10,00522224	10,00522224	10,00522224
Perdidas de energía (kW/m)	0,05	0,03	0,02
Perdidas de energía anual (USD/m año)	USD 3,93	USD 2,35	USD 1,80
Valor actual de las pérdidas de energía (USD/m)	USD 39,28	USD 23,55	USD 18,02
Inversión (USD)	USD 81,20	USD 118,86	USD 183,62
Costo total unitario (USD/m)	USD 120,48	USD 142,40	USD 201,64
Longitud de cañería (m)	4	4	4
Costo total Inversión USD (m)	USD 324,81	USD 475,43	USD 734,47
Valor actual de las pérdidas de energía total (USD)	USD 157,10	USD 94,19	USD 72,10
Costo total USD	USD 481,91	USD 569,61	USD 806,57

A continuación se grafica en un sistema de ejes cartesianos en la abscisas el espesor y en ordenadas se superponen el costo de la inversión, el costo actual de pérdidas de energía y el costo total unitario. También se indica la ecuación de tendencia del costo total con residuo al cuadrado igual a uno para una función polinómica de grado dos.



Derivando la ecuación polinómica respecto del espesor e igualando a cero, el espesor económico óptimo es:

$$\frac{d C.T.}{d e} = 0 = 2 \cdot 0,0298 \cdot e - 1,3617 \therefore e_{optimo} = \frac{1,3617}{2 \cdot 0,0298} = 22,81 \cong 25mm$$

El costo total actualizado de energía para un horizonte de 10 años figura en la tabla anterior y es USD 481,91 para la totalidad de la cañería.

El cálculo térmico por unidad de longitud de la cañería de descarga de condensado (PC-05, PC-09 y PC-10) es

DESCRIPCIÓN	CÁLCULO EN FUNCIÓN DE ESPESORES		
	25,00	50,00	75,00
Espesor aislación (mm)	25,00	50,00	75,00
Radio interior caño (m)	0,0314	0,0314	0,0314
Radio exterior caño (m)	0,0365	0,0365	0,0365
Radio exterior aislación (m)	0,062	0,087	0,112
T _{AMB} (K)	293,00	293,00	293,00
T _{INT} (K)	386,00	386,00	386,00
T _{ACERO-AISLACION} (K)	385,98	385,99	385,99
T _{SUP} (K)	294,99	293,90	293,55
k _{ACERO} (W/mK)	58,00	58,00	58,00
k _{AISLACION} (W/mK)	0,036	0,036	0,036
v _{AIRE} (m/s)	5,500	5,500	5,500



$v_{\text{AIRE}} \times D$ (m ² /s)	0,34	0,48	0,61
Tipo flujo	Turbulento	Turbulento	Turbulento
$h_{\text{CONVECCIÓN}}$ (W/m ² K)	50,90	49,19	47,96
Coeficiente emisión ϵ	0,05	0,05	0,05
$h_{\text{RADIACIÓN}}$ (W/m ² K)	0,29	0,29	0,29
Longitud caño =L (m)	1,00	1,00	1,00
R_k ($R_{\text{ACERO}} + R_{\text{AISLACION}}$) (K/W)	2,31	3,81	4,94
$R_{\text{CONVECCIÓN}}$ (K/W)	0,0508	0,0374	0,0298
$R_{\text{RADIACIÓN}}$ (K/W)	8,9804	6,4209	4,9900
Q_k (W)	39,45	24,14	18,72
$Q_{\text{CONVECCIÓN}}$ (W)	39,22	23,99	18,60
$Q_{\text{RADIACIÓN}}$ (W)	0,22	0,14	0,11
$Q_k / (Q_{\text{CONVECCIÓN}} + Q_{\text{RADIACIÓN}})$	1,0001	1,0004	1,0008

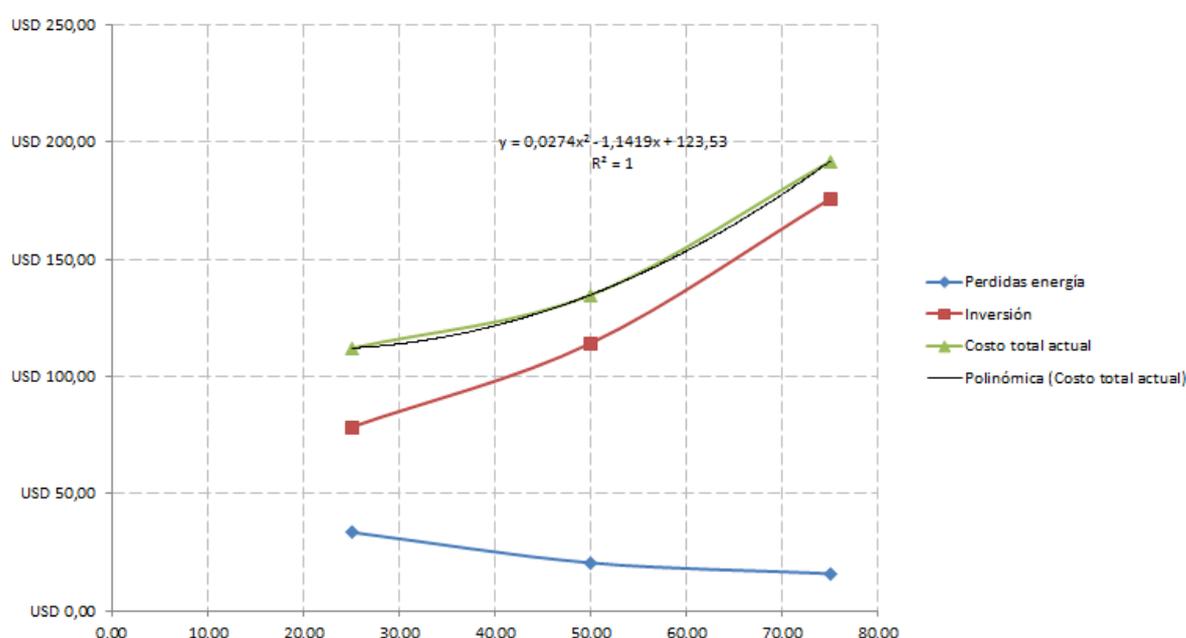
El cálculo económico de la línea de descarga de condensados se resume a continuación

DESCRIPCIÓN	CALCULOS EN FUNCIÓN ESPESOR AISLACIÓN		
Tasa cambio ARS/USD		14	
Espesor aislamiento (mm)	25,00	50,00	75,00
Costo energía (USD/Kw hs)	USD 0,01000	USD 0,01000	USD 0,01000
Costo Mano de Obra (USD/m)	USD 25,00	USD 25,00	USD 25,00
Costo Materiales (USD/m)	USD 53,46	USD 89,29	USD 150,89
Costo inversión (USD/m)	USD 78,46	USD 114,29	USD 175,89
Z: Tiempo funcionamiento (hs/año)	8520	8520	8520
Horizonte inversión (años)	10	10	10
Incremento en costo energía anual: b	1,45%	1,45%	1,45%
Costo oportunidad % USD	1,50%	1,50%	1,50%
Inflación anual % USD	1%	1%	1%
Tasa $(1+0,01 b)/(1+0,01 \times r)$	1,000094923	1,000094923	1,000094923
Coef. VAN:	10,00522224	10,00522224	10,00522224
Perdidas de energía (kW/m)	0,04	0,02	0,02
Perdidas de energía anual (USD/m año)	USD 3,36	USD 2,06	USD 1,60
Valor actual de las pérdidas de energía (USD/m)	USD 33,63	USD 20,58	USD 15,96
Inversión (USD)	USD 78,46	USD 114,29	USD 175,89



Costo total unitario (USD/m)	USD 112,09	USD 134,87	USD 191,85
Longitud de cañería (m)	85	85	85
Costo total Inversión USD (m)	USD 6.669,48	USD 9.714,29	USD 14.950,89
Valor actual de las pérdidas de energía total (USD)	USD 2.858,36	USD 1.749,31	USD 1.356,69
Costo total USD	USD 9.527,84	USD 11.463,59	USD 16.307,58

A continuación se grafica en un sistema de ejes cartesianos en la abscisas el espesor y en ordenadas se superponen el costo de la inversión, el costo actual de pérdidas de energía y el costo total unitario. También se indica la ecuación de tendencia del costo total con residuo al cuadrado igual a uno para una función polinómica de grado dos.



Derivando la ecuación polinómica respecto del espesor e igualando a cero, el espesor económico óptimo es:

$$\frac{d C.T.}{d e} = 0 = 2 \cdot 0,0274 \cdot e - 1,1419 \therefore e_{optimo} = \frac{1,1419}{2 \cdot 0,0274} = 22,83 \cong 25mm$$

El costo total actualizado de energía para un horizonte de 10 años figura en la tabla anterior y es USD 9.527,84 para la totalidad de la cañería.

2.14 Instrumentación

En este apartado, primeramente se resume en una tabla la lista de instrumentos necesarios para el proceso, con su TAG, descripción y ubicación (zona) de montaje. Luego se definen los



requisitos que deben cumplir estos instrumentos para luego poder especificarlos, solicitar estimación de costos a proveedores, realizar comparativas técnica-económica, etc.

TAG	DESCRIPCION	SECTOR DE MONTAJE	ZONA EXPLOSIVA
PT-101	Transmisor de presión de fase liquido / vapor	Cuadro condensados	No
TT-101	Transmisor de temperatura de fase liquido / vapor	Cuadro condensados	No
LI-101	Indicador visual de nivel	Tanque T-100	No
LSH-101	Switch de nivel alto	Tanque T-100	No
LTI-101	Transmisor de nivel	Tanque T-100	No
PI-101	Indicador de presión descarga P-100A	PC-10	No
PI-102	Indicador de presión descarga P-100B	PC-09	No

A continuación se definen las características básicas que deben reunir los instrumentos desde el punto de vista de proceso, mecánico y eléctrico.

<i>PT-001</i>	
DESCRIPCION	IMAGEN ILUTRATIVA
<p>Elemento primario de medición: Tipo membrana cerámica.</p> <p>Medición: Presión relativa.</p> <p>Span: 100mbar - 10 bar</p> <p>Rango de temperatura: 0 – 120°C</p> <p>Señal de salida: Analógica Normalizada 4-20mA – 2 Hilos.</p> <p>Conexión a proceso: Rosca Macho ½” NPT.</p> <p>Error a fondo de escala: 1% máximo.</p>	

TT-001

DESCRIPCION	IMAGEN ILUTRATIVA
<p>Elemento primario de medición: Termorresistencia RTD de platino tipo PT-100.</p> <p>Clase: AA</p> <p>Span: 0-150 °C.</p> <p>Vaina: Acero inoxidable AISI 316. Long.: 100mm.</p> <p>Conexión a proceso: Rosca Macho 1/2" NPT.</p> <p>Cabezal: Aluminio, rosca M20. Grado de protección mínima IP54.</p> <p>Circuito del sensor: 1x4 hilos.</p> <p>Señal de salida transductor: Analógica Normalizada 4-20mA – 2 Hilos.</p> <p>Tiempo de respuesta $t_{0,5}$: 20 a 40 seg</p>	

LI-001

DESCRIPCION	IMAGEN ILUTRATIVA
<p>Nivel visual de tanque tipo Americano.</p> <p>Tubo de vidrio de borosilicato templado, válvulas en ambas tomas (superior e inferior) y válvula de purga.</p> <p>Conexión a proceso: 2 x Rosca Macho 1/2" NPT.</p> <p>Presión y temperatura máximas de operación: 5 bar G y 120 °C.</p>	

LSH-001

DESCRIPCION

IMAGEN ILUTRATIVA

Tipo: Horquilla vibrante.

Horquilla: Longitud: 44mm – Material: AISI 316.

Material de la carcasa: Aluminio / Acero inoxidable.

Señal de salida: PNP – 3 Hilos.

Tensión de alimentación: 24 Vcc.

Conexión a proceso: Brida SORF 2” S150 – ASME B16.5 – Mat.: AISI 316.

Temperatura de trabajo: 120 °C.



LTI-001

DESCRIPCION

IMAGEN ILUTRATIVA

Tipo: Transmisor indicador de presión diferencial digital programable

Elemento primario de medición: sensor de capacitancia de silicona.

Material de la membrana: AISI 316.

Precisión: Básica (0,4%).

Límites del rango de medida del sensor: 0 – 400 mbar.

Presión máxima de servicio: 10 bar G

Rango de temperatura: 0 – 120°C

Tensión de alimentación: 24 Vcc.

Señal de salida transductor: Analógica Normalizada 4-20mA – 2 Hilos.

Conexión a proceso: Directo / Rosca ½” Hembra NPT

Accesorios:

Display LCD. Con configuración mediante teclas de Span/Cero. Visualización de unidades de medida en mbar y porcentual de rango.

Manifold para instrumentación de 3 válvulas aguja. Montaje a instrumento

Directo a proceso mediante Rosca ½” Hembra NPT con junta de EPDM.



PI-001/002

DESCRIPCION

IMAGEN ILUSTRATIVA

Tipo: Manómetro mecánico.

Elemento primario de medición: Tubo Bourdon en AISI 316.

Exactitud: 1,5%.

Rango de medición: 0 – 10 bar.

Rango de temperatura: 0 – 120 °C.

Caja: DN 63 – AISI 316

Aguja: Aluminio anodizado.

Visor: Vidrio 2mm espesor como mínimo.

Relleno: Líquido (glicerina)

Conexión a proceso: Inferior rosca ¼ ” Macho NPT en aleación de cobre

Accesorio:

Válvula integral de bloqueo y purga.

Material: AISI316.

Conexión: Rosca ¼ ” Macho NPT a proceso y Rosca ¼ ” hembra NPT a manómetro.





3. CÁLCULO MECÁNICO

3.1 Introducción

Este capítulo tiene por objeto verificar que la instalación propuesta cumpla con los requisitos mecánicos mínimos impuestos por los códigos internacionales vigentes, como ser ASME B31.3 para cañerías de proceso y el código calderas y recipientes sometidos a presión de la ASME Sección VIII. Para ello, se debe determinar la presión y temperatura de operación del sistema para luego hallar la presión y temperatura de diseño.

Una vez determinadas las sollicitaciones internas, se procede a determinar la carga de viento (carga exterior).

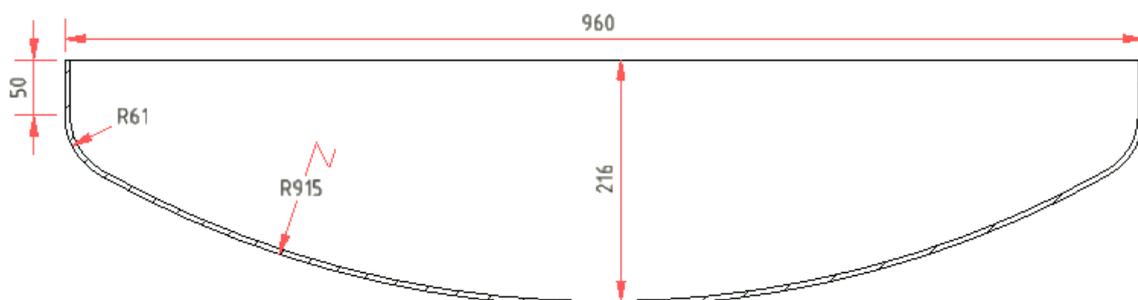
Se excluye de este documento toda sollicitación debida a sismos, vibraciones y efectos transitorios debido al movimiento que poseen los fluidos y la elasticidad de los conductos que los guían (golpe de ariete, esfuerzos por cambio de dirección, etc.).

3.2 Determinación de la presión de operación

La misma viene dada por la presión máxima que posee el vapor más la presión hidrostática máxima debida a la columna máxima de condensado que puede tener el equipo en funcionamiento.

La presión máxima del vapor se presenta en la condición de máxima capacidad del equipo y es igual a $p_{2max} = 1,59 \text{ bar g} = 159.000 \text{ Pa}$.

La cota máxima hidrostática es aquella medida desde el fondo del equipo hasta la altura del switch de nivel, (conexión N8). La profundidad de una cabeza toriesferica ASME estándar de diámetro exterior 950mm y L/r 15 es de aproximadamente 216mm, como se muestra a continuación.



Razón por la cual la altura de líquido máximo es

$$h_{MAX} = h_{N8} + 216mm = 1076 + 216 = 1292 \cong 1300mm$$

La presión debida a la columna de líquido es



$$p_{LIQ\ MAX} = h_{MAX} \cdot \delta_{C\ 115^{\circ}C} \cdot g = 1,3m \cdot 909,1\ kg/m^3 \cdot 9,81\ m/s^2 \cong 11594\ Pa$$

Así la presión de operación es

$$p_o = p_{VAP\ MAX} + p_{LIQ\ MAX} = 159000 + 11594 = 170594\ Pa$$

La presión de diseño para equipos, según el código ASME, con p_o menor o igual a 300 psi (2068 kPa) es:

$$P = p_o + 30\ psi(206843Pa) = 170594 + 206843 = 377437\ Pa \cong 3,77\ bar$$

3.3 Determinación de la presión de prueba hidrostática.

La misma viene dada por la siguiente ecuación

$$P_p = 1,5 \cdot P \cdot \frac{S_{TA}}{S_{TD}}$$

Donde S_{TA} es la tensión admisible del material a la temperatura ambiente y S_{TD} es la tensión admisible del material a la temperatura de diseño

Para una chapa de material SA-283 Gr C, se tiene del código ASME Sección II que el coeficiente de seguridad es 3 desde la tensión de rotura para el rango de temperatura entre -20 °F a 650 °F, que corresponde de -29 °C a 343 °C. Como la temperatura máxima de operación es 113 °C, se redondea la temperatura de diseño a 115°C, razón por la cual S_{TA} y S_{TD} son iguales a:

$$S_{TA} = S_{TD} = \frac{S_{ROT}}{C.S.} = \frac{380\ MPa}{3} = 126,6\ MPa$$

Donde S_{ROT} es la tensión de rotura de la chapa SA-283 Gr C. Según proveedor Laplatasteel S.A. es 380 MPa.

Entonces, la presión de prueba es:

$$P_p = 1,5 \cdot 377437\ Pa \cdot \frac{126,6\ MPa}{126,6\ MPa} = 566155,5\ Pa \cong 5,66\ bar$$

Por una cuestión práctica a la hora de medir la presión en el manómetro de prueba, se adopta $P_p = 6\ bar$ y por ende $P = 4\ bar$.

La presión y temperatura de diseño no solo se aplica al equipo sino a todas las cañerías, accesorios, válvulas e instrumentos que estén instalados aguas abajo de la trampa de vapor ST-101 y de la válvula de by pass HA-104.



Por una cuestión de practicidad, es conveniente, que se designe a la unión de la cañería SC-001 con la SC-002 como el límite del alcance de diseño. O sea, la línea SC-001 (cuadro de trampeo), no se diseñará mecánicamente bajo estas condiciones, sino bajo las condiciones impuestas por el proveedor del secador. Razón por la cual, solo se adoptan las recomendaciones del fabricante del equipo en lo que respecta a diseño y verificación de soportería, rating de bridas y schedule de cañerías.

3.4 Determinación de la presión externa (viento)

Se determina las solicitaciones externas, (debidas al viento), a la cual se encontraran sometidas el equipo y las cañerías. Esto permite luego, mediante las combinaciones de carga establecidas en las normativas vigentes, diseñar las partes constitutivas del sistema, como así también para un posterior calculo de las estructuras sobre las cuales apoyan los caños en altura (Pipe Racks), bases y fundaciones de hormigón, patas de equipos, etc.

La fuerza resultante sobre las estructuras debido al viento, se determina mediante la siguiente fórmula

$$F = q_z \cdot C_F \cdot A_f$$

Donde:

q_z es la presión dinámica a la altura Z del baricentro del área A_f .

C_F es el coeficiente de fuerza neta que se obtiene de la tabla para ductos cilíndricos expuestos a viento según CIRSOC 102.

A_f es el área proyectada de la estructura, normal al viento

La presión dinámica se determina de la siguiente manera

$$q_z = K_Z \cdot K_{ZT} \cdot K_D \cdot I \cdot q_0$$

Donde:

K_Z es el coeficiente de exposición para la presión dinámica.

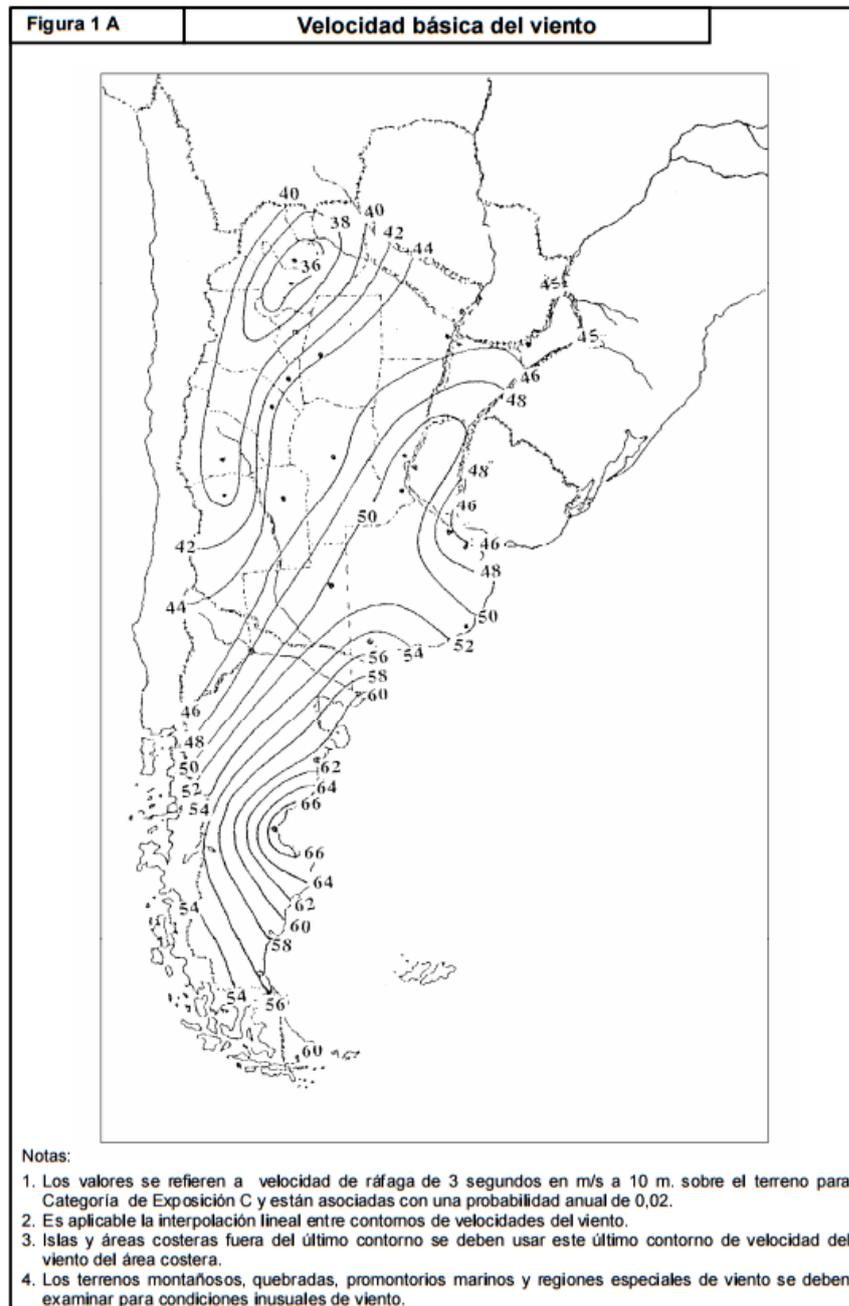
K_{ZT} es el factor topográfico. Para nuestro caso se considera 1.

K_D es el factor de direccionalidad del viento.

I es el factor de importancia de la estructura a diseñar.

q_0 es la presión básica de viento.

La velocidad básica de viento se la determina de la figura 1 A del Reglamento Argentino de Acción del Viento sobre las Construcciones CIRSOC 102 y representa la velocidad de la ráfaga de viento en condiciones de exposición C y duración 3s con una probabilidad anual de 0,02. Dicho valor, como se puede apreciar en la siguiente figura, ronda entre los 46 m/s y 48 m/s para la zona noreste de Santa Fe. Se adopta el peor caso, o sea, 48 m/s = 173 km/hs



Reglamento CIRSOC 102

Figuras - 27

La presión básica viene dada por la siguiente ecuación

$$q_0 = 0,05 \cdot \rho_{AIRE} \cdot V_0^2 = 0,05 \cdot 1,225 \cdot 48^2 = 141,12 \text{ daN/m}^2$$

La categoría de importancia del sistema ante la acción del viento se determina según la característica o naturaleza de ocupación (Tabla A-1 de CIRSOC 102)



TABLA A-1 - Clasificación de Edificios y Otras Estructuras para Cargas de Viento

Naturaleza de la Ocupación	Categoría
Edificios y otras estructuras que representan un bajo riesgo para la vida humana en caso de falla incluyendo, pero no limitado a: <ul style="list-style-type: none"> ▪ Instalaciones Agrícolas. ▪ Ciertas instalaciones temporarias. ▪ Instalaciones menores para almacenamiento. 	I
Todos los edificios y otras estructuras excepto aquellos listados en Categorías I, III y IV.	
Edificios y otras estructuras que representan un peligro substancial para la vida humana en caso de falla incluyendo, pero no limitado a: <ul style="list-style-type: none"> ▪ Edificios y otras estructuras donde se reúnen más de 300 personas en un área. ▪ Edificios y otras estructuras para guarderías, escuelas primarias y secundarias con capacidad mayor que 150 personas. ▪ Edificios y otras estructuras con instalaciones para el cuidado diurno con capacidad mayor que 150 personas. ▪ Edificios y otras estructuras con una capacidad mayor que 500 personas para universidades o instalaciones para educación de adultos. ▪ Instalaciones para el cuidado de la salud con una capacidad de 50 o más pacientes residentes pero sin instalaciones para cirugía o tratamientos de emergencia. ▪ Instalaciones para cárceles y detenciones. ▪ Estaciones de generación de energía y otras instalaciones de utilidad pública no incluidas en la Categoría IV. Edificios y otras estructuras que contienen suficientes cantidades de sustancias tóxicas o explosivas como para ser peligrosas al público si se liberan, incluyendo, pero no limitado, a: <ul style="list-style-type: none"> ▪ Instalaciones petroquímicas. ▪ Instalaciones para almacenamiento de combustibles. ▪ Plantas de fabricación o almacenamiento de productos químicos peligrosos. ▪ Plantas de fabricación o almacenamiento de explosivos. Edificios y otras estructuras equipados con contención secundaria de sustancias tóxicas, explosivas u otras peligrosas (incluyendo, pero no limitado a, tanques de doble pared, receptáculos de tamaño suficiente para contener un derrame u otros medios de contención de derrames o explosiones dentro de los límites de la instalación y prevenir la liberación de cantidades de contaminantes nocivas para el aire, el suelo, el agua freática o superficial) deben clasificarse como estructuras de Categoría II.	III
Edificios y otras estructuras diseñadas como instalaciones esenciales, incluyendo, pero no limitados a: <ul style="list-style-type: none"> ▪ Hospitales y otras instalaciones para el cuidado de la salud que tienen instalaciones para cirugía o tratamientos de emergencia. ▪ Cuarteles de bomberos, centros de rescate, estaciones de policía y garajes para vehículos de emergencia. ▪ Refugios diseñados contra sismos, huracanes y otras emergencias. ▪ Centros de comunicaciones y otras instalaciones necesarias para respuestas a emergencias. ▪ Estaciones generadoras de energía y otras instalaciones de utilidad pública necesarias en una emergencia. ▪ Estructuras auxiliares necesarias para la operación de aquellas de Categoría IV durante una emergencia (incluyendo pero no limitado a torres de comunicación, tanques de almacenamiento de combustible, torres de refrigeración, estructuras de sub-estaciones de electricidad, tanques de agua para incendio u otras estructuras de alojamiento o soporte de agua, otros materiales o equipamiento para combatir el fuego. ▪ Torres de control de aviación, centros de control de tráfico aéreo y hangares de emergencia. ▪ Instalaciones de almacenamiento de agua y estructuras de bombeo requeridas para mantener la presión de agua para combatir incendios. ▪ Edificios y otras estructuras con funciones críticas de defensa nacional. 	IV

Reglamento CIRSOC 102

Apéndice A - 1

Para el caso de equipos y cañerías se adopta clase II, puesto que ante el fallo, los mismos no causan derrames peligrosos o explosivos para el ser humano y el medio ambiente.

El factor de importancia I se obtiene de la siguiente tabla, ingresando con la categoría de la estructura anteriormente determinada

Categoría	<i>I</i>
I	0,87
II	1,00
III	1,15
IV	1,15



En lo que respecta a la categoría de exposición, la fábrica se encuentra en una zona urbana, por lo tanto, de CIRSOC 102, corresponde a una exposición tipo B.

K_Z viene dado por la siguiente expresión para alturas menores de 5m

$$K_Z = 2,01 \cdot \left(\frac{5}{z_g}\right)^{2/\alpha}$$

Donde z_g y α vienen dado de la tabla 4 de la CIRSOC 102, según la categoría de exposición. La tabla se muestra a continuación.

Exposición	α	z_g (m)	\hat{a}	\hat{b}	$\bar{\alpha}$	\bar{b}	c	ℓ (m)	$\bar{\varepsilon}$	z_{min} (m)
A	5,0	457	1/5	0,64	1/3,0	0,30	0,45	55	1/2,0	18,3
B	7,0	366	1/7	0,84	1/4,0	0,45	0,30	98	1/3,0	9,2
C	9,5	274	1/9,5	1,00	1/6,5	0,65	0,20	152	1/5,0	4,6
D	11,5	213	1/11,5	1,07	1/9,0	0,80	0,15	198	1/8,0	2,1

Para el caso en estudio, categoría de exposición B, z_g es 366m y α es 7. Por lo tanto, K_Z resulta.

$$K_Z = 2,01 \cdot \left(\frac{5}{366}\right)^{\frac{2}{7}} = 0,589$$

El factor K_D viene dado por la tabla 6 de la CIRSOC 102. El mismo depende del tipo de estructura a analizar. A continuación se muestra la tabla.

Tipo de estructura	Factor de direccionalidad K_D *
Edificios	
Sistema principal resistente a la fuerza de viento	0,85
Componentes y revestimientos	0,85
Cubiertas abovedadas	0,85
Chimeneas, tanques y estructuras similares	
Cuadradas	0,90
Hexagonales	0,95
Redondas	0,95
Carteles llenos	0,85
Carteles abiertos y estructura reticulada	0,85
Torres reticuladas	
Triangular, cuadrada, rectangular	0,85
Toda otra sección transversal	0,95

Para chimeneas, tanques y estructuras cilíndricas el valor de K_D es 0,95.

Reemplazando estos factores en la ecuación de la presión dinámica.

$$q_z = 0,589 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot I \cdot 141,12 = 78,96 \text{ daN/m}^2$$

Y la fuerza resultante sobre las superficies cilíndricas es

$$F = 78,96 \cdot C_F \cdot A_f$$

Donde C_F se debe evaluar según la tabla 10 de la CIRSOC 102

Sección transversal	Tipo de superficie	h/D		
		1	7	25
Cuadrada (viento normal a la cara)	Todas	1,3	1,4	2
Cuadrada (viento según la diagonal)	Todas	1,0	1,1	1,5
Hexagonal u octogonal	Todas	1,0	1,2	1,4
Circular ($D\sqrt{q_z} > 5,3$), D en m, q_z en N/m ²	Moderadamente suave	0,5	0,6	0,7
	Rugosa ($D'/D \cong 0,02$)	0,7	0,8	0,9
	Muy rugosa ($D'/D \cong 0,08$)	0,8	1,0	1,2
Circular ($D\sqrt{q_z} \leq 5,3$), D en m, q_z en N/m ²	Todas	0,7	0,8	1,2

Al ser la sección de las cañerías de forma circular, se debe evaluar para los distintos diámetros de las mismas y también para el equipo el resultado de $D\sqrt{q_z}$

Para el tanque, el diámetro exterior (inclusive la aislación) es 1,156m, entonces:

$$1,156\sqrt{789,6} = 32,48 > 5,3$$

Para superficie moderadamente suave (por ser chapa de inoxidable la terminación de la aislación) y h/D (Altura/Diámetro) = 3; se adopta la condición siguiente de h/D de la tabla anterior, esto es $C_{F \text{ equipo}} = 0,6$

Para las cañerías, primeramente se realiza el cálculo para la cañería de menor diámetro exterior, esto es la línea de descarga de condensados NPS 2,5". La misma tiene diámetro exterior (inclusive la aislación) de 0,124m, entonces:

$$0,124\sqrt{789,6} = 3,48 < 5,3$$

Para la cañería de succión de la bomba de condensados, NPS 3" aislación de 25mm, el diámetro exterior es 0,138m, entonces:

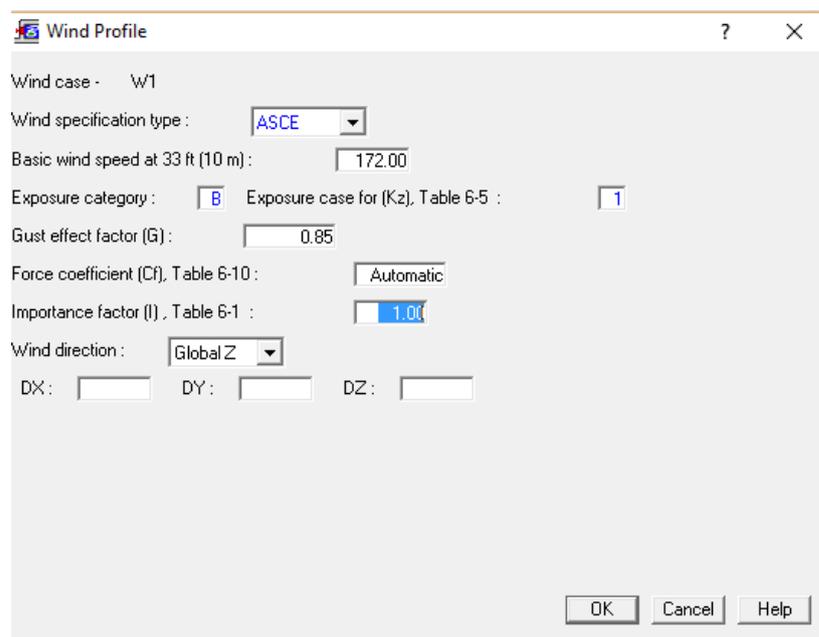
$$0,138\sqrt{789,6} = 3,88 < 5,3$$

Para la cañería LS-004, NPS 4" aislación de 50 mm, el diámetro exterior es 0,214m, entonces:

$$0,214\sqrt{789,6} = 6,01 > 5,3$$

Con esto, se tiene un factor C_F para cañerías NPS < 4" de 1,2 y para cañerías mayores o iguales a NPS 4" un factor C_F de 0,7.

Para hacer el cálculo de cada línea, se utiliza el software AUTOPIPE, el método de cálculo para determinar las presiones de viento es la establecida en ASCE-7, (Código del cual se basa la CIRSOC) en el cual se cargan cada uno de estos factores, anteriormente calculados y el factor C_F se lo determina en forma automática.



3.5 Diseño mecánico de las tuberías bajo normativa ANSI B31.3

3.5.1 Breve descripción de los esfuerzos considerados en la normativa

La Norma ANSI B31.3 considera todos los tipos de esfuerzos a que puede estar sometida una cañería y los separa en tres grupos, fijando un límite en el coeficiente de trabajo del material para cada grupo. Estos límites de los coeficientes de trabajo están calculados de tal manera que aun cuando los tres grupos de esfuerzos que pueden actuar sobre una tubería, se pudieran combinar de la manera más desfavorable posible, el esfuerzo resultante sería inferior al máximo que puede resistir el material de la tubería. Estos esfuerzos mencionados son los siguientes:

Grupo I

Circunferential hoop stress: Es el esfuerzo producido por una presión interna en la tubería superior a la presión externa, y es el esfuerzo que tiende a deformar hacia afuera a la tubería (tiende a aumentar el diámetro de la misma).

El límite del coeficiente de trabajo para este tipo de esfuerzo, o sea el valor máximo del "Circunferential hoop stress ", producido por la presión interna es el producto de $S \times E$, siendo:

S = Basic Allowable Stress (Esfuerzo básico permitido).

E = Joint Efficiency Factor. (Factor de eficiencia soldadura).

GRUPO II

Longitudinal Stress: Es el esfuerzo que se produce en la tubería en sentido longitudinal, a causa exclusiva de la presión interna incluyendo a todas las cargas constantes tales como peso de la tubería, peso de accesorios, aislación, fluido transportado y válvulas, etc y se designa con las siglas S_L (No incluye en este grupo a los esfuerzos producidos por la dilatación térmica).

El máximo valor admisible para S_L es igual al Basic Allowable Stress (S) del material considerándolo a la máxima temperatura de la línea dentro del ciclo normal de su funcionamiento, o sea S_h ; es decir: S_L menor o igual que S_h .

Este máximo valor admisible de S_L , no tiene en cuenta el esfuerzo longitudinal producido en la tubería como consecuencia de la acción del viento, terremotos, por no actuar estos fenómenos de forma constante.

Cuando la acción del viento, o bien la acción de un terremoto, se suma a la acción de las cargas constantes, el valor de S_L podrá llegar a ser igual a 1,33 veces el valor de S , a la temperatura máxima de funcionamiento de la cañería.

Grupo III

Thermal Expansion Stress: Es el esfuerzo producido en una tubería como consecuencia de la deformación ocasionada por la variación de la temperatura de la misma y de los equipos con los cuales conecta.

Este esfuerzo, designado por S_E , no deberá sobrepasar el máximo valor admitido por el Código que es S_A (Allowable Displacement Stress Range), o máximo esfuerzo admisible por efecto de dilatación térmica. (S_A es el campo máximo de variación del esfuerzo, producido durante un ciclo).

$$S_E = (\text{Computed Displacement Stress Range})$$

El valor de S_A se establece teniendo en cuenta el valor de S , para la temperatura más alta y la más baja del ciclo de funcionamiento de la línea (S_h y S_c), y del número de ciclos, es decir:

$$S_A = f (1,25 S_c + 0,25 S_h)$$

Siendo f el factor de reducción según el número de ciclos durante la vida de la tubería y viene dado en la norma ANSI B 31.3

3.5.2 Análisis de stress

Se utiliza el software de AUTOPIPE para determinar los esfuerzos en las cañerías LS-004 y SC-002. Para el resto de las cañerías, se adopta como criterio de diseño el simple hecho de respetar el span máximo establecido en la norma y siguiendo los lineamientos básicos para obtener una flexibilidad suficiente de manera tal de no producir esfuerzos elevados por dilatación.

La configuración del análisis de carga se muestra en la siguiente tabla, allí también se muestra la descripción de cada carga.

	Analysis Set #	Analyzed Load Case	Description
▶	1	GR[1]	Gravity
	1	T1[1]	Thermal 1
	1	T2[1]	Thermal 2
	1	W1[1]	Wind 1
	1	W2[1]	Wind 2

W1 (Wind 1) y W2 (Wind 2) representan las cargas de viento en las dos direcciones horizontales, perpendiculares entre sí. T1 representa la carga por temperatura mínima, o sea la menor temperatura a la cual se encontrará la cañería. Esta situación se presenta en el supuesto caso de que el sistema no esté funcionando y la temperatura ambiente sea la mínima para la zona, esto es 0°C y presión interna de la cañería nula.

T2, representa la temperatura de diseño a la presión de diseño, esto es 115 °C a 4 bar g.

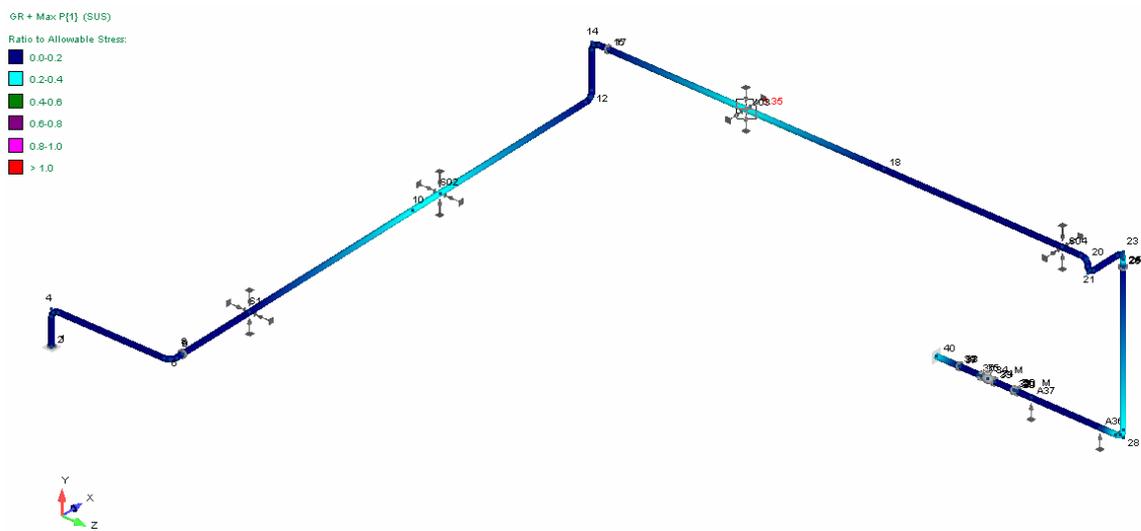
Las combinaciones de carga que se utilizaron para el cálculo fueron

Combination	Category	Print	Auto Update	Combination Method	Combination Type	Allowable (K) Factor	Allowable Stress Kg/cm2
		<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>				
GR + Max P{1}	Sustain	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	Sum	Default		Automatic
Max Range	Expansion	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	Sum	Default		Automatic
Amb to T1{1}	Expansion	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	Sum	Default		Automatic
Amb to T2{1}	Expansion	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	Sum	Default		Automatic
Sus. + W1{1}	Occasion	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	Abs. Sum	Default	1.33	Automatic
Sus. + W2{1}	Occasion	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	Abs. Sum	Default	1.33	Automatic
Max P{1}	Hoop	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	Sum	Default		Automatic

Se utilizaron los factores de flexibilidad nominales de los accesorios establecidos en la ANSI B31.3

Los resultados del cociente entre el esfuerzo en la cañería LS-004 dividido el esfuerzo admisible para la combinación gobernante se muestra en la siguiente figura.

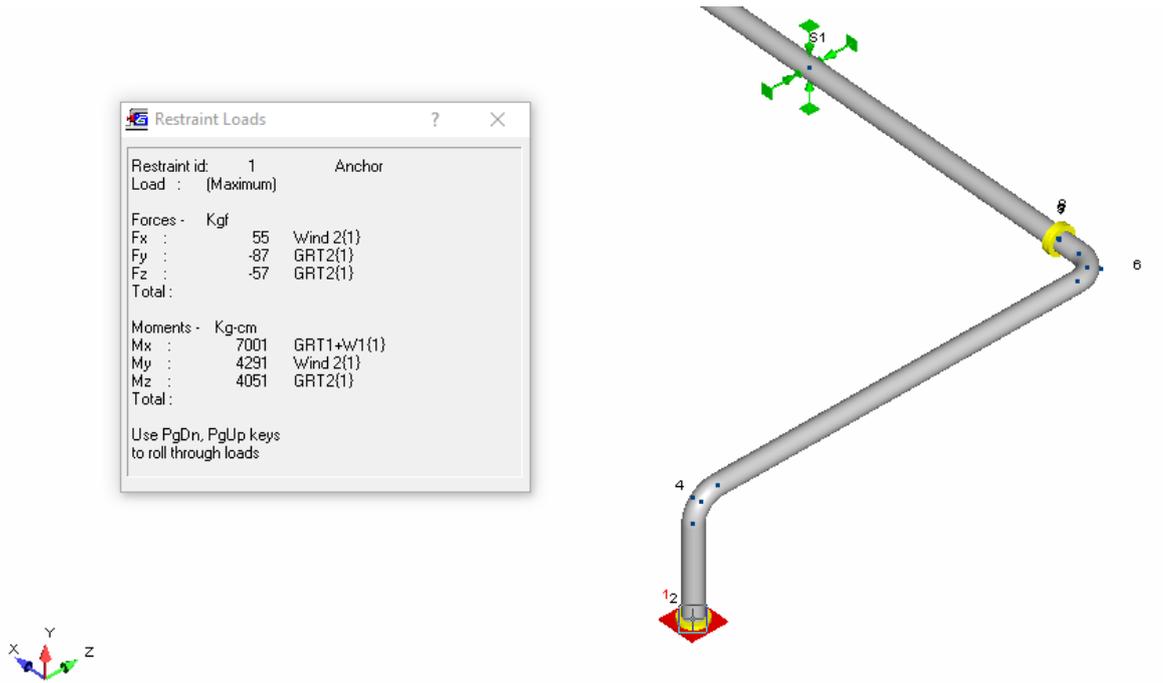
En la misma se observa la posición que deben colocarse los soportes y su tipología. Se utilizaron tres tipos de soportes, rígidos en los extremos, guiados y soportes de restricción vertical. Los soportes guías tienen un gap de 1mm de cada lado. Valor que se debe respetar a la hora de fabricarlos.



Resultados obtenidos de relación de esfuerzos para el estado gobernante

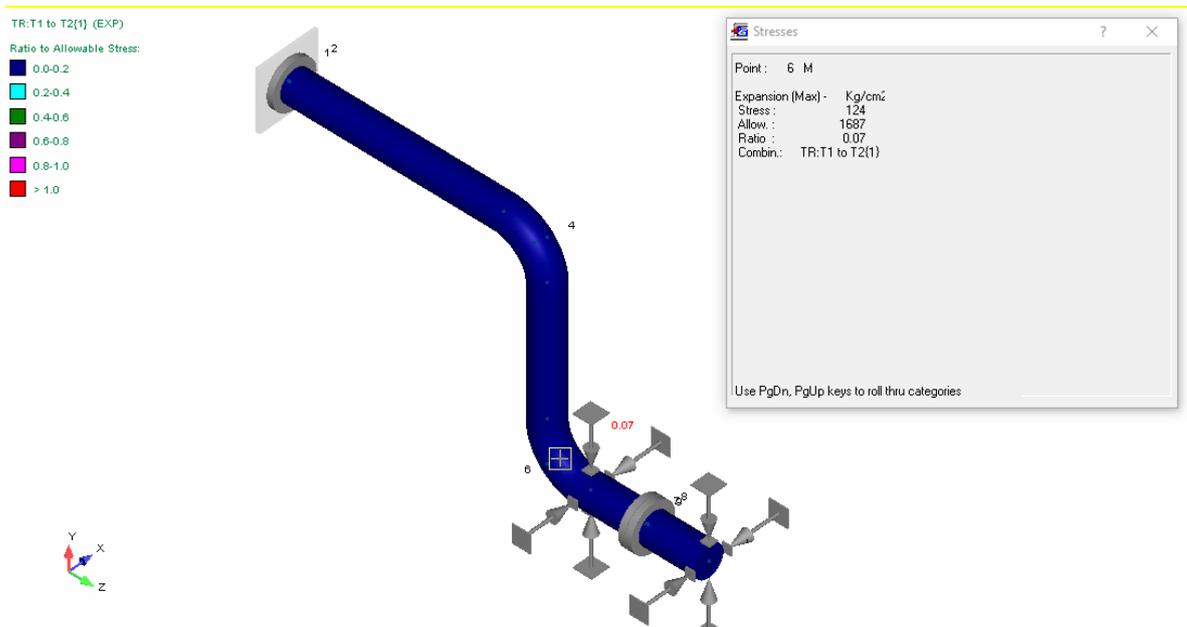
En la misma se observa la posición que deben colocarse los soportes y su tipología. Los soportes guía tienen un gap de 1mm de cada lado. Valor que se debe respetar a la hora de fabricarlos. Se utilizaron tres tipos de soportes, rígidos en los extremos, guiados y soportes de restricción vertical.

Las solicitaciones mecánicas máximas a las que estará expuesta la conexión N₀₃ del tanque separador de fases TK-100 figuran a continuación



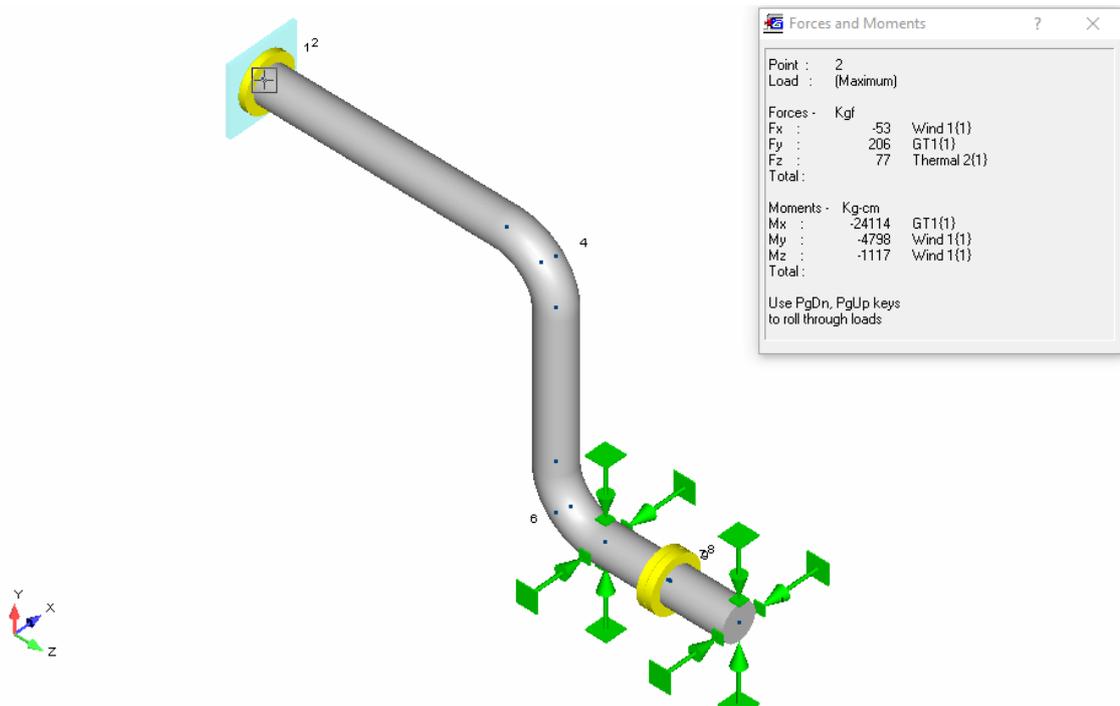
Resultados obtenidos de esfuerzos en la conexión N02

Los resultados del cociente entre el esfuerzo en la cañería PC-002 dividido el esfuerzo admisible para la combinación gobernante se muestra en la siguiente figura.



Resultados obtenidos de relación de esfuerzos para el estado gobernante

Las solicitaciones mecánicas máximas a las que estará expuesta la conexión N₀₁ del tanque separador de fases TK-100 figuran a continuación



Resultados obtenidos de esfuerzos en la conexión N01

3.6 Diseño mecánico del tanque separador de fases

En este párrafo, se describe brevemente los criterios mecánicos dimensionales que se tuvieron en cuenta para la construcción del equipo.

Dimensionalmente en lo constructivo, se respetan los criterios que requiere el proceso descrito en el capítulo 2.

El recipiente consta básicamente del recipiente cilíndrico, sus conexiones, boca de acceso y patas para fijarlo al piso.

Para el cálculo mecánico del separador de fases se utiliza el software Autopipe Vessel siguiendo el código ASME Sección VIII (Reglas para la Fabricación de Recipientes a Presión) División I (Recipientes sometidos a presión) y los resultados se presentan en el anexo correspondiente. A continuación se resumen los valores de esfuerzos admisibles y datos de las conexiones más relevantes.



Item	Loc.	Operacion	Masa		Cargas en conexiones					
	Carcasa		Conexión	Brida	Carga Vertical	Carga Horizontal	Carga Axial	Vector Momento Horizontal	Vector Momento Vertical	Momento Torsor
	No.		(kg)	(kg)	(daN)	(daN)	(daN)	(daN·m)	(daN·m)	(daN·m)
N1	04[01]	A	22,1	13,5	210	80	80	250	50	12
N3	05[08]	A	5,1	5,9	100	100	100	70	70	70
N9	03[01]	H	33,1	208,0	0	0	0	0	0	0
N2	02[01]	A	30,2	3,5	100	100	100	0	0	0
Tipo de conexión		A = Proceso, H = Boca de hombre.								

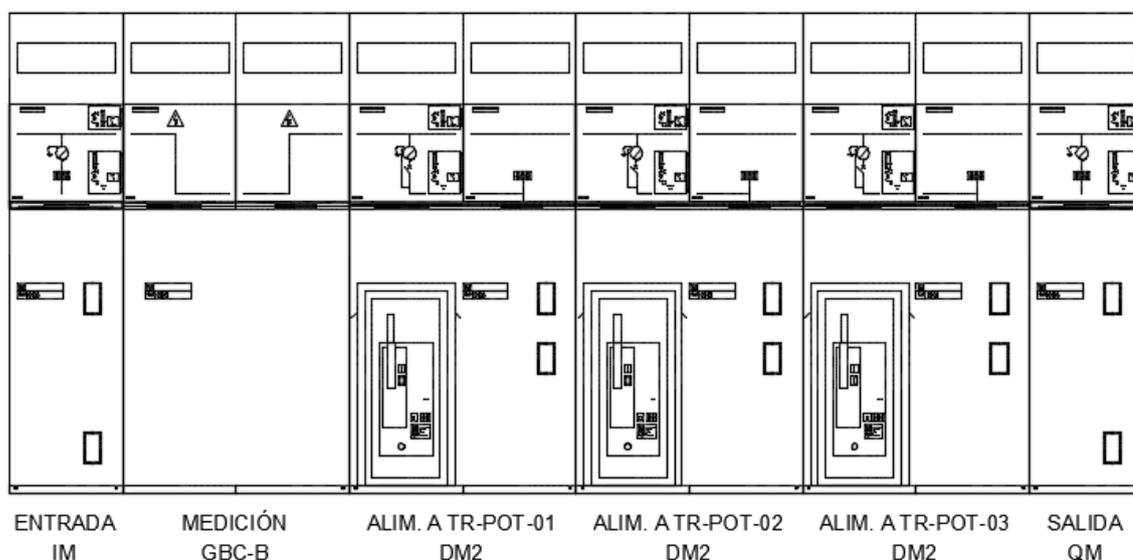
4. CÁLCULO ELECTRICO

4.1 Descripción de la instalación existente

La alimentación eléctrica de la planta de etanol se realiza mediante una estación transformadora de 13,2kV a 0,4kV. La misma es del tipo interior. La alimentación llega desde una estación de distribución dentro del mismo complejo a través de cables unipolares de cobre 3(1x50mm²) con pantalla de aislación de polietileno reticulado XLPE cat. II, montados en bandeja portacable y tiene una celda de salida

La estación transformadora consta de celdas de MT compactas de marca Schneider Electric serie SM6-24kV, esta serie de celdas son del tipo AIS (Air Insulated Switchgear), o sea, barras, conexiones de cables, aisladores y demás aparatos aislados en aire).

El conjunto de celdas está compuesto por una acometida con seccionador IM, celda de medición de tensión y corriente GBC-B, tres celdas con protección por interruptor en SF6 DM2 (cada una de estas tres celdas cumplen la función de salidas a transformador) y por último una celda de salida con protección por fusible y combinada con seccionador QM, que alimenta a la estación transformadora de tratamiento de condensados de la planta con cable unipolares de cobre 3(1x35mm²) con pantalla de aislación de polietileno reticulado XLPE cat. II (Ver el plano unifilar de la estación transformadora). A continuación se muestra el conjunto de celdas en una vista en elevación.



La alimentación a cada transformador se hace sobre bandeja portacable tipo escalera con cables de 3(1x35mm²) con pantalla de aislación de polietileno reticulado XLPE cat. II.



La estación transformadora posee tres transformadores encapsulado en resina epoxi, de tipo interior, de 1600kVA de potencia permanente, relación de transformación $13,2 \pm 2 \times 2,5\%/0,4-0,231$ kV/kV, según Norma IRAM 2276 / IRAM 2277.

La refrigeración de cada transformación es del tipo AFA (Refrigeración forzada por aire). En el bobinado secundario poseen unas sondas de temperatura que mediante un controlador programable incluido con el equipo. En la pantalla del controlador se setean las temperaturas de encendido de los ventiladores, temperatura de alarma y temperatura de desconexión.

La vinculación eléctrica entre los bornes de baja tensión de cada transformador a cada CCM se realiza mediante ductos de barras. Las barras son de cobre electrolítico pintadas de sección 160 mm^2 (160x10mm).

Cada CCM tiene un interruptor/seccionador automático tetrapolar fabricado en caja moldeada SIEMENS 3WL de 2500A de corriente asignada, de ejecución fija. Posee bobina de cierre y apertura que son comandados por un relé de protección multifuncional de marca SIEMENS modelo 7SJ80. Para medición tiene instalado un medidor multivariable Power Meter serie 700 de Schneider Electric.

Existe la posibilidad de acoplar los campos de CCM mediante dos interruptores/seccionadores automáticos tripolar fabricado en caja moldeada SIEMENS 3WL de 1600A de corriente asignada, de ejecución fija. Los mismos van montados en los CCM-02 y CCM-03 e interconectan los campos CCM-01 con CCM-02 y CCM-02 con CCM-03. Ambos interruptores poseen un relé electrónico con protecciones contra sobre corrientes LSI, para proteger las barras de enlace de 3x100x5mm hechas en cobre electrolítico pintada.

En cada uno de los tableros de CCM se corrige el factor de potencia mediante tableros de corrección automáticos del factor de potencia de 600kVAr. Cada tablero posee un relé varimétrico de 12 pasos que mide el defasaje de la onda fundamental de corriente de una de las fases con la onda fundamental de tensión. Dicha medición de corriente se realiza mediante un transformador de corriente de 2500/5A, clase 1 y una prestación de 15VA instalado en cada CCM.

La corriente de cortocircuito máxima presunta en la acometida de cada CCM es de 45,3 kA, dato provisto por el cliente.

El régimen de neutro de la planta es TN-S, o sea, al centro de estrella de cada transformador se conecta la malla de puesta a tierra de la estación transformadora, mediante una barra principal de tierra. A dicha barra, se conecta el conductor de protección PE principal que equipotencializa todas y cada una de las barras principales de tierra de los edificios que comprende la planta, esto es SET, Sala de control y operaciones, Molienda, Fermentación,



Destilación, Evaporación, Playa de tanque, etc.). Cada edificio o sector, posee su malla de puesta a tierra, a la cual se conectan todas las masas, conductores de protección PE y el sistema de protección contra descargas atmosféricas.

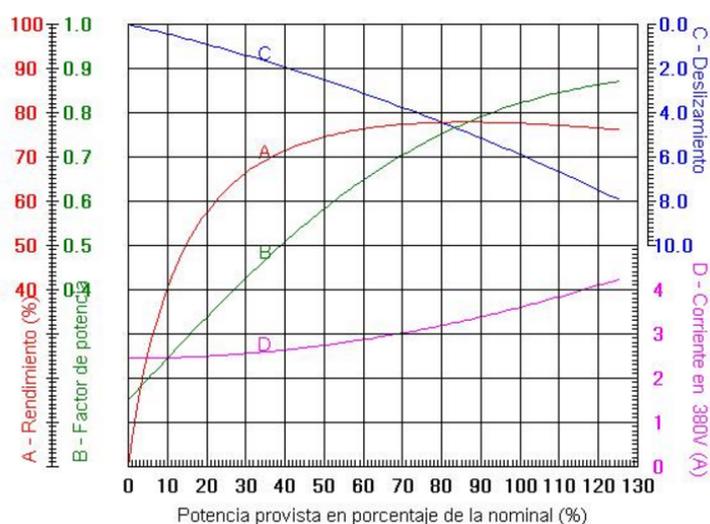
4.2 Diseño eléctrico de potencia y comando de los motores

La alimentación de los motores asociados a las bombas P-1000A y P-1000B se hace mediante cables tetrapolares de cobre y aislación/vaina PVC/PVC de 1,1 kV IRAM 2178. La longitud del recorrido de los cables es de aproximadamente 95m. El recorrido comienza en uno de los cubicles de reserva en el CCM-01 y termina en los bornes de cada motor. El tendido de cables se hace sobre canalización existente de bandeja portacable tipo escalera, hasta la cercanía de montaje de las bombas, donde se acomete luego a cada motor con canalización en caño galvanizado tipo camisa de Ø1”.

Como se determinó en el capítulo 2, las bombas poseen un motor trifásico 380/660V de 4 polos y 1,5kW de potencia, calidad similar o superior al motor de marca WEG, línea W22, clase de eficiencia IE1 (Standard Efficiency), según IEC 60034-30, régimen de servicio S1 (Continuo).

La curva de desempeño y las características del motor se muestran en la figura siguiente.

Curvas de desempeño



Características

- Carcasa: 90L
- Potencia: 1,5 kW
- Frecuencia: 50 Hz
- Polos: 4
- Rotación nominal: 1410
- Deslizamiento: 6,00 %
- Voltaje nominal: 380/660 V
- Corriente nominal: 3,59/2,07 A
- Corriente de arranque: 19,7/11,4 A
- Ip / In: 5,5
- Corriente en vacío: 2,43/1,40 A
- Par nominal: 10,2 Nm
- Par de arranque: 190 %
- Par máxima: 220 %
- Categoría: ---
- Clase de aislación: F
- Elevación de temperatura: 80 K
- Tiempo de rotor bloqueado: 8 s (caliente)
- Factor de Servicio: 1,00
- Régimen de servicio: S1
- Temperatura Ambiente: -20°C – +40°C
- Altitud: 1000 m
- Protección: IP55
- Masa aproximada: 17 kg
- Momento de inercia: 0,00655 kgm²
- Nivel de ruido: 49 dB(A)

4.2.1 Selección del cable

Para seleccionar la sección del cable, se tiene en cuenta que hay dos tipos de canalizaciones desde el CCM hasta los bornes de cada motor. Un tipo de canalización es la bandeja portacable tipo escalera y otro tipo es caño tipo camisa. Sobre bandeja portacable se



considera un factor de reducción de la corriente admisible del cable de 0,85 (más de 9 circuitos cargados), mientras que en la canalización final el factor considerado es 1 por ser un único cable en dicha canalización.

Se selecciona así la sección del conductor por corriente para luego verificarla por caída de tensión.

Para un cable de sección igual a 2,5 mm², formación tetrapolar de cobre, aislación y vaina PVC/PVC de 1,1 kV IRAM 2178 se obtienen los siguientes resultados

SELECCIÓN DE LA SECCIÓN DEL CONDUCTOR DE ALIMENTACIÓN										
TAG Motor	Tramo	Método canalización	Tipo de Suministro	P _n motor [kW]	I _{N MOTOR} [A]	Sección [mm ²]	I _{máx.adm.} [A]	Coficiente Agrupamiento	Coficiente temperatura	I _z [A]
P-100-A/B	CCM-Entrada sector secador	E 3x	Trifásico+PE	1,5	3,59	2,5	22	0,85	1	18,7
P-100-A/B	Entrada sector secador-Motor	B2 3x	Trifásico+PE	1,5	3,59	2,5	17	1	1	17

Se procede a verificar que la caída de tensión del alimentador del motor, sea menor al 5% en condiciones nominales y 15% en arranque según AEA 90364.

El cálculo de la caída de tensión se realiza utilizando la fórmula expuesta en el reglamento de la AEA 90364 parte 7.

$$\Delta U = k \cdot I \cdot L \cdot (R \cdot \cos\varphi + X \cdot \sin\varphi)$$

Donde:

ΔU : Caída de tensión del tramo.

k : Constante, igual a 2 para sistemas monofásicos y $\sqrt{3}$ para sistemas trifásicos.

I : Intensidad de línea en amperes.

L : Longitud de cada tramo en kilómetros.

R : Resistencia eléctrica efectiva del conductor a la temperatura de servicio en [ohm/km]

X : Reactancia del conductor en [ohm/km].

φ : Ángulo de desfasaje entre la tensión y la corriente en condiciones nominales del motor.

Para el cable seleccionado, $R = 9,55$ Ohm/km y $X = 0,0995$ Ohm/km. Reemplazando en la ecuación anterior se tiene:

$$\Delta U = \sqrt{3} \cdot 3,59 \cdot 0,095 \cdot (9,55 \cdot 0,83 + 0,0995 \cdot 0,557) = 4,71V \rightarrow \frac{4,71V}{400V} \times 100 = 1,17\%$$

Al ser menor de 5%, verifica.

A continuación se procede a determinar la caída de tensión en el arranque del motor y verificar que no supere el 15% de la tensión de alimentación. Entonces, de acuerdo a lo especificado en el punto 771.19.7.c) de la AEA 90364, se debe utilizar la siguiente expresión para el cálculo de la caída de tensión:

$$\Delta U = \frac{GDC \cdot I \cdot L}{S}$$

Donde:

GDC: Es el valor del gradiente de caída de tensión. El mismo se obtiene de la tabla para arranque de motores, provista por la AEA, la cual tiene en cuenta un $\cos \varphi = 0,3$.

Según la tabla mencionada, el gradiente “GDC” para un sistema trifásico, sección de conductores de cobre entre 1,5 y 25mm² es de 0,0135.

I: Intensidad de arranque del motor.

L: Longitud del circuito en metros.

S: Sección nominal de los conductores en mm².

Reemplazando se tiene:

$$\Delta U = \frac{0,0135 \cdot 19,7 \cdot 95}{2,5} = 10,1 \text{ V} \rightarrow \frac{10,1 \text{ V}}{400 \text{ V}} \times 100 = 2,52\%$$

Como se observa, 2,52% es menor que el 15%.

4.2.2 Salida motor

La salida motor debe cumplir las cuatro funciones siguientes según IEC 60947:

- 1) Seccionamiento.
- 2) Protección contra cortocircuito.
- 3) Protección contra sobrecargas.
- 4) Conmutación.

Para cumplir con estas cuatro funciones, se selecciona la combinación de tres elementos:

- Guardamotor: Protección contra cortocircuito y sobrecarga.
- Contactor: Conmutación.
- Módulo de seccionamiento visible: Seccionamiento.



Se selecciona tipo de coordinación 2. Este tipo de coordinación, en condición de cortocircuito el material no deberá ocasionar daños a las personas e instalaciones. No debe existir proyección de materiales encendidos fuera del arrancador. El relé de sobrecarga no deberá sufrir ningún daño. Los contactos del contactor podrán sufrir alguna pequeña soldadura fácilmente separable, en cuyo caso no se reemplazan componentes, salvo fusibles.

Para cumplir con el tipo de coordinación, se selecciona un guardamotor de la marca Siemens 3RV1021-1EA15 tamaño S0, que tiene una corriente asignada $I_r = 4A$, $I_{cu} = 100 kA$, protección LI con rango de regulación térmica 2,8-4A, corriente de disparo instantáneo de 52A. Clase 10. Conexión a tornillo, montaje sobre riel DIN 32.

Junto con el guardamotor, se selecciona un contactor de marca Siemens tamaño S0 3RT1023-1AN20, que tiene una $I_e = 9A$ para 400V categoría AC3. Tensión de bobina de accionamiento 220 VCA, dos contactos auxiliares 1 NC y 1 NO para el control. La conexión eléctrica es mediante tornillo.

Se utiliza el módulo de seccionador visible 3RV19 28-1A para la función de seccionamiento.

Para vincular eléctricamente los dos elementos (contactor y guardamotor) se utiliza el módulo 3RA19 21-1A.

4.2.3 Circuito de comando accionamiento motores

El accionamiento eléctrico de los motores se realiza mediante orden digital desde PLC. Para ello se utiliza una interfase con relé electromecánico simple inversor 220V/24V de Phoenix Contact. Contacto auxiliar NO para el guardamotor y el contacto auxiliar del contactor. Para proteger la bobina de comando del contactor se interpone un fusible cilíndrico de 1A, en un portafusible zoloda de 10A.



4.3 Descripción del sistema de comunicación y comando.

El sistema de control de la planta lo realiza una CPU central S7-400 CPU 416-2 DP y varias estaciones de periferia descentralizadas ET 200M Interfase IM 153-2, de la marca Siemens.

Las señales eléctricas necesarias para el proceso, se cablean a las entradas y salidas disponibles en la ET-200M de Servicios Generales, ya sea el Rack A o Rack B, según corresponda.

Las señales que requiere el fabricante del secador se las cablea directamente a las borneras del tablero de control de secado. Las placas analógicas de entradas se encuentran configuradas en modo de corriente normalizada a 4-20mA a dos hilos.



5. CÁLCULO ECONÓMICO Y AMBIENTAL



5.1 Introducción

La evaluación económica del proyecto es una fase importante para determinar la factibilidad de llevar a cabo proyecto.

Por esta razón, se determina en este capítulo el cómputo de materiales general para poder estimar la orden de inversión inicial necesaria. Este valor es comparando luego con las utilidades que brinda el proyecto a lo largo de su vida útil permitiendo así comparar y tomar la decisión final mediante el cálculo de la tasa interna de retorno del proyecto.

5.2 Cómputo y presupuesto de la obra

El cómputo de los materiales y mano de obra necesarios para llevar a cabo el proyecto se realiza en función de los datos obtenidos de planimetría y/o antecedente de proyectos anteriores. Se los agrupa para un mejor control y el resultado se presenta la siguiente tabla resumen. Para mayor información de los cómputos y presupuestos remitirse al anexo correspondiente.

RESUMEN DE COSTOS DEL PROYECTO						
	Ejecución		Proyecto		Total Costo	Total Incidencia
	Costo	Incidencia	Costo	Incidencia		
Civil	USD 1.418,72	1,19%	USD 247,93	0,21%	USD 1.666,65	1,39%
Fundación	USD 1.336,08	1,12%	USD 247,93	0,21%	USD 1.584,01	1,32%
Supervisión	USD 82,64	0,07%			USD 82,64	0,07%
Eléctrica	USD 4.112,96	3,44%	USD 1.595,04	1,33%	USD 5.708,00	4,77%
Alimentación	USD 475,62	0,40%			USD 475,62	0,40%
Control	USD 2.549,81	2,13%	USD 1.595,04	1,33%	USD 4.144,86	3,47%
Salida motor	USD 922,23	0,77%			USD 922,23	0,77%
Supervisión	USD 165,29	0,14%			USD 165,29	0,14%
General	USD 4.297,52	3,59%	USD 88,60	0,07%	USD 4.386,12	3,67%
Imprevistos	USD 4.297,52	3,59%	USD 88,60	0,07%	USD 4.386,12	3,67%
Mecánica	USD 82.383,53	68,88%	USD 25.452,35	21,28%	USD 107.835,87	90,17%
Aislación	USD 15.330,96	12,82%	USD 12.518,46	10,47%	USD 27.849,42	23,29%
Equipo	USD 16.081,23	13,45%	USD 5.495,87	4,60%	USD 21.577,10	18,04%
Piping	USD 48.987,87	40,96%	USD 7.438,02	6,22%	USD 56.425,88	47,18%
Supervisión	USD 1.983,47	1,66%			USD 1.983,47	1,66%
Total general	USD 92.212,72	77,10%	USD 27.383,92	22,90%	USD 119.596,64	100,00%

El resumen de costos antes presentado corresponde a la fase de ingeniería extendida tiene un el alcance suficiente para lograr una aproximación del orden de la inversión de un $\pm 5 \%$, del monto real de inversión que demandará el proyecto.



5.3 Análisis de la tasa interna de retorno TIR.

Para evaluar la rentabilidad del proyecto se ha considerado el criterio económico-financiero TIR. El TIR (Tasa Interna de Retorno) del proyecto se obtiene mediante la igualación a cero del VAN, dicho en forma matemática, el VAN es:

$$VAN = \sum_{n=1}^{n=n} \frac{FF_n}{(1+i)^n} - I_0$$

Donde:

VAN : Valor Actual Neto.

n : Es el período considerado.

FF_n : Flujo de fondo del período n . (Los ingresos menos los egresos del período)

i : Es la tasa de descuento considerada.

I_0 = Es la inversión inicial.

Seguidamente podemos escribir matemáticamente la definición del TIR.

$$VAN = 0 = \sum_{n=1}^{n=n} \frac{FF_n}{(1+TIR)^n} - I_0 = 0$$

Donde:

TIR : Es la tasa interna de retorno del proyecto.

Ahora bien, considerando períodos y tasas anuales y teniendo presente un horizonte de proyecto pesimista de 10 años, se efectúa un flujo de fondo que se resumen en la siguiente tabla, expresados en dólares estados unidenses.

En el flujo de caja se ha considerado como ingreso al ahorro de consumo de vapor, actualizado según un interés anual estimado por el cliente. A su vez los egresos están conformados por la suma del costo actualizado de la energía eléctrica y el costo estimado en mantenimiento preventivo anual con una tasa de actualización igual a la inflación anual del dólar. También se ha considerado que el cliente dispone del dinero para hacer la inversión, por lo cual no necesita de agentes financieros para realizar la operación.

No se considera ningún costo relacionado con la operación del sistema ya que el mismo se encuentra automatizado para su operación normal, por lo cual el personal existente de planta es más que suficiente para absorber el trabajo demandado.

Se considera que la producción de DDGS es continua durante los 355 días del año (se estima 10 días de parada de planta al año).



FLUJO DE CAJA PERÍODO DESDE 0 HASTA 5	PERÍODO					
	0	1	2	3	4	5
Inversión inicial	-\$ 119.596,64					
Ingresos						
Ahorro en consumo de vapor		\$ 127.860,83	\$ 129.714,81	\$ 131.595,68	\$ 133.503,82	\$ 135.439,62
Egresos						
Costo energía eléctrica		-\$ 628,32	-\$ 633,35	-\$ 638,41	-\$ 643,52	-\$ 648,67
Mantenimiento tercerizado		-\$ 800,00	-\$ 808,00	-\$ 816,08	-\$ 824,24	-\$ 832,48
Total	-\$ 119.596,64	\$ 126.432,51	\$ 128.273,47	\$ 130.141,19	\$ 132.036,05	\$ 133.958,47
$\frac{FF_n}{(1 + TIR)^n}$		\$ 61.052,67	\$ 29.910,84	\$ 14.653,87	\$ 7.179,20	\$ 3.517,22

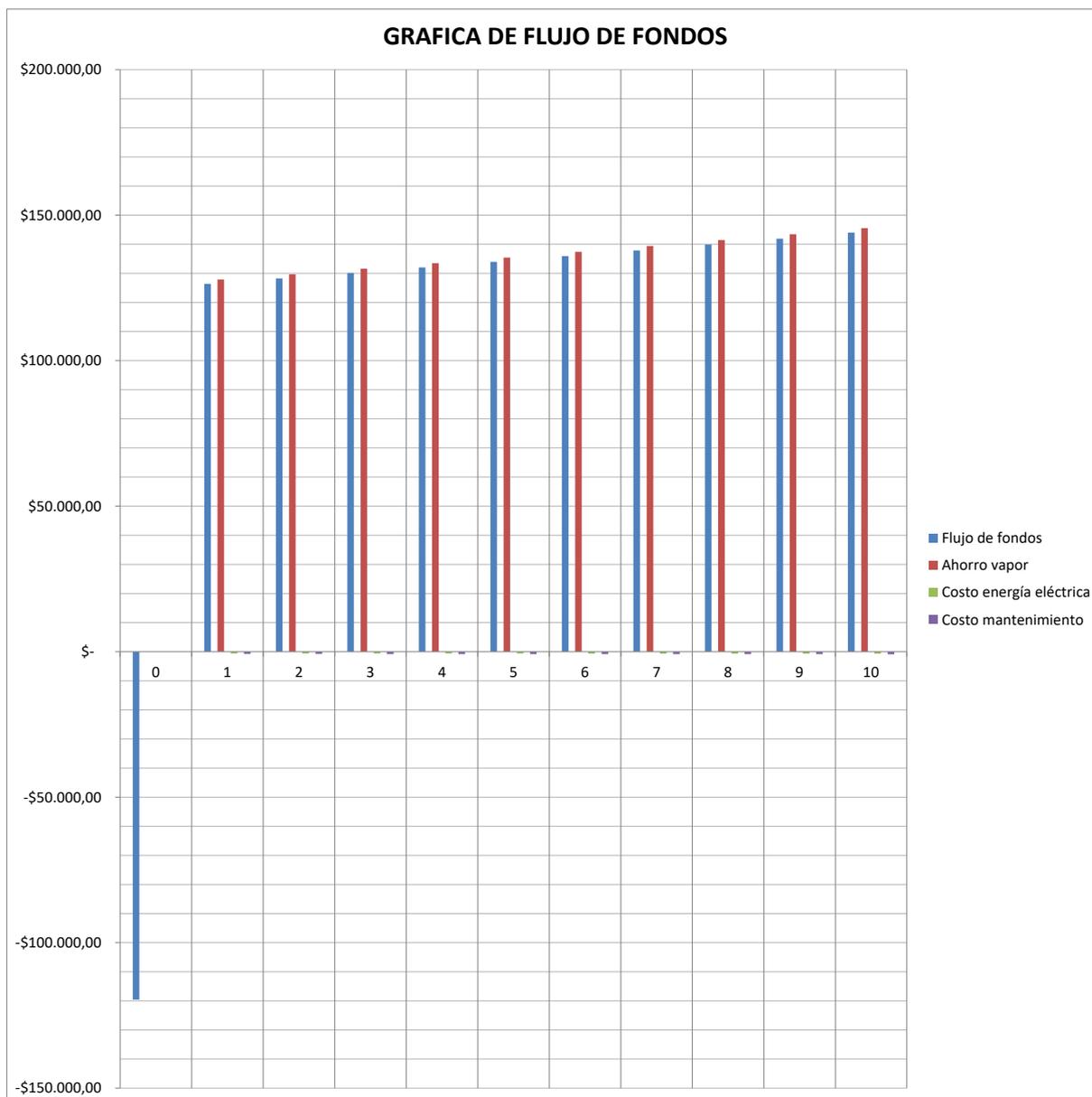
FLUJO DE CAJA PERÍODO DESDE 6 HASTA 10	PERÍODO				
	6	7	8	9	10
Inversión inicial					
Ingresos					
Ahorro en consumo de vapor	\$137.403,50	\$139.395,85	\$141.417,09	\$143.467,64	\$145.547,92
Egresos					
Costo energía eléctrica	-\$653,86	-\$659,09	-\$664,36	-\$669,68	-\$675,04
Mantenimiento tercerizado	-\$840,81	-\$849,22	-\$857,71	-\$866,29	-\$874,95
Total	\$135.908,83	\$137.887,54	\$139.895,02	\$141.931,67	\$143.997,93
$\frac{FF_n}{(1 + TIR)^n}$	\$1.723,15	\$844,20	\$413,59	\$202,62	\$99,27

Cada uno de los factores que componen el flujo de caja anterior, se determina teniendo presente los siguientes costos y tasas de interés en dólares estadounidenses. También se muestra en la tabla el valor del TIR del proyecto. Este valor, como era de esperarse, es mayor que cualquier tasa de corte que el cliente tenga a disposición para analizar.

COMPONENTES DEL FLUJO DE FONDOS DEL PROYECTO		
Costo de oportunidad (Interés anual de plazo fijo USD BNA)	1,5%	
Inflación anual del dólar	1,0%	
Tasa actualización anual neta del costo de oportunidad	0,5%	
Tasa aumento energía térmica (Dato cliente)	1,45%	
Tasa aumento energía eléctrica (Estimada)	0,80%	
Costo producción vapor a biomasa (Dato del cliente)	0,027	USD/kg vapor
Caudal nominal de vapor recuperado	557,67	kg/hs
Perdidas nominales en líneas y equipos aproximado	1,85	kg/hs
Caudal nominal neto de vapor recuperado	555,82	kg/hs
Costo energía eléctrica (Estimado)	0,13	USD/kWhs
Energía eléctrica consumida (bomba P-100A/B)	1,511	kWhs
TIR	107,09%	



A continuación se presenta un gráfico con el flujo de fondos para los 10 años con producción de DDGS.



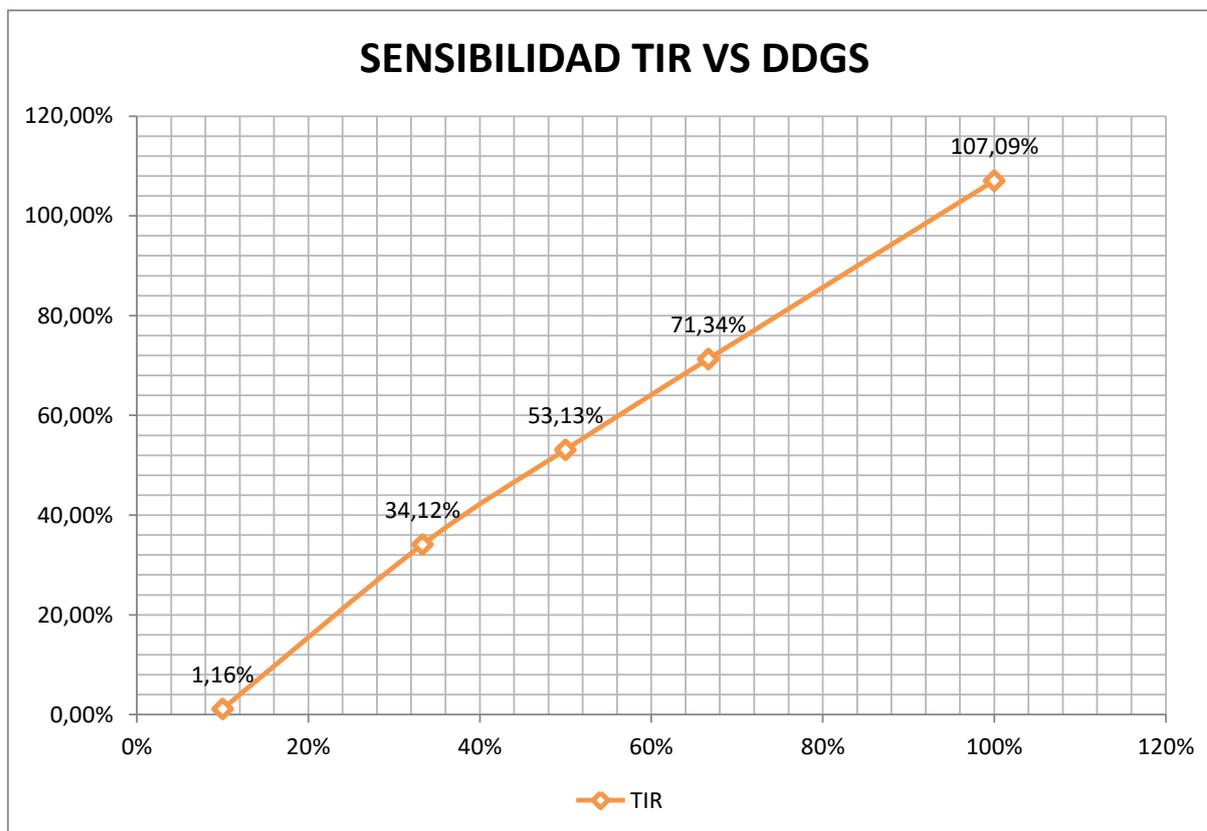
Como conclusión se puede afirmar que el proyecto recupera su inversión antes de transcurrido un año desde el inicio de su funcionamiento para los valores antes establecidos de las variables que conforman el flujo de fondos.

5.4 Análisis de sensibilidad

El análisis de sensibilidad tiene por objeto determinar cuáles son las variables que afectan en forma positiva y negativa al flujo de fondos. En este proyecto se presenta la incidencia en la TIR de la variación de producción DDGS de la planta, debido a que es la variable más significativa y la que tiene un factor de incertidumbre dada por la demanda del producto.



A continuación se representa un gráfico con los resultados obtenidos de variar la producción de DDGS desde 0 a 100% en abscisas y la repercusión en el TIR en ordenadas.



5.5 Aspectos relevantes del impacto ambiental del proyecto

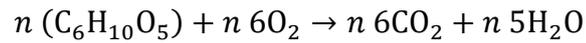
En estos párrafos se pretende analizar brevemente los aspectos relevantes que trae consigo la implementación del proyecto en materia del impacto ambiental, haciendo hincapié en el ahorro de emisión de CO₂ a la atmósfera.

El combustible principal que utiliza el cliente para producir vapor es chip de leña, principalmente del eucalipto. Dicho chip se lo compra directamente a productores de chip o se compra la leña extraída de los montes de la región chaqueña y mediante una chipeadora propia el cliente obtiene el tamaño de leña triturado adecuado para la alimentación del hogar de las calderas.

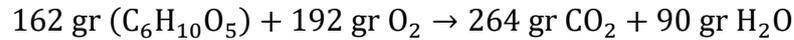
La cantidad de CO₂ que se emite a la atmosfera se la puede estimar realizando un balance de masa técnico, con objeto práctico.

Este método se basa en plantear la hipótesis de que toda la madera que se quema en el hogar es celulosa de fórmula simplificada $n(C_6H_{10}O_5)$, siendo n un número que ronda entre 100 y 2000 veces el monómero glucosa.

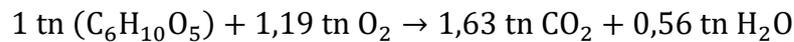
Con la premisa anterior se puede decir que la combustión de la madera sería similar a la combustión de celulosa de fórmula estequiométrica siguiente:



Teniendo presente los pesos moleculares y el principio de Avogadro, la ecuación anterior queda:



Y dividiendo la expresión por 162, el balance técnico de masa para la combustión de la madera en tn masa es:



Ecuación que permite afirmar técnicamente que por cada tonelada de madera que entra en combustión, se obtiene 1,63 tn de dióxido de carbono emitido a la atmósfera.

Sabiendo que el cliente tiene en sus instalaciones una relación masa de vapor a masa de combustible utilizada de:

$$\frac{m_{VAPOR}}{m_{COMBUSTIBLE}} \cong 3$$

Y que el ahorro en vapor en la producción de DDGS es de aproximadamente 0,55 tn/hs, se puede decir que el ahorro en chip ronda las 0,183 tn/hs y como consecuencia de ello, se ahorra también 0,29 tn/hs de dióxido de carbono emitidos a la atmósfera.

En la tabla siguiente se anualizan estos valores y además se multiplican por la cantidad de períodos que se impuso como horizonte de proyecto.

	Por cada hora	Por cada año	En 10 años
	(tn)	(tn)	(tn)
Ahorro en vapor	0,550	4686,00	46860,00
Ahorro en chip	0,183	1562,00	15620,00
Ahorro CO₂	0,299	2546,06	25460,60

Sumado a lo anterior, también se destaca una disminución en la polución del aire y una disminución de CO₂ equivalente en fletes y consumo de energía eléctrica.



Por último, el ahorro en dióxido de carbono a lo largo de la vida útil del sistema, indicado en la tabla anterior, se lo puede utilizar para comparar la cantidad equivalente de CO₂ que se emplea en la ejecución del proyecto (fabricación de materias primas, fletes, consumo de energía eléctrica, etc) y realizar la suma algebraica de la emisión equivalente de CO₂ del proyecto. Dicho cálculo no está contemplado dentro del alcance de este proyecto pero los datos servirán de partida para un futuro estudio.



BIBLIOGRAFÍA

- AEA. (2006). *AEA 90364 - Reglamentación para la ejecución de instalaciones eléctricas en inmuebles*. Buenos Aires.
- ASME. (s.f.). *Section VIII - Pressure Vessels*. New York: ASME.
- B31.1, A. (2010). *Process Piping - ASME Code for Pressure Piping, B31*. New York: ASME.
- Branan, C. (1998). *Soluciones prácticas para el ingeniero químico*. Houston, Texas: Mc Graw Hill.
- Carazo, A. (2007). *Cifras Básicas de la Relación MADERA - Fijación de Carbono-CO2 atmosférico. Montes*.
- Crane. (2001). *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. Mc GRAW-HILL.
- Escoda, Salvador. (s.f.). *Manual de aislamiento en la industria*. Obtenido de Salvador Escoda S.A.: <http://www.salvadorescoda.com/tecnico/AI/AislamientoTermicoIndustrial.pdf>
- INTI. (2005). *CIRSOC 102 - Acción del viento sobre las construcciones*. Buenos Aires.
- Megyesy, E. F. (1992). *Manual de recipientes sometidos a presión diseño y cálculo*. Mexico D.F.: Limusa.
- PDVSA. (1995). *Manual de diseño de proceso - Tambores separadores - Principios básicos*. Caracas.
- PDVSA. (1996). *Manual de diseño de proceso - Flujo bifásico líquido vapor*. Caracas.

PLANOS

ANEXOS

