



**Universidad Tecnológica Nacional**  
Facultad Regional Santa Fe

# **Transporte Neumático de Suero en Polvo**

Departamento de Ing. Mecánica  
Proyecto Final de Grado

Prof.: Rubén Monti  
Sebastián Benzi  
Cristian Brunas

Des.: Francisco Nessier  
Dir.: Adrián Simonsini

Mayo 2024

**Desarrollado por:** Francisco Nessier  
**Dirigido por:** Ing. Adrián Simonsini  
**Colaborador especial:** Eduardo Otero

**Profesor Titular.:** Ing. Rubén Monti  
**Jefe de TTPP.:** Ing. Sebastián Benzi  
**Auxiliar Docente.:** Ing. Cristian Brunas

**Copyright © 2024**

**Universidad Tecnológica Nacional - Facultad Regional Santa Fe**  
Lavaisse 610, Santa Fe Capital, Argentina  
24 de mayo de 2024

## *Agradecimientos*

A mi familia por brindarse en todo sentido y ayudarme a cumplir este y muchos otros sueños.

A mi padre por mostrarme como se ve un profesional excelente que al mismo tiempo constituye una persona admirable por su entorno.

A los diferentes tutores, que tuve durante mi educación. Entre ellos a Adrián Simonsini, que aceptará con humildad este homenaje, y a Eduardo Otero que me brindó con ligereza una guía excelente, producto del conocimiento de años de profesión.

A la educación pública de calidad, que tanto trata de desbaratar la corporación política, ojalá nunca lo logre.

Y a mis compañeros de cursado por acompañarse y ayudarse siempre, tuve la suerte de encontrar su calidad humana.

## Abstracto

En este proyecto final de carrera se desarrolla un sistema de transporte de polvo neumático. Se evaluarán las diferentes alternativas de solución a la problemática de movimiento de materiales vigentes en la actualidad.

La base bibliográfica citada sobre el tópico se utilizará para determinar los parámetros de funcionamiento del sistema y se recurrirán a validaciones prácticas disponibles, para verificar los modelos propuestos.

Existen límites en la divulgación de información por cuestiones de confidencialidad.

## Índice

1.	Introducción .....	1
1.1	Necesidad de movilizar grandes cantidades de producto secado.....	1
1.2	Marco legal sanitario.....	2
1.3	Estudio de mercado .....	3
2	Desarrollo .....	5
2.1	Alternativas de solución.....	6
2.2	Sistemas de Transporte Neumático .....	8
2.3	Selección de métodos .....	14
2.4	Formas de calculo .....	15
2.5	Determinación de requerimientos y calculo.....	21
2.6	Cálculos .....	22
2.7	Selección de componentes .....	29
2.8	Componentes Involucrados .....	35
2.9	Requerimiento de componentes .....	36
2.10	Diseño, selección y cálculo de componentes.....	43
3	Costos .....	64
4	Conclusión .....	66
5	Anexo.....	67

## Índice de tablas

Tabla 1 -Crecimiento de población mundial e industria alimenticia.....	3
Tabla 2 - Principales proveedores de equipos y componentes.....	4
Tabla 3 - Matriz de Kano QDF aplicada a tecnologías de transporte .....	7
Tabla 4 - Costos lineales aproximados de sistemas de transporte .....	8
Tabla 5 - Calculo de transporte - paso 1 .....	23
Tabla 6 - Calculo de transporte - paso 2 .....	24
Tabla 7 - Calculo de transporte - paso 3 .....	24
Tabla 8 - Calculo de transporte - paso 4 .....	25
Tabla 9 - Calculo de velocidad de saltación inicial .....	25
Tabla 10 - Calculo de velocidad de saltación final .....	26
Tabla 11 - Velocidad de saltación de Extracción .....	26
Tabla 12 - Calculo de extracción - paso 1.....	27
Tabla 13 - Calculo de extracción - paso 2.....	27
Tabla 14 - Calculo de extracción - paso 3.....	28
Tabla 15 - Calculo de capacidad de almacenamiento.....	28
Tabla 16 - Matriz de Kano QDF para válvulas de redirección de flujo .....	34
Tabla 17 - Dimensiones de mangas filtrantes .....	44
Tabla 18 - Caudal de transporte de extracción .....	44
Tabla 19 - Perdidas de carga en mangas filtrantes.....	44
Tabla 20 - Calculo de recipientes sometidos a presión externa E. Megyesy pág. 32.....	46
Tabla 21 - Notación de factores de cálculo para recipientes a p. ext. - E. Megyesy pág. 32.....	46
Tabla 22 - Factores geométricos de cuerpo de filtro .....	47
Tabla 23 – Valores de factores de cálculo A tabla UGO-28.0 .....	47
Tabla 24 - Valores de factores de cálculo B Tabla UHA-28.1 .....	48
Tabla 25 - Calculo de cono de filtro de manga, E. Megyesy pág. 34 .....	49
Tabla 26 - Geometría de Cono .....	49
Tabla 27 - Factores geométricos de cono .....	50
Tabla 28 - Calculo de espesor mínimo de techo plano .....	50
Tabla 29 - Notación para cálculo de espesor de cono .....	50
Tabla 30 - Propiedades de materiales E. Megyesy pág. 159 .....	51
Tabla 31 - Calculo de espesor mínimo de techo de filtro .....	52
Tabla 32 - Volumen de desempolvado .....	52
Tabla 33 - Caudal de desempolvado.....	52
Tabla 34 - Factores de cálculo de pulmón de soplado.....	53
Tabla 35 - Dimensiones de pulmón de soplado.....	53
Tabla 36 - Cálculo de cuerpo cilíndrico de pulmón sometido a presión interna.....	53
Tabla 37 - Factores de cálculo de cuerpo cilíndrico de pulmón sometido a presión interna.....	54

Tabla 38 - Propiedades de materiales E. Megyesy pág. 159 .....	55
Tabla 39 - Espesor de pulmón de aire - Iteración 1 .....	55
Tabla 40 - Espesor de pulmón de aire - Iteración 2 .....	55
Tabla 41 - Presión máxima de pulmón de aire.....	56
Tabla 42 - Geometría de casquetes Presión interna E. Megyesy pág. 24 .....	56
Tabla 43 - Espesor de casquete toriesféricos.....	57
Tabla 44 - Presión máxima casquete toriesféricos.....	57
Tabla 45 - Longitudes equivalentes de accesorios para aire comprimido .....	58
Tabla 46 - Perdidas de carga en soplado Tramo 1-2 .....	59
Tabla 47 - Perdida de carga soplado Tramo 2-3.....	60
Tabla 48 - Cargas sobre soporte de Filtro de mangas .....	61
Tabla 49 - Esfuerzo y deformación aproximada de zapata .....	61
Tabla 50 - Curva de ensayo Ventilador extracción .....	62
Tabla 51 - Comparativa precios aproximados.....	65

## Tabla de Imágenes

Imagen 1 - Obra civil .....	5
Imagen 2 - Flowsheet sistema de transporte .....	9
Imagen 3 - Típico de sistema de presión negativa – Pneumatic Conveying Design.....	10
Imagen 4 - Típico de sistema de presión positiva – Pneumatic Conveying Design.....	10
Imagen 5 - Diagrama sinóptico para Sistemas Abiertos y Cerrados .....	11
Imagen 6 - Representación de regímenes de transporte - Perry's Chemical Handbook .....	12
Imagen 7 - Caídas lineales de presión según transporte - Perry's Chemical Handbook.....	13
Imagen 8 - Transporte en Fase diluida – Fuente www.coperion.com .....	13
Imagen 9 - Transporte en Fase densa - Fuente www.coperion.com .....	13
Imagen 10 - Cuadro sinóptico de selección de tipo de transporte - Fuente Pneumatic Conveying Design14	
Imagen 11 - Tipificación de la pérdida lineal de carga y régimen de transporte .....	16
Imagen 12 - Relación entre la pérdida de carga horizontal y vertical.....	19
Imagen 13 - Gradientes de presión influido por la inclinación de la cañería.....	20
Imagen 14 - Valor k de pérdida de carga por cambios de dirección .....	21
Imagen 15 - Valor k de pérdida de carga extendido .....	21
Imagen 16 - Distribución de válvulas diversoras conforme al número de silos de almacenamiento .....	29
Imagen 17 - Rango de presiones de trabajo aproximadas para diversos dispositivos de dosificado .....	29
Imagen 18 - Dosificador de tornillo típico .....	30
Imagen 19 - Tanque de soplado típico con 2 entradas y 1 salida .....	30
Imagen 20 - Válvula rotativa típica .....	31
Imagen 21 - Rotores de válvulas abiertos y dotados de platos en los extremos .....	31
Imagen 22 - Típico de Válvula Diversora.....	32
Imagen 23 - Válvula Div. de Clapeta      Imagen 24 - Válvula Div. de Manguera Flexible.....	32
Imagen 25 - Válvula Div. Placa Móvil      Imagen 26 - Válvula Div. Rotativa .....	32
Imagen 27 - Válvula diversora doble túnel .....	33
Imagen 28 - Flow sheet General del sistema.....	36
Imagen 29 - Vista General de Cabeza de Silo.....	37
Imagen 30 - Típico de válvula dosificadora rotativa .....	37
Imagen 31 - Válvula diversora.....	38
Imagen 32 - Vista General de Filtro de mangas.....	39
Imagen 33 - Perspectiva general de la instalación con detalle de filtro de manga.....	40
Imagen 34 - Flowsheet esquemático .....	41
Imagen 35 - Vista en planta de silos de almacenamiento .....	41
Imagen 36 - Vista de clúster diversificadores y silos.....	42
Imagen 37 - Clúster de válvulas diversoras y cañerías.....	42
Imagen 38 - Vista lateral con obra civil en transparencia.....	42
Imagen 39 - Posición de tomas de presión para manómetro.....	45

Imagen 40 - Válvula de apertura rápida ..... 57

Imagen 41 - Nodos de cálculo de pérdida de carga para soplado ..... 58

Ilustración 42 - Ramales de soplado ..... 59

Imagen 43 - Perspectiva de zapatas ..... 60

Imagen 44 - Cargas sobre zapatas ..... 61

Imagen 45 - Ventilador de extracción ..... 62

# 1 Introducción

La producción de alimentos constituye una de las industrias fundamentales para la subsistencia de la sociedad moderna. No solo satisface una necesidad básica y esencial para la supervivencia humana, sino que también desempeña un papel crucial en la economía global, la seguridad alimentaria y la salud pública. En este contexto, la ingeniería mecánica y el desarrollo tecnológico desempeñan un papel esencial en el diseño, desarrollo y optimización de los procesos y sistemas que hacen posible la producción eficiente y sostenible de alimentos.

El crecimiento constante de la población mundial, junto con la urbanización y el cambio en los patrones de consumo, ha generado una creciente demanda de alimentos a nivel global. Esta demanda plantea desafíos significativos para la industria alimentaria, que debe ser capaz de producir alimentos de manera más eficiente, segura y sostenible. Aquí es donde la ingeniería mecánica y la tecnología entran en juego.

La ingeniería mecánica se encarga de la concepción, diseño y construcción de maquinaria, equipos y sistemas que son esenciales en cada etapa de la cadena de producción de alimentos, desde la agricultura y la cosecha, hasta el procesamiento, envasado, distribución y almacenamiento. La tecnología, por su parte, proporciona herramientas avanzadas como la automatización, la robótica, la sensorización y la inteligencia artificial, que permiten mejorar la eficiencia, la calidad y la seguridad de los alimentos producidos.

A lo largo de este trabajo, examinaremos casos de estudio, revisaremos avances tecnológicos relevantes y analizaremos cómo la ingeniería mecánica puede impulsar la innovación en la producción de alimentos.

## 1.1 Necesidad de movilizar grandes cantidades de producto secado

Analizando los procesos industriales de producción de alimentos, es fundamental destacar la importancia crítica de los procesos que generan materiales en formato de polvo. Estos desempeñan un papel crucial en la producción de una amplia variedad de productos alimenticios como harinas, especias, infusiones solubles, desecados de lácteos y muchos otros.

La obtención de alimentos procesados en polvo implica una serie de etapas y técnicas especializadas. La molienda es uno de los procesos clave, donde los ingredientes, como granos, semillas o especias, se reducen en tamaño mediante molinos o trituradoras. Este paso es esencial para obtener partículas más finas y homogéneas que mejoren la textura y las propiedades sensoriales del producto final.

Además, la atomización se utiliza en la producción de polvos solubles, como café o leche en polvo. Este método involucra la partición de líquidos en pequeñas gotas mediante la pulverización en una corriente de aire caliente. Posteriormente, las gotas se secan rápidamente para obtener partículas secas y libres de humedad. La atomización garantiza una mayor solubilidad y dispersión en líquidos, lo que facilita su uso y consumo.

Por otro lado, la deshidratación es un proceso ampliamente utilizado para la obtención de polvos a partir de frutas, vegetales. La liofilización y el secado son métodos comunes en los que se elimina el agua de los productos, preservando así su sabor, aroma y valor nutricional. Estos procesos permiten obtener polvos que son fáciles de almacenar, transportar y utilizar en una variedad de aplicaciones alimentarias.

En conclusión, los procesos industriales que generan productos en formato de polvo desempeñan un papel esencial en la industria alimenticia.

A nivel regional abundan las industrias de procesos alimenticios que producen polvos para consumo final o como materias primas para otros procesos industriales.

La factibilidad técnico-económica de dichas plantas indica que los volúmenes de producción más económicos son de varias toneladas al día.

Resulta muy interesante conocer y ofrecer soluciones para movimiento de estos productos dentro de las plantas de dichos productores.

## 1.2 Marco legal sanitario

En Argentina, el marco legal para los procesos alimentarios y su equipamiento se encuentra regulado por el Código Alimentario Argentino (CAA), que establece las normas y requisitos para garantizar la seguridad y calidad de los alimentos. Este código abarca desde la producción hasta la comercialización de los productos alimentarios.

En particular, el CAA establece las condiciones higiénicas que deben cumplir las instalaciones y los equipos utilizados en los procesos alimentarios. Estas condiciones incluyen la correcta limpieza, desinfección y mantenimiento de los equipos, así como la prevención de la contaminación cruzada y la manipulación adecuada de los alimentos.

Además, el Servicio Nacional de Sanidad y Calidad Agroalimentaria (SENASA) es el organismo encargado de supervisar y regular la producción y comercialización de alimentos en Argentina. SENASA establece normativas específicas para diferentes sectores de la industria alimentaria, asegurando el cumplimiento de estándares de calidad, inocuidad y trazabilidad.

En cuanto al equipamiento utilizado en los procesos alimentarios, el CAA y SENASA establecen requisitos técnicos y sanitarios específicos. Entre estos requisitos se incluyen materiales adecuados para estar en contacto con los alimentos, sistemas de control de temperatura y condiciones de almacenamiento adecuadas.

Pero específicamente, ninguna de las normas anteriores define materiales aptos, terminaciones superficiales específicas. Por lo tanto, el diseño de dichos equipos respetara los estándares de la industria a fin de mantener una producción que respete los estándares de SENASA y CAA en el producto terminado.

En definitiva, según estándares de la industria:

1. Materiales: aceros inoxidable
2. Superficies: rugosidad sanitaria
3. Fluidos de transporte: agua potable, aire libre de aceite
4. Desinfección: Soda caustica diluida

Dependiendo del proceso, los materiales y rugosidades pueden variar. Se emplean aceros inoxidable AISI-304 y rugosidad media de 0,8 micrómetros o menor en el común o mayoría de los casos.

Respecto a los materiales plásticos o las juntas, se deben utilizar materiales certificados que no contaminen el producto. En general se utilizan EPDM o Siliconas dependiendo del rango de temperaturas de operación.

### 1.3 Estudio de mercado

El valor de la industria alimenticia a nivel mundial es difícil de estimar. Existen datos parciales del comercio mundial que pueden servirnos para aproximar una magnitud del valor total y de las tendencias.

Según la Conferencia de Comercio y Desarrollo de la ONU (UNCTAD), el intercambio mundial de alimentos procesados va en aumento a razón porcentual promedio de 3,2% interanual desde hace más de 5 años<sup>1</sup>.

Al mismo tiempo, la población mundial registra un crecimiento sostenido que promedia un 1,5% interanual y se espera que dicha tendencia se mantenga.

Considerando que la población humana es el principal consumidor de productos alimenticios alrededor del mundo. No parece tan errado suponer que el crecimiento de la industria alimenticia ha sido impulsado por el aumento de la población mundial (PM). Pero parece necesario también, tener en consideración el crecimiento del Producto Bruto Mundial (PBG), para terminar de describir dicho fenómeno.

Según la UNCTAD, el PBM presenta un crecimiento sostenido en desaceleración leve. Si excluimos la variación interanual del 2020 (producto de la pandemia mundial) y su posterior rebote, muestra una tasa cercana al 3% promedio interanual<sup>2</sup>.

En ese mismo sentido, en el informe "OECD-FAO Agricultural Outlook 2023-2032"<sup>3</sup>, la OCDE y la Organización por la Comida y Agricultura de las ONU (FAO-UN), expresan que estos dos factores, población y PBG, parecen ser los motores que arrastran la demanda y producción mundial creciente de alimentos.

Teniendo en cuenta estos datos e informes, el mercado de alimentos agrícolas y procesados se muestra como un nicho en expansión que es potenciado por tendencias globales de difícil reversión en el corto plazo.

La siguiente Tabla 1, muestra el valor de la industria alimenticia a nivel mundial y el crecimiento de la población mundial durante los últimos 5 años:

Año	Valor Expo. Alim. Proc. (Trill. USD)	Var. Intera.(%)	Población mundial (Bill.)	Var. Intera.(%)	PIB mundial Var. Intera. (%)
2017	1,354		7,683		3,34
2018	1,400	3,3973	7,765	1,0673	3,2
2019	1,402	3,5451	7,841	2,0565	2,49
2020	1,436	2,4251	7,909	0,8672	-3,15
2021	1,689	17,618	7,975	0,8345	5,9
2022	1,752	3,73	8,045	0,8777	3,07
Promedio		3,2744		1,1407	2,92

Tabla 1 -Crecimiento de población mundial e industria alimenticia

<sup>1</sup> Trade in processed food (UNCTAD/STAT/2023/4 and Corr.1) - [https://unctad.org/system/files/official-document/stat2023d4\\_en.pdf](https://unctad.org/system/files/official-document/stat2023d4_en.pdf)

<sup>2</sup> "UNCTAD Handbook of Statistics 2023"- <https://unctad.org/HandbookOfStatistics>.

<sup>3</sup> OECD/FAO (2023), OECD-FAO Agricultural Outlook 2023-2032, OECD Publishing, Paris, <https://doi.org/10.1787/08801ab7-en>.

Es posible proyectar, entonces, que la industria de maquinaria de procesos alimenticios seguirá la expansión de dicho mercado a fin de suplir las necesidades de una industria en crecimiento.

Los principales productores de maquinaria para industria alimenticia a nivel mundial son empresas de origen europeo y estadounidense. Estos países son líderes en el desarrollo de tecnología para el procesamiento de alimentos, y sus empresas tienen una amplia presencia en los mercados globales.

En cuanto a los sectores, el procesamiento de alimentos es el más importante, seguido por el envasado de alimentos. Estas son áreas de gran crecimiento, ya que la demanda mundial de alimentos procesados y envasados está aumentando.

Los equipos de transporte neumático son una parte importante de la maquinaria para industria alimenticia. Se utilizan para transportar alimentos de manera eficiente y segura entre las diferentes etapas del proceso de producción.

Se listan los principales productores a nivel mundial de equipos para industria alimenticia con sus respectivos ingresos declarados durante los últimos 3 años<sup>4</sup>.

Empresa	País	Sectores	Equipos de transporte neumático	Fuentes de ingresos	Ingresos 2021	Ingresos 2022	Ingresos 2023
GEA Group	Alemania	Proc. de alimentos	Sí	Ventas de equipos y servicios	10,4	11,2	12
Alfa Laval	Suecia	Proc. de alimentos	Sí		8,6	9,4	10,2
Tetra Pak	Suiza	Proc. de alimentos	Sí		7	7,8	8,6
SPX Flow	Estados Unidos	Proc. de alimentos	Sí		6	6,8	7,6
Buhler AG	Suiza	Proc. de alimentos	Sí		5	5,8	6,6
Dover Corporation	Estados Unidos	Proc. de alimentos	Sí		4	4,8	5,6
Festo	Alemania	Autom. industrial	Sí		3	3,8	4,6
Krones AG	Alemania	Envasado de alimentos	Sí		2	2,8	3,6

Tabla 2 - Principales proveedores de equipos y componentes

Entre los anteriores, se listan productores de equipos como también de componentes para industria alimenticia, por lo que el relevamiento no resulta del todo fidedigno para determinar qué competidores directos se tienen en el sector de transporte neumático.

En este sentido, el único proveedor que ofrece equipos de transporte neumático en su catálogo online es GEA Group.

Las facturaciones por equipos y servicios de cada proveedor, en conjunto con el crecimiento registrado del sector alimenticio a nivel mundial, muestran un nicho de mercado por explotar. Sumado a esto, solo se encuentra un proveedor que ofrezca equipos para este rubro específicamente. Por lo tanto, podemos hablar de un grupo de competidores reducido, con altos ingresos, y un mercado amplio y en expansión.

En conclusión, se puede observar un nicho de mercado por explotar. Aunque debemos aclarar que, la cuantificación de dicho nicho y la viabilidad a nivel local, regional y mundial de la comercializar nuestros productos de transporte requerirá una investigación más exhaustiva que la anterior.

<sup>4</sup> Resumen contable realizado con ayuda de IA en base a balances de las empresas citadas.

## 2 Desarrollo

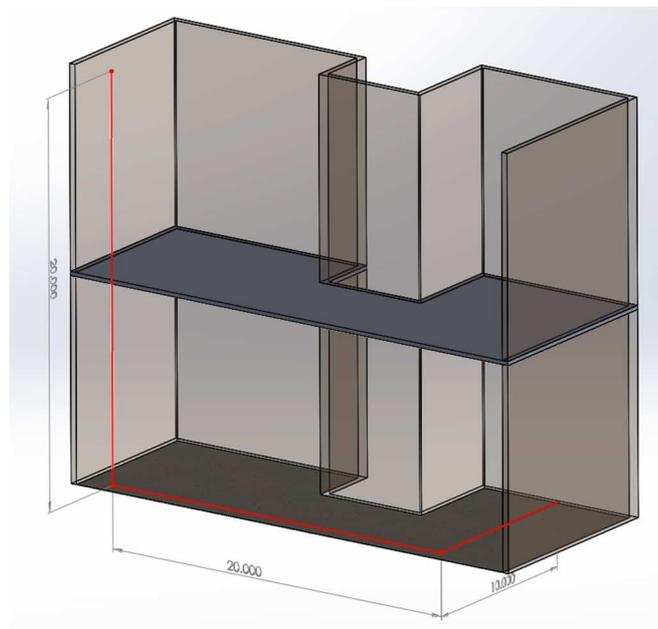
El caso de estudio de este proyecto final plantea diseñar un sistema de movimiento y almacenamiento capaz de mover y almacenar el producto de una planta de secado con capacidad típica para estas industrias de 50 toneladas al día. El producto por transportar se establece en suero de queso simple y re engrasado por presentar particularidades que complejizan su transporte.

Para el diseño, se considera un funcionamiento intensivo en régimen de 20 horas por 4 de limpieza de equipos auxiliares. Por lo tanto, el caudal de régimen del transporte es de 2500 kg/hora. Cabe aclarar que la capacidad de diseño se considera como máxima y estimativa. Por lo tanto, a la hora de proyectar una instalación como la propuesta, debemos tener en cuenta que se estiman capacidades máximas y que los diferentes subsistemas deben suplementar dicha capacidad, pero tal vez no la excedan.

Una de las particularidades del polvo de suero de queso es que es abrasivo, por lo tanto, se deben evitar materiales blandos en zonas comprometidas, como curvas. La granulometría típica de este material varía entre 50 y 250 micrones.

Respecto a la geometría de transporte, consideraremos una nave industrial hipotética compuesta por dos salas espaciadas en horizontal y un nivel de planta. Típicamente, los equipos de almacenamiento se ubican sobre una planta elevada a fin de crear espacio para los equipos de fraccionado y así alimentarlos por gravedad. Se define entonces, una diferencia de altura de 20 metros y un desarrollo en el plano horizontal de 20 metros por 10 metros.

Se deberá tener en consideración que el sistema de transporte trasladará un producto altamente



*Imagen 1 - Obra civil*

hidrofílico. Dato no menor, que afectará la selección de tecnologías de transporte.

Para dimensionar el almacenamiento, debemos tener en cuenta que dichos sistemas surgen por la necesidad de dotar de un pulmón para la preservación de los productos antes de su envasado

o fraccionado. El sistema de almacenamiento, entonces, se puede estimar, debe tener la capacidad necesaria para acopiar la producción de 2 días a fin de prever fallas de envasado

## 2.1 Alternativas de solución

El problema por resolver es del área de movimiento de materiales a granel. Las soluciones existentes para este tipo de movimiento de materiales se basan en:

1. Tornillos sin fin
2. Cadenas de canjilones
3. Cintas transportadoras
4. Superficies vibradas o con movimiento alternativo
5. Sistemas neumáticos

No se tienen en cuenta soluciones de transporte a través de elevadores mecánicos o por movimiento manual ya que, para el caudal de producto elevado, es económicamente inviable.

Para establecer las mejores soluciones al problema propuesto, se desarrolla una matriz de Despliegue de la Función de Calidad (QDF por sus siglas en Inglés) simplificada y alterada por parámetros del método Kano. Dentro de esta matriz, incluiremos los parámetros básicos de diseño de cada tecnología y valoraremos la capacidad técnico-económica para cumplirlos de cada una.

Estos valores indican una evaluación general para cada criterio. Tengamos en cuenta que la evaluación puede ser subjetiva y puede variar según las necesidades y circunstancias específicas de cada caso.

Descripción de cada criterio:

1. Estanqueidad: Evalúa la capacidad del sistema de transporte para mantener un ambiente estanco, evitando la fuga de material transportado y la contaminación mediante el ambiente o cualquier suciedad.
2. Mantenimiento: Evalúa el nivel de mantenimiento requerido para el sistema de transporte. Un sistema con mantenimiento bajo requerirá menos intervenciones y reparaciones.
3. Costo de instalación: Indica el costo aproximado de instalación del sistema de transporte.
4. Cambios de dirección: Evalúa la capacidad del sistema para realizar cambios de dirección en la trayectoria del material transportado.
5. Cambios de altura: Evalúa la capacidad del sistema para realizar cambios en la altura del material transportado.
6. Espacio reducido: Evalúa la capacidad del sistema para instalarse y funcionar en espacios reducidos.
7. Costo lineal aproximado: Indica el costo aproximado por unidad de longitud del sistema de transporte. Este parámetro quedará excluido de la matriz QFD Kano, se analizará por separado.

De la Tabla 3 comparativa (página siguiente) podemos determinar que todos los sistemas tienen su caso de aplicación. Como también, podemos imaginar un conjunto de sistemas de transporte que conste de múltiples alternativas de equipos en el tramo del proceso donde sea más conveniente.

Podemos también, sortear los problemas de estanqueidad de la mayor parte de los sistemas. Se denominó como *media* la estanqueidad de la mayoría de las alternativas, debido a que se

debería lograr encapsulando todo el mecanismo; como también, sellar entradas y salidas mediante mangas y así evitar la contaminación del producto. Por lo tanto, la calificación indica que resulta de difícil aplicación y que, además, para obtener los mismos resultados, no sería una solución tan eficiente como la de otros sistemas.

Por otra parte, los cambios de dirección son tópicos que suman complejidades constructivas en algunos sistemas. Los tornillos sin fin y las cadenas de canchales tienen limitaciones en este aspecto, siendo más adecuados para trayectorias rectas. Las cintas transportadoras pueden adaptarse mejor, utilizando rodillos giratorios y guías. Las superficies vibradas también permiten cambios de dirección, pero con consideraciones específicas.

Finalmente, los sistemas neumáticos pueden adaptarse a las geometrías de recorrido y desvíos mediante curvas o válvulas, por lo tanto, representan la opción más viable técnicamente, en este punto.

MATRIZ DE PRODUCTO										
<b>Modelo Kano</b> M Mandat6ria E Esperada A Atractiva				<b>Relacionamiento</b> 0 Cumple Mucho O Cumple medianamente ▲ Cumple poco						
Item	Mx. relacionamiento del item	Importancia relativa	Modelo Kano	Conceptos de producto Necesidades del cliente/producto	Tornillo sin fin	Cadena de canchales	Cinta transportadora	Superficies vibradas	Sistemas neumáticos	
1	9	25	M	Estanqueidad	0	0	0	0	0	
2	9	5	A	Mantenimiento	0	▲	0	0	0	
3	3	15	E	Costo de instalaci6n	0	0	0	0	0	
4	9	15	E	Cambios de direcci6n	▲	▲	0	▲	0	
5	9	15	E	Cambios de altura	0	0	0	▲	0	
6	9	25	M	Espacio reducido	▲	▲	▲	▲	0	
<b>Limite superior</b>					2	1	1	0	5	
<b>Medio</b>					2	2	4	3	1	
<b>Limite inferior</b>					2	3	1	3	0	
<b>Mx. relacionamiento de la columna</b>					9	9	9	3	9	
<b>Peso de importancia</b>					3	3	3	2	8	
<b>Importancia relativa %</b>					18	16	15	10	42	
<b>Orden de actuaci6n/ nivel de importancia</b>					2	3	4	5	1	

Tabla 3 - Matriz de Kano QDF aplicada a tecnologías de transporte

Además, extendindonos sobre el punto anterior, los sistemas de canchales, cintas y tornillos son de difícil limpieza comparados con los neumáticos como podemos ver en la Tabla 4 siguiente. Al mismo tiempo, el costo por metro lineal de estos es mucho mayor que el de los neumáticos, que se componen principalmente por cañerías.

	Costo aprox. (USD/mt)
Tornillo sin fin	1200
Cadena de canjilones	1400
Cinta transportadora	1100
Superficies vibradas	900
Sistemas neumáticos	600

Tabla 4 - Costos lineales aproximados de sistemas de transporte

En definitiva, el problema de ingeniería presentado se planea resolver por medio de un transporte de polvo neumático. Los pasos siguientes en el diseño y cálculo de este serán, determinar el concepto más conveniente del mismo (fase densa o diluida), dimensionamiento del sistema (presión de transporte, etc.) y componentes constitutivos (válvulas, soplantes, filtros recuperadores, alimentadores, etc.).

No se descarta la utilización de tornillos sin fin o cintas transportadoras como sistemas auxiliares del sistema principal dentro de la instalación, de forma puntual. Pero a grandes rasgos, el diseño neumático presenta mejor comportamiento para los requerimientos más demandantes de la instalación.

## 2.2 Sistemas de Transporte Neumático

### 2.2.1 Estado del arte y bibliografía

Al día de la fecha, existen numerosos estudios y publicaciones sobre el tema. El objetivo de estas es describir el fenómeno de transporte o generar un modelo que prediga satisfactoriamente, de forma independiente de las propiedades del material a transportar o de la geometría de transporte, las pérdidas de carga que experimentarían los fluidos en el recorrido, y la factibilidad técnica de realizar dicho recorrido según velocidades de transporte, presiones y otros factores. Pese a esto, podemos asegurar que el estado de desarrollo o exactitud de estos modelos solo es aplicable para sistemas de transporte en fase diluida (con sus debidos recaudos).

A diferencia de los procesos de movimiento de aire, donde intervienen fenómenos de turbulencias "simples", donde los fluidos solo interactúan con los límites del conducto de transporte, en el transporte neumático se dan turbulencias y rozamientos de tres tipos bien diferenciados de elementos. Por un lado, el fluido de transporte, gaseoso; por otro, el material a transportar, granular y por último el conducto de transporte, sólido. En especial las propiedades de movimiento de los materiales granulares dificultan la obtención de modelos fiables, teniendo en cuenta que se transportan materiales orgánicos, minerales e inorgánicos. Además, pulverulentos de diámetros de partículas que van desde 50 micrones a 600 micrones; como también gránulos de hasta 1 mm, y finalmente, granos o pellets de centímetros de largo.

Por lo tanto, respecto al dimensionamiento de nuestro sistema, nos referiremos a modelos matemáticos disponibles, teniendo en cuenta sus limitaciones, y realizando extrapolaciones, con las precauciones necesarias.

Como bibliografía de consulta, se seleccionaron dos libros que presentan una buena recopilación o desarrollo de los pormenores técnicos y los fenómenos físicos involucrados, a fin de poder tomar las decisiones más acertadas en el dimensionamiento del sistema.

En lo correspondiente a las definiciones técnicas de equipos o conceptos operativos, el libro *Pneumatic Conveying Design* de David Mills, contiene gran cantidad de know how y soluciones simples. También cuenta con ejemplos de aplicación muy variados, lo que ayuda a tomar dimensión de las magnitudes empleadas en la industria.

Por otro lado, para el dimensionamiento y cálculo de transporte neumático, se prefiere recurrir a *Perry's Chemical Engineering Handbook* que desarrolla con mayor rigor científico los fenómenos y cálculos experimentales que influyen en el sistema. Se recopila gran cantidad de publicaciones científicas sobre el tema y se explican las ventajas y desventajas de los regímenes.

### 2.2.2 Descripción de Sistemas

Para comenzar a desarrollar el proyecto y facilitar la lectura, se ejemplifica una instalación típica de transporte neumático a fin de que el lector pueda visualizar los conceptos que se trataran a continuación. Luego, se proseguirá a describir las diferentes tecnologías y conceptos que se utilizan en estos.

El recorrido del material es básicamente el que se representa en el siguiente flowsheet (básico) en la Imagen 2 el cual complejizaremos explicando el rol de cada componente.

El polvo se dispone a la salida de un enfriador vibrado, un equipo auxiliar del sistema de secado de suero. Para esta instancia del proceso de elaboración, el polvo se encuentra a una muy baja humedad relativa, y debe permanecer así durante el traslado para permitir su almacenamiento. Al final del recorrido, debe ingresar a un silo de almacenaje para llevar el material a fin de disponer el producto para su posterior embolsado o fraccionado.

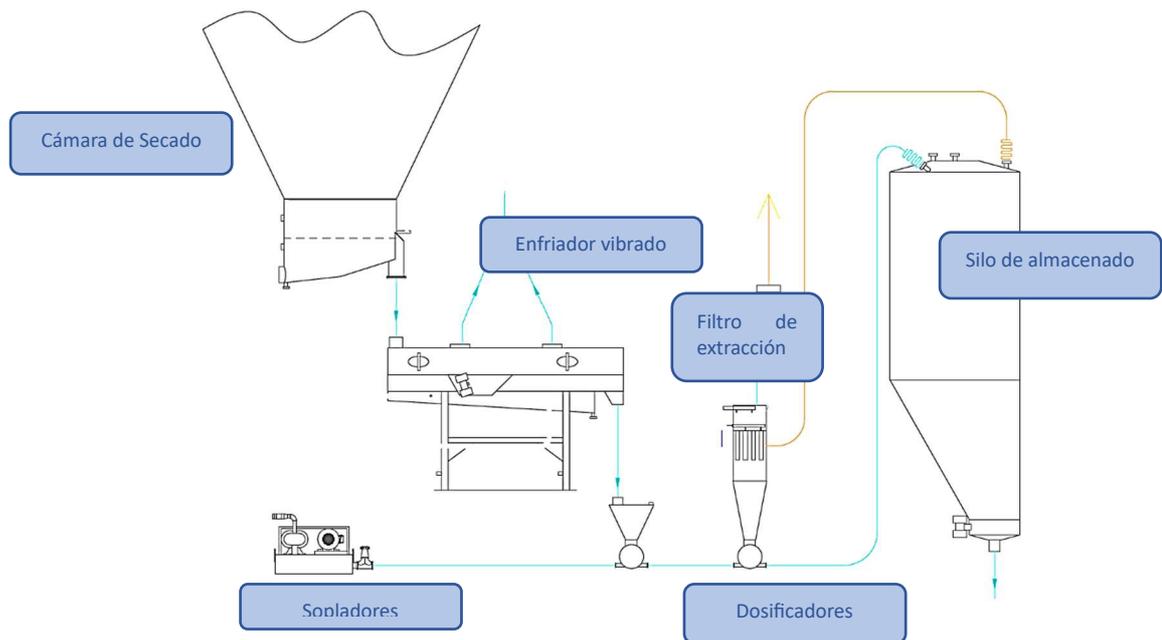


Imagen 2 - Flowsheet sistema de transporte

Durante la impulsión del polvo, el aire de propulsión se carga de particulado fino que se arrastra en la salida de aire del silo de almacenaje. Para recuperar este material, se disponen filtros de mangas que vuelven a inyectar el polvo en la línea de transporte.

El dispositivo de reinyección del polvo, es decir, los dosificadores, dependerán del diseño del sistema de traslado (fase densa o diluida).

En el flowsheet expuesto se considera una configuración válida tanto para fase densa como diluida. Específicamente, se trata de un sistema de presión positiva, según Imagen 3, también pueden construirse de presión negativa o vacío, según Imagen 4, como también mixtos.

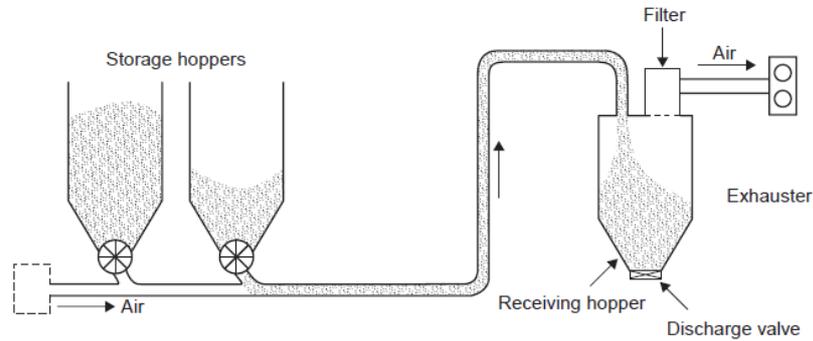


Figure 2.3 Typical negative pressure conveying system.

Imagen 3 - Típico de sistema de presión negativa – Pneumatic Conveying Design

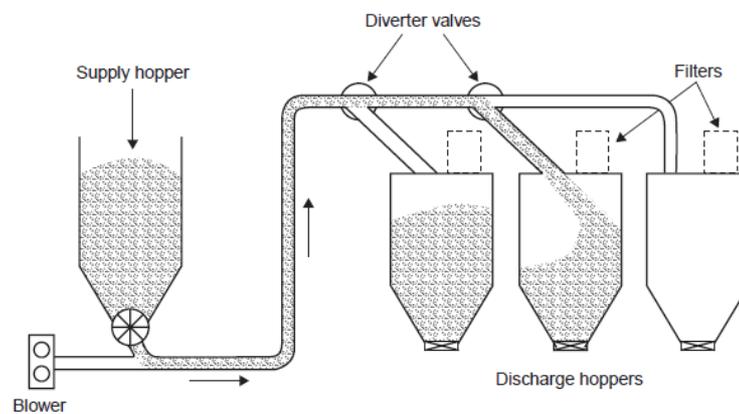


Figure 2.2 Typical positive pressure conveying system.

Imagen 4 - Típico de sistema de presión positiva – Pneumatic Conveying Design

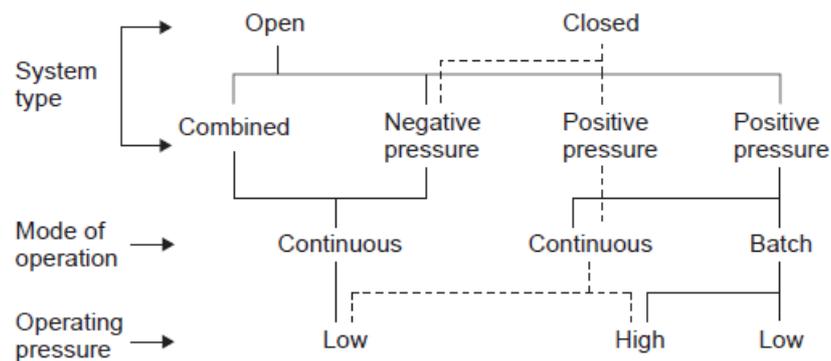
Al sistema de transporte pueden adicionarse ventiladores extractores para el recuperado de finos, pero estos equipos son opcionales, dependiendo del caso.

Las aplicaciones de ambas opciones, equipos impulsores o extractores están condicionadas por el tipo de tecnología de transporte seleccionada para el producto. Pueden utilizarse tecnologías de fase densa o diluida.

Las configuraciones de sistemas de presión positiva y negativa son igualmente válidas para métodos de fase diluida, pero, a la hora de trabajar con fase densa, se debe utilizar de forma demandante un equipo de impulsión.

### Sistemas abiertos y cerrados

Debido a los requerimientos del gas de transporte, se diferencian dos tipos de configuraciones: sistemas cerrados y abiertos.



**Figure 2.1** Diagram to illustrate the wide range of conveying systems available for conventional systems operating with a single air source.

*Imagen 5 - Diagrama sinóptico para Sistemas Abiertos y Cerrados*

Los sistemas abiertos cuentan con renovación y descarte del fluido de transporte. Mientras que los sistemas cerrados recirculan dichos gases, según Imagen 5. Estos últimos se utilizan en situaciones donde los polvos transportados son altamente explosivos, por lo tanto, se utiliza un gas inerte para transportarlos. Además, se puede requerir una solución de este tipo si se trata con materiales tóxicos, por lo que se deben encapsular. Los sistemas cerrados deben contar con intercambiadores para enfriar los gases, ya que se calientan por el rozamiento y la compresión.

En nuestro caso, el polvo de suero de queso no es ignífugo ni tóxico ni contaminante, pero, los productos secados de industria alimenticia son altamente hidrofílicos, esto quiere decir que, ante la presencia de humedad, la absorben. El producto seco, con muy baja humedad relativa empieza a humedecerse y en algunos casos vuelven imposible su transporte y almacenamiento. Por lo tanto, el aire de transporte debe tener muy baja humedad relativa para poder utilizarse.

Otra particularidad de estos productos es la de requerir evitar niveles de contaminación elevados, es decir, requieren que el aire de transporte este filtrado a calidades de G4 EU, como también evitar aceites disueltos en su seno. Por lo tanto, el aire de transporte debe contar con filtrado de partículas y gotas de aceite.

Finalmente, nuestro sistema será de tipo abierto, con previo filtrado y secado del aire. Consideraremos que la provisión del aire de transporte estará a cargo del cliente, ya que, en general, las plantas de este rubro cuentan ya con instalaciones de aire comprimido de estas características.

### Transporte en Fase Densa y Diluida

El transporte por movimiento de gases de un sólido particulado puede darse de diferentes formas. La idea es, básicamente, la misma, pero inclusive de forma visual se aprecian muy distintos.

Supongamos que contemplamos un transporte preponderantemente homogéneo, donde las partículas se encuentran distanciadas en el flujo de gas de forma casi equidistante. Si disminuimos la velocidad de las partículas empezaran a distanciarse cada vez menos. Eventualmente, llegaremos a un régimen inhomogéneo, donde las partículas se encuentran suspendidas fluidizadas y se transportan con rozamiento muy bajo, como si se tratase de un lecho fluido.

Bajando aún más la velocidad y aumentando la carga de material, el material transportado empieza a formar dunas de transporte. Con una velocidad todavía más lenta y una carga mayor,

se forman tapones de material que ocupan la sección totalmente y viajan a través de la tubería en olas.

Si disminuimos la velocidad todavía más, se formarán tapones intermitentes hasta tapan totalmente la cañería e interrumpir el movimiento de material.

El análisis anterior se realiza considerando que se varían, también, los caudales masicos de material y la presión de transporte, de forma acorde.

El análisis anterior se puede apreciar de forma gráfica en la Imagen 6.

#### 21-44 SOLIDS PROCESSING AND PARTICLE TECHNOLOGY

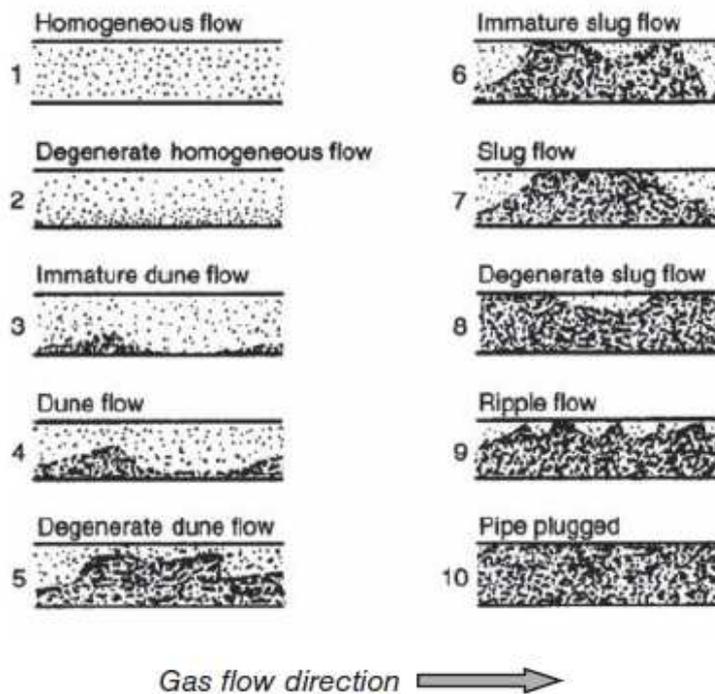


FIG. 21-89a Pattern of solids flow in pneumatic conveying. [From Wen, U.S. Dept. of Interior, Bureau of Mines, PA, IC 8314 (1959) with permission.]

Imagen 6 - Representación de regímenes de transporte - Perry's Chemical Handbook

Las pérdidas de carga, a igualdad de flujo masico de material, varían también según el régimen de transporte.

En la siguiente Imagen 7 se puede ver como la perdida de carga lineal varía según la velocidad del aire de transporte. La menor perdida de carga posible se obtiene en un régimen fluidizado de *Saltación*, el cual es el equivalente al de un lecho fluidizado en régimen estable.

Las características de cada régimen variaran dependiendo del tamaño de las partículas, la densidad de estas y la densidad del gas, entre otros factores; dependiendo de la bibliografía consultada.

Se pueden observar fotografías de ambos regímenes de flujo en la Imagen 8, Diluida, e Imagen 9, Fase densa. En este caso, aplicadas sobre granos de café.

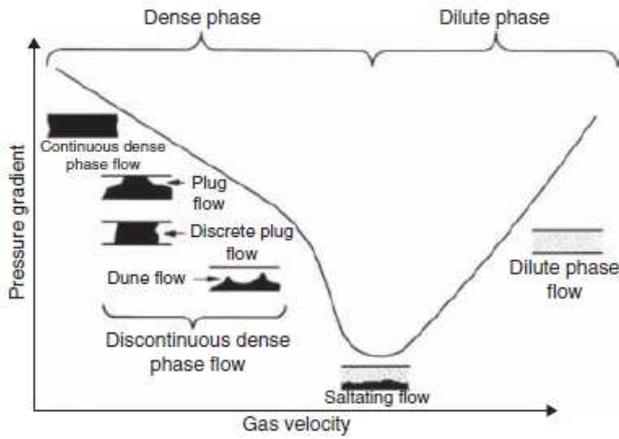


FIG. 21-89b Zenz diagram of pressure gradient versus velocity.

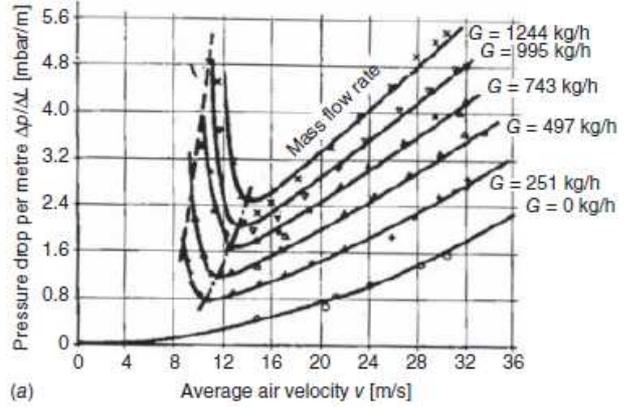


FIG. 21-91 Conveying diagram for Styropor® polystyrene in 52.6-mm pipe. (Rizk, F. Ph.D. thesis, Karlsruhe, 1973.)

Imagen 7 - Caidas lineales de presión según transporte - Perry's Chemical Handbook

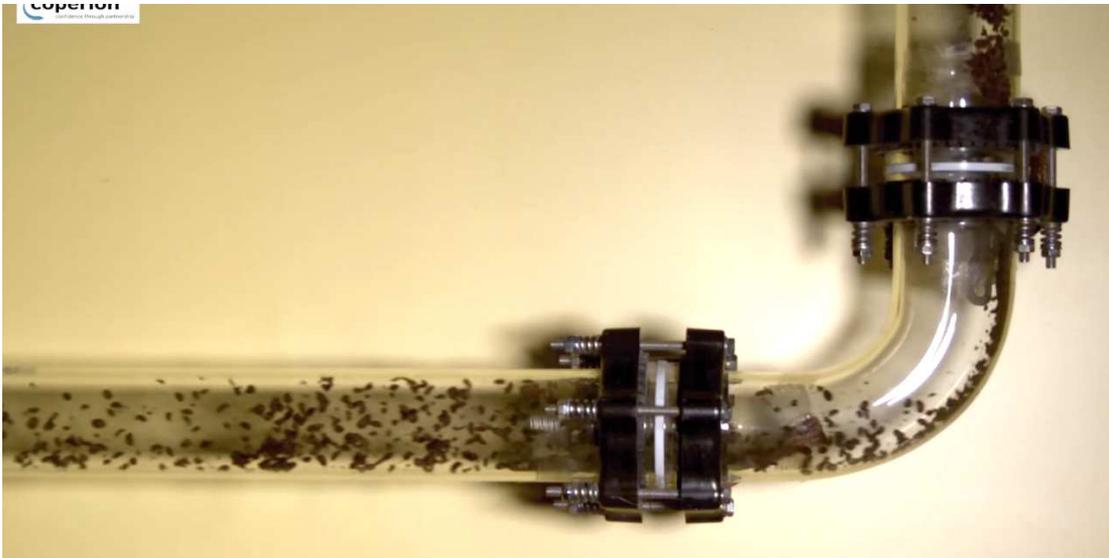


Imagen 8 - Transporte en Fase diluida – Fuente www.coperion.com



Imagen 9 - Transporte en Fase densa - Fuente www.coperion.com

### 2.3 Selección de métodos

Como se habló anteriormente, existen dos tecnologías, fase densa y diluida, ambas soluciones difieren tanto en calculo como en rangos de utilización.

Las configuraciones de sistemas de presión positiva y negativa son igualmente válidas para métodos de fase diluida, pero a la hora de trabajar con fase densa, se debe utilizar de forma demandante un equipo de impulsión a fin de lograr presión positiva.

Dependiendo de la bibliografía, los parámetros claves en la selección de una u otra tecnología de transporte, difieren.

Si nos referimos a la Guía de Diseño de Transporte Neumático, la selección se basa en parámetros del sistema mecánico diseñado, tales como caída de presión aceptada y caudal masico. Se destaca la transición entre Solida y Diluida según longitudes de transporte.

En dicha bibliografía, el sólido transportado se caracteriza según la capacidad de retener aire. Este parámetro se obtiene de forma experimental pero no se brindan relaciones para extrapolar dichos resultados a otros materiales que los ensayados según algunas características materiales utilizadas, por ejemplo, densidad, tamaño de partículas, coeficiente de fricción de las partículas o ángulo de talud.

Por lo tanto, las consideraciones anteriores, nos sirven solo parcialmente, de forma orientativa. De todas formas, el análisis anterior, nos da un primer indicio, de que la solución óptima en este caso podría ser la Fase Solida.

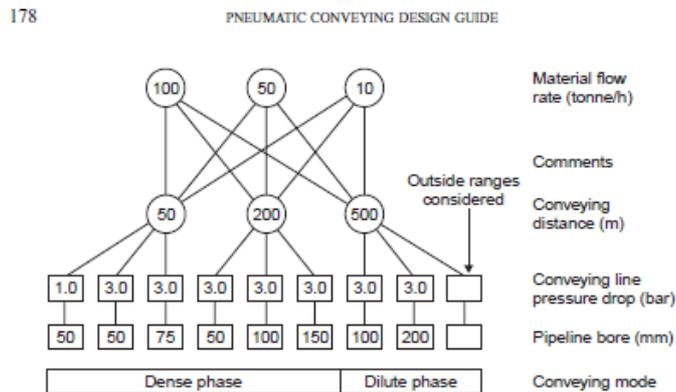


Figure 8.35 Summary chart for system capabilities and design parameters for materials having very good air retention (material type A).

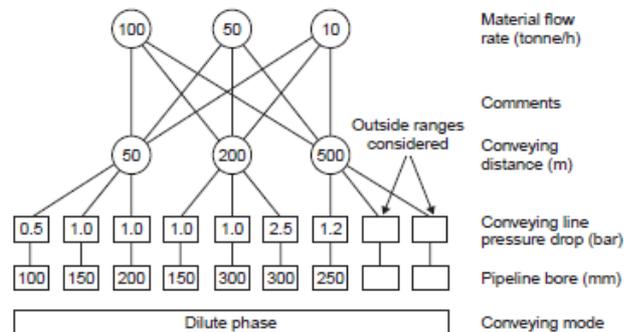


Figure 8.36 Summary chart for system capabilities and design parameters for materials having very poor air retention (material type B).

Imagen 10 - Cuadro sinóptico de selección de tipo de transporte - Fuente Pneumatic Conveying Design

Por otro lado, según el Manual del Ingeniero Químico, la selección del sistema puede obedecer características del material transportado. En primera instancia, el proceso de transporte puede utilizarse como etapa de enfriado del producto en proceso; con una distancia de transporte y una masa de aire suficiente puede generarse un tiempo de permanencia y extracción de calor en Fase Diluida suficiente para enfriar el polvo.

Al mismo tiempo, la Fase Densa se utiliza para evitar incrustaciones de material en las paredes internas de las cañerías. En materiales engrasados o con posibilidad de agrumarse debido a absorber humedad, si el transporte se da en velocidades altas, las partículas se incrustan y generan obturaciones en el conducto de transporte.

Por último, la fase densa permite trasladar polvos con menor riesgo de degradación que la diluida. Debido a los choques de las partículas, el material transportado tiende a degradarse. Por lo tanto, en estos casos es preferible utilizar una fase densa.

Finalmente, siguiendo las recomendaciones anteriores, se selecciona el diseño de Fase Densa. El suero de leche suele contener grasas y tapar conductos si se traslada a grandes velocidades. Además, no es necesario enfriar o calentar el producto, por el contrario, es preferible que no tenga contacto con masas de aire demasiado grandes. También, desde el punto de vista mecánico, el sistema tiene distancias cortas y se pueden disponer de presiones grandes para la impulsión.

## 2.4 Formas de calculo

### 2.4.1 Velocidad de movimiento

Existe amplia variedad de publicaciones y bibliografía que hablan sobre el dimensionamiento de estos sistemas. En su mayoría tienden partir de sistemas estudiados como prototipo con materiales transportados específicos; la idea es extrapolar estos modelos a los sistemas a diseñar.

Para el cálculo y dimensionamiento de nuestro sistema, nos referiremos a Perry's Chemical Handbook 7ma. Edición, el cual reúne papers y métodos de cálculo propios, dentro de la sección 21, Procesamiento de sólidos y tecnología de partículas

Conociendo el régimen de transporte que debemos utilizar, debemos determinar la velocidad máxima y mínima de movimiento. De la Perry's Chemical Handbook, ecuación 21-88, se obtiene la Velocidad de Saltación, de la siguiente forma:

$$v_s = \left[ \frac{W_s \sqrt{gD^k} 10^\delta}{\rho_g A} \right]^{\frac{1}{k+1}}$$

Donde  $V_s$  es la velocidad de saltación,  $W_s$  es el gasto de material transportado,  $D$  el diámetro de tubería,  $\rho_g$  es la densidad del gas de transporte y  $A$  la sección transversal de la tubería de transporte. Los factores  $K$  y  $\delta$  son  $= 1.44dp+1.96$  y  $= 1.1dp+2.5$  donde  $dp$  es el diámetro de las partículas en milímetros.

La ecuación anterior recibe el nombre de ecuación de Rizk, y describe satisfactoriamente el comportamiento de partículas de diámetro mayores a 200 micrómetros.

La velocidad de Saltación nos indica el momento donde le flujo de material se fluidiza y se obtienen las menores perdidas de carga. Progresando en velocidad, la pérdida de carga lineal tiende a aumentar, como podemos ver en la Imagen 8.

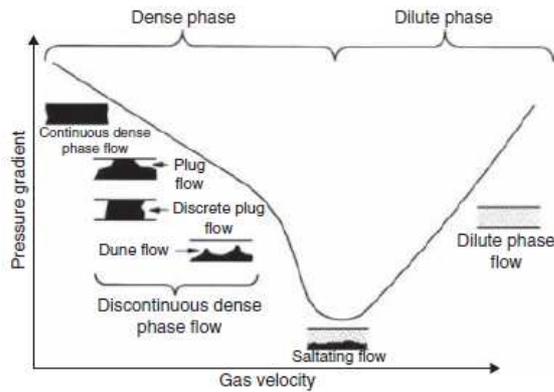


FIG. 21-89b Zenz diagram of pressure gradient versus velocity.

Imagen 11 - Tipificación de la pérdida lineal de carga y régimen de transporte

Del gráfico anterior podemos deducir que, a la hora de dimensionar un sistema para transporte de Fase Densa, debemos movernos por debajo de la velocidad de saltación. Es decir, debemos lograr que las velocidades oscilen entre la velocidad mínima de transporte y la velocidad de saltación.

También hay que observar que la densidad del aire es indirectamente proporcional a la velocidad de saltación. Eso quiere decir que, mientras el aire circule por la tubería, empezara a descomprimirse, al descomprimirse su densidad disminuye y su velocidad de saltación aumenta. Por lo tanto, dada una velocidad de saltación inicial calculada, la velocidad real de saltación al finalizar el recorrido por las tuberías será mayor. Como criterio de cálculo, se considerará como límite la velocidad de saltación a la presión inicial de transporte la cual será menor, entonces, que la velocidad inicial.

Por otro lado, hay que tener en cuenta que, mientras la velocidad del flujo aumenta, las pérdidas lineales bajan hasta superar la velocidad de saltación. Es decir, que la pérdida lineal calculada al principio de una cañería estará por encima de la pérdida lineal al final de dicha cañería. Podemos, entonces, decir que los cálculos de pérdida de carga que se realicen para cada tramo están sobre dimensionados.

#### 2.4.2 Pérdidas de carga

Las pérdidas de carga en estos sistemas se calculan por pérdidas de carga de aire y pérdidas de partículas (Perry's Chemical Handbook).

$$\Delta P_{\text{total}} = \Delta P_{\text{air}} + \Delta P_{\text{solids}} \quad (21-85)$$

Es decir que el estudio se dividirá en fenómenos relacionados con el movimiento de aire tal cual se lo conoce dentro de la mecánica de fluidos, y, además, en el movimiento de partículas dentro del fluido y cañería.

Los modelos matemáticos expresados fueron desarrollados por numerosas investigaciones. A fin de generar una lectura más fluida del informe, se deja a cargo del lector consultar la bibliografía citada, donde se detallan cada uno de los desarrolladores y fuentes, en vez de resaltar cada una de las publicaciones a las que se hace referencia en el compendio.

Siguiendo con el desarrollo de las perdidas, existirán perdidas por aceleración de las partículas, perdidas por rozamiento del aire con la tubería, perdidas por rozamiento de las partículas con el aire y las tuberías y perdidas en cambios de dirección, es decir curvas, y separación de gases y sólidos.

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{gas} + \Delta P_{acc} + \Delta P_{fric} + \Delta P_{bends} + \Delta P_{solids} + \Delta P_{solid-gas\ separation} \quad (21-96)$$

También tendremos en cuenta las perdidas en redirecciones por maniobras de almacenamiento. Recordemos que debe existir almacenamiento para 2 días de producción, por lo que es muy probable que sea necesario algún dispositivo de redirección del flujo de material para seleccionar entre diferentes equipos de acopio. Estimaremos dichas perdidas de carga en base a experiencia previa.

### Aceleración de solidos

La aceleración de los sólidos se obtendrá de la siguiente forma:

$$\Delta P_{acc-solidos} = \frac{U_p W_s}{A} \quad (21-97)$$

Donde la variación de presión se da en Pascales.  $U_p$  hace referencia a la velocidad de la partícula en m/s;  $W_s$  a el gasto de material trasportado en kg/s y  $A$  al área del conducto en metros cuadrados.

Por su parte la perdida en la aceleración del aire se da conforme:

$$\Delta P_{acc-gas} = \frac{\rho_f U_g^2}{2} \quad (21-98)$$

Donde  $\rho_f$  es la densidad del gas de transporte, en este caso el aire;  $U_g^2$  es la velocidad del gas al cuadrado.

Para calcular perdidas de aceleración de partículas es necesario conocer la velocidad media de transporte de las partículas. Dicha velocidad se puede obtener mediante:

$$\frac{U_p}{U_g} = 1 - 0.68 d_p^{0.92} \rho_s^{0.5} D^{-0.24} \rho_f^{-0.2} \quad (IGT) \quad (21-101)$$

Donde intervienen el diámetro medio de las partículas  $d_p$ , la densidad del solido  $\rho_s$ , el diámetro del conducto o tubería  $D$  y la densidad del gas  $\rho_f$ .

### Transporte vertical

Durante la elevación de la mezcla de gas y sólido, se da una perdida que corresponde solamente a la elevación de los materiales y el gas; pero también una perdida por rozamiento de con las tuberías, por parte del gas y las partículas.

La primera parte, elevación de materia, se da según la expresión siguiente:

$$\Delta P_{int} = \Delta P_{int-gas} + \Delta P_{int-solidos} = \epsilon \rho_f \Delta Hg + (1-\epsilon) \rho_s \Delta Hg \quad (21-102)$$

Donde  $\Delta H$  hace referencia al cambio de altura en la elevación y  $g$  a la aceleración gravitatoria.

El termino  $\epsilon$  hace referencia a una relación entre densidad de las partículas, velocidad de estas y gasto. Como se muestra en la siguiente ecuación.

$$\epsilon = 1 - \frac{W_s}{\rho_p A U_p} \tag{21-103}$$

Las perdidas lineales por rozamiento de gas y partículas se desarrollarán según el movimiento sea vertical u horizontal. A fin de darle coherencia al desarrollo, dejaremos en pausa el cálculo de perdidas en elevación del trasporte, para continuarlo en breve.

**Perdidas lineales**

Las perdidas lineales por rozamiento en horizontal se calculan para sólidos y gases. Aparece el factor de rozamiento  $\lambda_z$  que se calcula de forma diferente para tramos verticales y horizontales.

$$\Delta P_{\text{solid}} = \mu \lambda_z \frac{\rho_f U_g^2 L}{2D} \tag{21-105}$$

En el caso de los tramos horizontales se obtiene de la forma:

$$\lambda_z = K \mu^a Fr^b Fr_s^c \left( \frac{D}{d_p} \right)^d \quad \text{where } Fr = \frac{U_g^2}{gD} \quad \text{and } Fr_s = \frac{U_g^2}{gd_p} \tag{21-106}$$

Donde  $Fr$  y  $Fr_s$  se obtiene como se expresa en la formula siguiente.

La expresión anterior se define como fórmula de Stegmaier y tiene aplicación para partículas de tamaño menor a 500 micrones. Para partículas de diámetro mayor, es necesario utilizar la fórmula de Weber.

Para tramos verticales, el factor  $\lambda_z$  se obtiene de la siguiente manera:

$$\lambda_z = \frac{U_g}{1200 U_p} + \frac{2 U_g}{U_p Fr} \tag{21-107}$$

Donde los términos de velocidad  $U_p$  se pueden calcular según la relación 21-101.

Los factores empíricos de la fórmula 21-106 se obtienen de la tabla 21-8. En dicha tabla se expresa la diferencia entre métodos de Stegmaier y Weber.

**TABLE 21-8 Constants for Solids Friction Factors**

Material particle size	<i>K</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>
>500 μm (Weber)	0.082	-0.3	-0.86	0.25	0.1
<500 μm (Stegmaier)	2.1	-0.3	-1	0.25	0.1

Las perdidas lineales por rozamiento del aire y tubería se obtienen según la fórmula de Darcy-Weisbach.

$$\Delta P_{\text{gas}} = \frac{\lambda_f \rho_f U_g^2 L}{2D}$$

Para obtener el factor de fricción  $\lambda_f$  se optó por utilizar el diagrama de Moody. Por lo general los flujos en estos transportes son de régimen turbulento.

Si nos referimos a la Pneumatic Conveying Design, para tramos de transporte verticales, exponen experimentos donde se varían, para los mismos materiales, diferentes relaciones de transporte. De estos resultados, se puede deducir que una relación de carga típica entre transporte horizontal y vertical, es decir la relación entre un mismo tramo vertical y una horizontal transportando la misma masa, es de dos veces la horizontal. Como se ve en la Imagen 11.

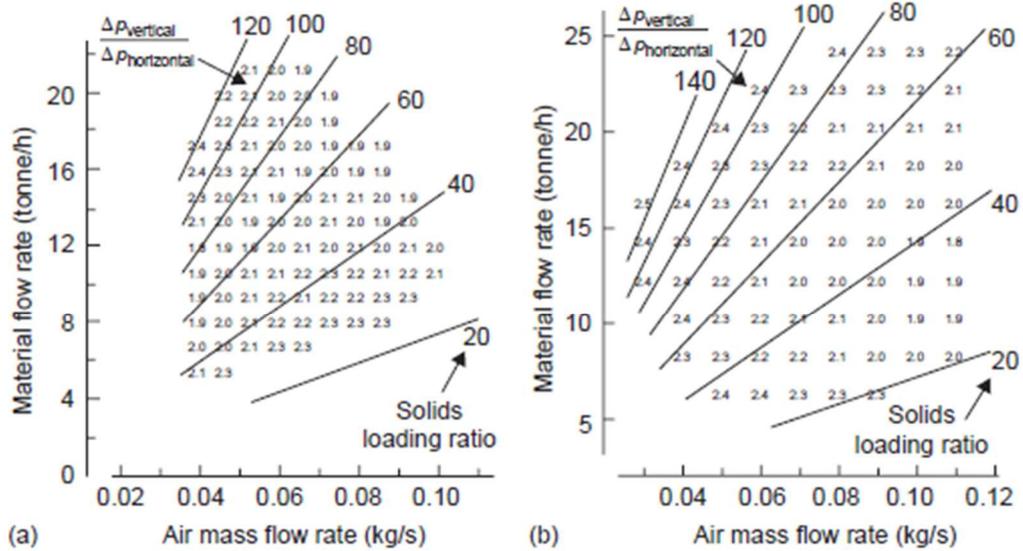


Figure 14.24 Ratio of vertically up to horizontal conveying line pressure gradient data for (a) barytes (for consistency) and (b) fine grade of fly ash.

Imagen 12 - Relación entre la perdida de carga horizontal y vertical

Los experimentos se repiten para dos geometrías de gránulos distintos.

Podemos deducir que el valor típico de relación entre tramos verticales y horizontales es de por lo menos 2 veces.

Además, de los experimentos anteriores, se exponen experimentos sobre ángulos de inclinación para transporte. Se puede ver la variación del gradiente de perdida de carga conforme aumenta la inclinación. Se alcanza un máximo aproximadamente a los 60° respecto a la horizontal y luego comienza a decaer hasta el máximo de 90°.

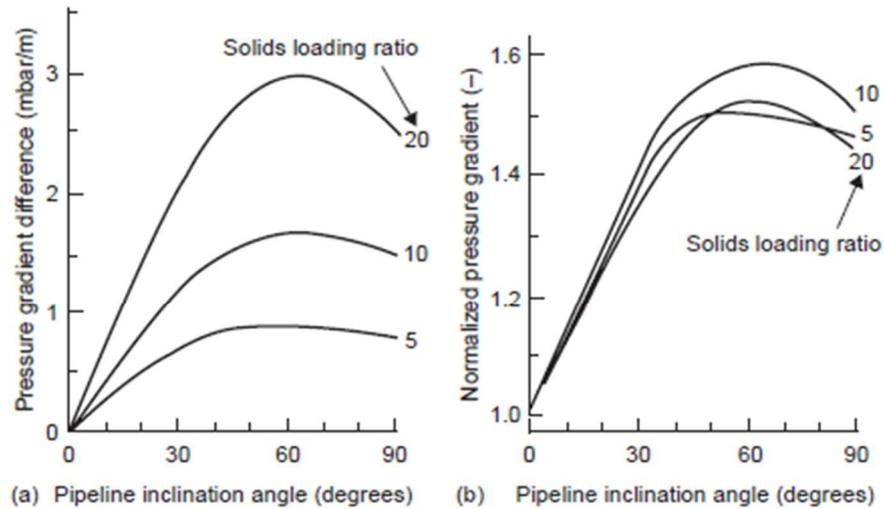


Figure 14.26 Pressure gradient data for pipeline inclined upwards: (a) normalized pressure gradient and (b) pressure gradient difference.

Imagen 13 - Gradientes de presión influido por la inclinación de la cañería

A partir de los experimentos anteriores, se deduce que son preferibles los tramos inclinados a 90°, por cuestiones de espacio. Los rangos de inclinación que se deben evitar varían con la relación de carga del sistema, pero es interesante como, mientras mayor sea la carga, más se acerca a tener su pico en los 60°, y decaer rápidamente hasta los 90°. Se debe evitar instalar una tubería entre valores de 45° y 80° grados de forma típica.

### Curvas

Por último, las pérdidas dadas en curvas se obtienen por

$$\Delta P_{\text{bend}} = B(1 + \mu) \frac{\rho_f U_f^2}{2} \quad (21-104)$$

Donde B es un factor obtenido de forma experimental, y  $\mu$  la relación entre masa de material y aire en el transporte.

TABLE 21-7 Bend Factors for Eq. (21-104)

R/D = bend radius/pipe diameter	B
2	1.50
4	0.75
≥6	0.50

Dentro de la Pneumatic Conveying Design, el cálculo por pérdidas en curvas se aborda de forma similar, teniendo en cuenta que la relación de radio de curva y diámetro de la curva como factor. Pero en estos, se toman factores similares a B, de mucho menor valor ya que se contemplan radios de curvatura mucho mayores. Como se muestra en el gráfico

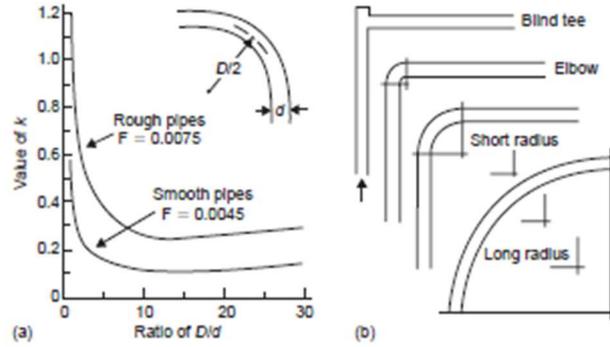


Figure 14.19 Data on 90° bends: (a) head loss for radiused bends and (b) sketch of bends tested.

Imagen 14 - Valor  $k$  de perdida de carga por cambios de dirección

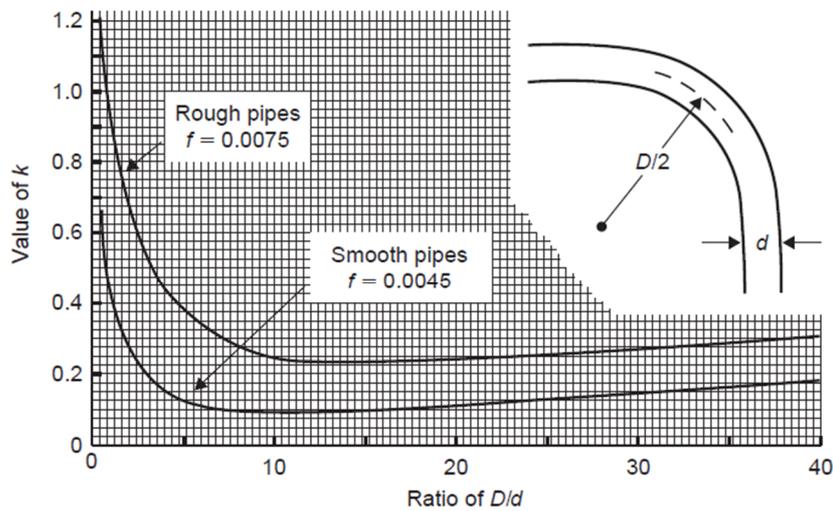


Figure 10.6 Head loss for 90° radiused bends.

Imagen 15 - Valor  $k$  de perdida de carga extendido

## 2.5 Determinación de requerimientos y calculo

Como se expresó anteriormente, el sistema a diseñar debe trasladar 2500 kg/h de material. Existe un desnivel de 20 metros entre el ingreso y la salida del material, también se debe cubrir un recorrido de 10 metros en un eje y 20 en otro en un plano horizontal.

Debido al layout de planta se deben cubrir aproximadamente 5 curvas de 90 grados.

El almacenamiento debe suplir la producción de dos días de la planta, es decir 100 toneladas. Este almacenamiento se realizará mediante silos de polvo.

Para dimensionar dichos silos, debemos considerar que el transporte se realizara dentro de contenedores o planchas de acoplados. Las dimensiones, entonces, no deben superar las disponibles para dicha logística. Típicamente un contenedor tiene las medidas de 12,03 m de largo por 2,35 de ancho y 2,38 metros de alto; no debemos excedernos.

Para el diseño y dimensionamiento de silos es necesario determinar densidad media del material a granel y el ángulo de rompimiento de talud para permitir el vaciado. La densidad a granel del producto oscila entre 600 y 800 kg/m<sup>3</sup>, utilizaremos una densidad promedio de 700 kg. Además,

basados en datos empíricos, el ángulo de descarga del cono de fondo se determina en  $60^\circ$  para romper la pared de talud del material.

El aire de suministro debe estar desecado y libre de lubricantes o contaminantes para evitar alterar el producto. Esta dotación quedara a cargo del cliente ya que se considera que una instalación dedicada de aire comprimido para el sistema puede no ser necesaria dentro de una industria de procesos alimenticios. Por lo general estas plantas cuentan con instalaciones propias para suplir este servicio a todos sus equipos. Partiremos de la hipótesis, de que el aire comprimido sería de dotación del cliente.

Retomando las especificaciones del producto a transportar, el material por transportar es suero de queso, re engrasado y sin re engrasar, el cual tiene una granulometría que ronda los 250 micrómetros.

Refiriéndonos a la bibliografía, la velocidad mínima de transporte según Millies, debe rondar los 6 m/s en mínima y no superar la velocidad de saltación del polvo. Esta última, la determinaremos mediante cálculos presentados en Perry's, para no entrar en un régimen de transporte diluido.

Para el dimensionamiento del transporte, se considera una relación  $\mu$  (relación masa polvo/aire) de 25, aproximadamente.

Debido a requerimientos de SENASA, las tuberías de transporte deben realizarse en acero inoxidable con rugosidad para uso alimenticio, por lo tanto, la rugosidad relativa del conducto será de las más bajas comprendida en el diagrama de Moody.

Se propone una presión de impulsión de 1 bar manométrico, para la primera iteración y se espera un factor de seguridad total de pérdidas de carga igual a 2. Es decir, que las pérdidas no superen el 50% de presión de impulsión manométrica.

## 2.6 Cálculos

### 2.6.1 Transporte

En la Tabla 5 se detallan los cálculos realizados para dimensionar el transporte propuesto teniendo en cuenta perdida de carga, diámetro de conducto y otras variables como relación polvo/aire, presión de impulsión, cantidad de curvas y accesorios.

Se procederá mostrando lo distintos pasos de cálculo y explicando los parámetros seleccionados:

PERDIDA DE CARGA EN TRANSPORTE NEUMATICO 2 ,5Tnxh									
DATOS REQUERIDOS									
Diametro de partículas	<b>Ds</b>	0,25	mm						
Diametro de tubo	<b>Dt</b>	0,051	m						
Area de conducto	<b>A</b>	0,00202683							
Rugosidad tubo		0,00005	m	Rugosidad relativa		0,001			
Longitud de tubo	<b>L</b>	30	m	Altura entre inicio y final		20	m		
Cantidad de curvas		6							
Velocidad del gas	<b>Vg</b>	5,71	m/s						
Densidad del gas	<b>dg</b>	2,4	kg/m <sup>3</sup>	9,6	Presion de alimentacion		1	bar	
Densidad atm del gas	<b>dg(atm)</b>	1,2	kg/m <sup>3</sup>						
Densidad del sólido	<b>ds</b>	1000	kg/m <sup>3</sup>						
Viscosidad del gas	<b>mg</b>	0,0000174	Ns/m <sup>2</sup>						
Relación másica sólido/gas	<b>r</b>	25,0	kg s/kg g						
Gasto de aire		0,027777778	kg/s				100	kg/hr	
Gasto de solidos		0,694444444	kg/s				2500	kg/hr	

Tabla 5 - Calculo de transporte - paso 1

Comenzamos con los datos requeridos para el cálculo, como se detalló anteriormente, la relación masa polvo/aire se estima en 25 veces, pero podría ser mayor aún. La presión de alimentación de 1 bar como tentativa podría verificar o no. El diámetro de partículas se ingresa tomando en cuenta el mayor posible, ya que, por el fenómeno de arrastre, mientras mayor sea, mayor velocidad requerirá fluidizar el lecho de polvo.

Las cañerías cuentan con acabado sanitario, por lo que la rugosidad relativa es muy baja a comparación de un sistema convencional de aire comprimido.

Se estima el diámetro de cañería en 50,8 milímetros, es decir 2 pulgadas de diámetro externo.

Respecto a las condiciones geométricas, las diferencias de altura y el desarrollo horizontal, se extrae de las especificaciones del cliente y se traslada directamente. No consideramos que se instalen tuberías mediante diagonales en planta o por cualquier otro desarrollo que acorte los recorridos, en primera instancia, porque representa el caso más desfavorable y en segunda instancia, porque las diagonales en tuberías o conductos significan un desaprovechamiento de espacio para los demás servicios que se puedan instalar en la obra civil.

La cantidad de curvas se estima en 6, considerando una tentativa del trazado de cañería, pero debemos esperar tener un margen de caída de presión para poder instalar al menos 2 curvas más, por cualquier particularidad de la obra.

VALORES CALCULADOS						
					<b>Veloc. Max. Inicial</b>	<b>14,95 m/s 21.88</b>
					<b>Veloc. Max. Final</b>	<b>17,97 m/s 21.88</b>
					<b>Velocidad Final</b>	<b>11,42 m/s 9,11</b>
Veloc. real del sólido	<b>Vs</b>	5,050	m/s	21-100		
Densidad gas disp.	<b>ddg</b>	2,264	kg/m <sup>3</sup>			
Densidad sól. disp.	<b>dds</b>	56,604	kg/m <sup>3</sup>			
Núm. Re fig. 5-78 pág 5-62		<b>22.756,51</b>	/			
Núm. Re fig. 5-26 pág 5-22		<b>40.012,41</b>	/	De fig. 5-26 pág. 5-22	<b>fg 0,0248</b>	<<<--
Epsilon		0,932		21-103		
Fr		65,501				
Fr solido		10411,216				
lambda hor		0,06620				
lambda vert		0,17356				

Tabla 6 - Calculo de transporte - paso 2

Los Valores Calculados son los valores previos a la determinación de cada componente de perdida de carga. El factor fg, es la fricción del gas determinado por diagramas de Moody, los restantes factores calculados se detallan en la sección anterior de este informe "Formas de cálculo".

RESULTADOS						
<b>Transporte Horizontal</b>				<b>Transporte Vertical</b>		
1. Perdida por aceleración del gas a la veloc. de transporte		21-98		1. Perdida por aceleración del gas a la veloc. de transport		21-98
	39	Pa			39	Pa
2. Pérdida por aceleración de las partículas sólidas		21-97		2. Pérdida por aceleración de las partículas sólidas		21-97
	1730	Pa			1730	Pa
3. Pérdida por fricción entre la pared del tubo y el gas				3. Pérdida por elevar la columna de gas		21-102
	541	Pa			3	Pa
4. Pérdida por fricción combinada entre tubo, gas y sólido				4. Pérdida por elevar la columna de sólidos		21-102
	6319	Pa			1055	Pa
5. Pérdida en curvas		21-104		1. Pérdida por fric. entre la pared del tubo y el gas		
	B 0,5	21-104			360	Pa
Perdida por curva	479,9			2. Pérdida por fric. combinada entre tubo, gas y sól.		21-105
					11043	Pa
				Relacion perdida vertical/ horizontal	2,7252	

Tabla 7 - Calculo de transporte - paso 3

Se utiliza una escala de colores para identificar de forma rápida los componentes más significativos del total de perdidas en cada tipo de transporte, vertical y horizontal. De esta forma, se vuelve ostensible la magnitud de la perdida vertical generada por rozamiento de partículas. Verificamos también, la relación entre perdidas de carga verticales y horizontales, corregidas por unidad de longitud. La relación  $2,7 \times \text{Perdidas hor.} = \text{Perdidas vert.}$  excede la indicada por la bibliografía de Mills por poco.

Determinamos, también, la pérdida por curva del sistema a fin de poder determinar el margen de ampliación de desvíos en el sistema.

Total pérdidas en Horizontal	11508,3	Pa	Total pérdidas en Vertical	14232	Pa
Pérdida total en tubería	25740,0	Pa	1 atm = 101300	0,2541	atm
<b>SUMATORIA DE LAS PERDIDAS DE CARGA</b>					
Pérdida total en tubería	2627	mm Ca			
Pérdida en válvula soplado	450	mm Ca	Primera válvula		
Pérdida en válvula soplado	450	mm Ca	Segunda válvula		
Perdida en valvula diversor	200	mmCa	Primera válvula		
Perdida en valvula diversor	200	mmCa	Segunda válvula		
Perdida en valvula diversor	200	mmCa	Tercera Valvula		
Perdida en valvula diversor	200	mmCa	Cuarta valvula		
Total accesorios	1700	mmca			
Contrapresión filtros		mm Ca			
Presión mínima de soplado	4327	mm Ca			
	432,7	mBAR			

Tabla 8 - Calculo de transporte - paso 4

Del punto anterior, la pérdida por curva es equivalente a 480 Pa o 4,8 milibares, es decir, que la instalación nos permite maniobrar con múltiples curvas adicionales.

Las pérdidas en accesorios adicionales se determinaron por pruebas empíricas en instalaciones disponibles. Son estimativas, ya que la pérdida de carga en cada uno depende de las cargas de material y la velocidad de flujo del sistema, por lo que debemos considerar un coeficiente de seguridad que enmarcaremos dentro del coeficiente general de 2.

El cálculo de tubería de 2 pulgadas y una presión de impulsión de 1 bar, verifica, teniendo en cuenta un factor de seguridad de 2 veces. A simple vista, parece un sistema sobredimensionado, pero, basados en casos prácticos, es preferible contar con factores elevados seguridad por cuestiones de características de producto altamente variables y regímenes de mantenimiento de la instalación, también, altamente variables. Apuntamos a generar una instalación que brinde servicios de forma continua.

La velocidad de saltación inicial (aire a 1 bar manométrico) se obtuvo mediante el método de Stegmaier, como se expresa en la siguiente tabla:

Velocidad de Saltacion				
Velocidad de saltacion	<b>vs</b>	14,952	m/s	
Gasto de producto	<b>Ws</b>	0,694	kg/s	2500 kg/hr
Diametro de conducto	<b>D</b>	0,051	m	
Densidad del gas	<b>ρg</b>	2,400	kg/m3	
Area de la tubería	<b>A</b>	0,002	m2	
Aceleracion gravitatoria	<b>g</b>	9,800	m/s2	
Diametro de la particula	<b>dp</b>	0,250	mm	
Coeficiente delta	<b>δ</b>	2,320		
Coeficiente k	<b>k</b>	2,775		

Tabla 9 - Calculo de velocidad de saltación inicial

Luego la velocidad de saltación final (aire a presión atmosférica) se obtuvo como se expresa en la siguiente tabla:

Velocidad de Saltacion				
Velocidad de saltacion	<b>vs</b>	17,966	m/s	
Gasto de producto	<b>Ws</b>	0,694	kg/s	2500 kg/hr
Diametro de conducto	<b>D</b>	0,051	m	
Densidad del gas	<b>ρg</b>	1,200	kg/m <sup>3</sup>	
Area de la tubería	<b>A</b>	0,002	m <sup>2</sup>	
Aceleracion gravitatoria	<b>g</b>	9,800	m/s <sup>2</sup>	
Diametro de la particula	<b>dp</b>	0,250	mm	
Coefficiente delta	<b>δ</b>	2,320		
Coefficiente k	<b>k</b>	2,775		

Tabla 10 - Calculo de velocidad de saltación final

El cálculo de pérdida de carga verifica con 1 Bar de impulsión, un coeficiente de seguridad de 2, y una tubería de acero inoxidable con rugosidad sanitaria de Ø58.1 milímetros.

Se evitan realizar trabajos de cálculo de resistencia a presión interna de las tuberías, ya que la presión de trabajo sobredimensiona cualquier espesor de tubería comercial. Se definirá, si, el espesor de la misma para mejorar la manipulación, soldado y montaje en pared de espesor 1,5 mm.

### 2.6.2 Extracción

Para el cálculo de pérdidas de carga de extracción, debemos partir de la hipótesis de que, en este caso, el polvo se moverá en fase diluida. Debemos trasladar todos los polvos evitando que se sedimenten en cualquier tramo de cañería.

Por lo tanto, partiremos de una presión de alimentación atmosférica. La cantidad de material a trasladar se estima en un 2% del total trasladado, y la relación de másica será menor a 1. La diferencia con el sistema de fase densa radica en que hay que lograr velocidades elevadas de movimiento de aire, por lo tanto, la cantidad de aire será mayor.

El cálculo de velocidad de saltación para este tramo cambia, debido al gasto masico de polvo esperado. Se puede observar en la siguiente tabla:

Velocidad de Saltacion				
Velocidad de saltacion	<b>vs</b>	6,379	m/s	
Gasto de producto	<b>Ws</b>	0,014	kg/s	50 kg/hr
Diametro de conducto	<b>D</b>	0,051	m	
Densidad del gas	<b>ρg</b>	1,196	kg/m <sup>3</sup>	
Area de la tubería	<b>A</b>	0,002	m <sup>2</sup>	
Aceleracion gravitatoria	<b>g</b>	9,800	m/s <sup>2</sup>	
Diametro de la particula	<b>dp</b>	0,250	mm	
Coefficiente delta	<b>δ</b>	2,320		
Coefficiente k	<b>k</b>	2,775		

Tabla 11 - Velocidad de saltación de Extracción

Utilizaremos el mismo diámetro de cañería para extracción y transporte. La cantidad de redirecciones se reduce a 3 curvas.

DATOS REQUERIDOS									
Diametro de partículas	<b>Ds</b>	0,25	mm						
Diametro de tubo	<b>Dt</b>	0,051	m						
Area de conducto	<b>A</b>	0,00202683							
Rugosidad tubo		0,00005	m	Rugosidad relativa		0,001			
Longitud de tubo	<b>L</b>	10	m	Altura entre inicio y final		10	m		
Cantidad de curvas		3							
Velocidad del gas	<b>Vg</b>	11,5	m/s						
Densidad del gas	<b>dg</b>	1,1964	kg/m <sup>3</sup>	9,6	Presion de alimentacion	-0,003	bar		
Densidad atm del gas	<b>dg(atm)</b>	1,2	kg/m <sup>3</sup>						
Densidad del sólido	<b>ds</b>	1000	kg/m <sup>3</sup>						
Viscosidad del gas	<b>mg</b>	0,00001276	N/m <sup>3</sup> s						
Relación másica sólido/gas	<b>r</b>	0,5	kg s/kg g						
Gasto de aire		0,027777778	kg/s					100	kg/hr
Gasto de solidos		0,013888889	kg/s					50	kg/hr

Tabla 12 - Calculo de extracción - paso 1

Procedemos a calcular las pérdidas de transporte:

RESULTADOS									
Transporte Horizontal					Transporte Vertical				
1. Pérdida por aceleración del gas a la veloc. de transporte		78	Pa	21-98	1. Pérdida por aceleración del gas a la veloc. de transport	78	Pa	21-98	
2. Pérdida por aceleración de las partículas sólidas		69	Pa	21-97	2. Pérdida por aceleración de las partículas sólidas	69	Pa	21-97	
3. Pérdida por fricción entre la pared del tubo y el gas		366	Pa		3. Pérdida por elevar la columna de gas	0	Pa	21-102	
4. Pérdida por fricción combinada entre tubo, gas y sólido		30	Pa		4. Pérdida por elevar la columna de sólidos	6	Pa	21-102	
5. Pérdida en curvas		177	Pa	21-104	1. Pérdida por fric. entre la pared del tubo y el gas	366	Pa		
	B	0,5		21-104					
Pérdida por curva		58,8			2. Pérdida por fric. combinada entre tubo, gas y sól.	183	Pa	21-105	
					Relacion perdida vertical/ horizontal	1,4007			

Tabla 13 - Calculo de extracción - paso 2

Por ultimo las pérdidas totales del sistema

Total pérdidas en Horizontal	720,3	Pa	Total pérdidas en Vertical	554,53	Pa
Pérdida total en tubería	1274,9	Pa	1 atm = 101300	0,0126	atm
SUMATORIA DE LAS PERDIDAS DE CARGA					
Pérdida total en tubería	130	mm Ca			
Perdida en filtro de mangas	13	mmCa			
Perdida en entrada a filtro	10	mmCa			
Total accesorios	23	mmca			
Contrapresión filtros		mm Ca			
Presión mínima de soplado	153	mm Ca			
	15,3	mBAR			

Tabla 14 - Calculo de extracción - paso 3

El cálculo de pérdida de carga de filtros se expone en la sección Diseño de componentes, Filtro de mangas, Filtrado.

La pérdida de carga de entrada de filtro se estima por casos empíricos disponibles.

Para este cálculo, no verificaremos un valor de pérdida de carga, solo se utilizará a posterior para seleccionar un ventilador de extracción. Ver sección Diseño de componentes, Filtro de mangas, Filtrado.

### 2.6.3 Almacenamiento

Se detallan los cálculos para el sistema de almacenamiento. El largo total de cada silo se calcula en 11 metros para asegurar un margen de tolerancia en el transporte, ya que al cuerpo se le deben adosar auxiliares para carga, evacuación, lavado y venteo.

<b>Requerimientos</b>	
Capacidad de sistema	100000 kg
Densidad de producto	700 kg/m <sup>3</sup>
<b>Resultados</b>	
Instalacion	
Silos a instalar	5 unidades
Silos minimos	4,62 unidades
Capacidad Instalada	108254,7 m <sup>3</sup>
<b>Capacidad de equipo</b>	
Capacidad silos	21650,9 kg
Volumen de Silo	30,9 m <sup>3</sup>
<b>Volumen de Cilindro</b>	
Volumen	29,1 m <sup>3</sup>
Diámetro	2
Largo	9,268
<b>Volumen de cono</b>	
Cono	1,814 m <sup>3</sup>
Angulo	60 °
Largo	1,732 m

Tabla 15 - Calculo de capacidad de almacenamiento

De forma que el sistema de almacenamiento se compondrá por 5 silos de almacenamiento. De aquí partimos para considerar dentro del cálculo de pérdida de carga 4 válvulas de desvío a fin de seleccionar entre los 5 silos.

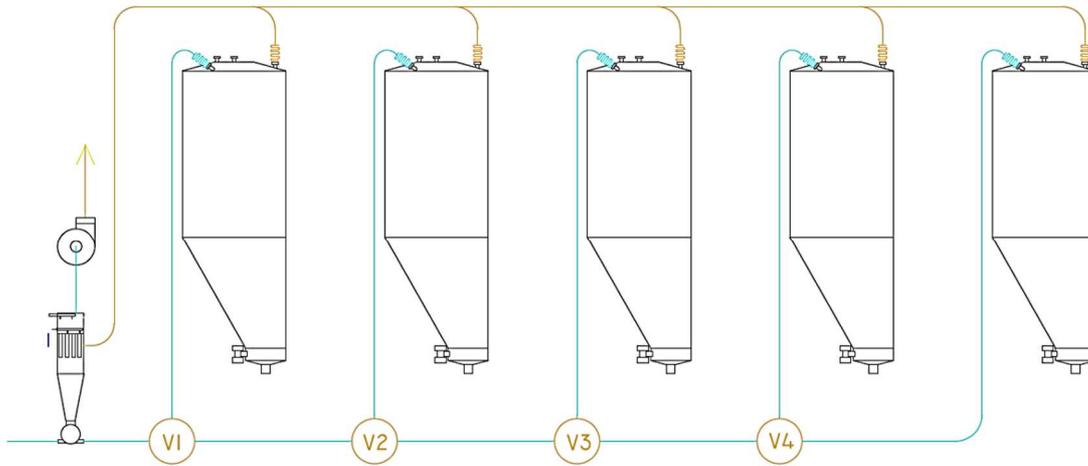


Imagen 16 - Distribución de válvulas diversoras conforme al número de silos de almacenamiento

## 2.7 Selección de componentes

Obteniendo las presiones de impulsión del transporte y los requerimientos del material a transportar, podemos seleccionar el tipo de diseño de los componentes.

### 2.7.1 Dosificadores

Dada la bibliografía en *Pneumatic Conveying Design*, la selección del dispositivo de dosificado se debe casi exclusivamente a la presión de operación de estos, como se indica en la Imagen 17

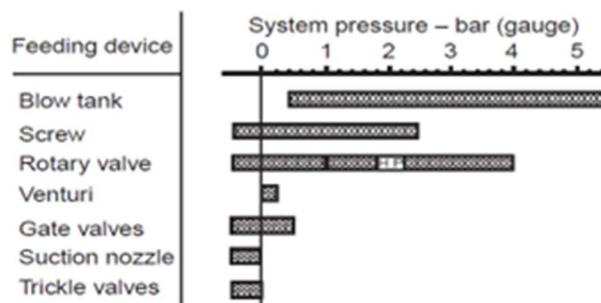


Figure 3.2 Approximate operating pressure ranges for various pipeline feeding devices.

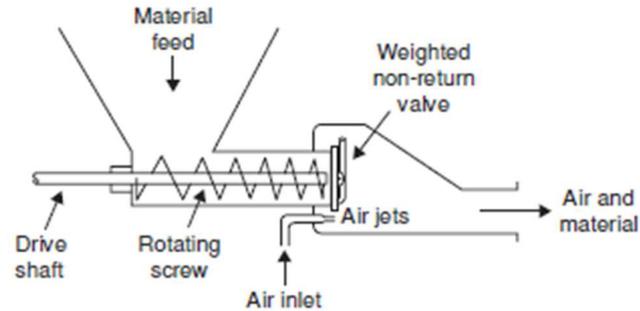
Imagen 17 - Rango de presiones de trabajo aproximadas para diversos dispositivos de dosificado

A partir de las directivas anteriores, para nuestro sistema de transporte, se debe seleccionar la opción más viable entre válvulas rotativas, de tornillo o tanques de soplado.

Los tanques de soplado tienen muy buena aplicación para sistemas de alimentación de presiones superiores a 2 bar. Pero el umbral de utilización de 0.5 bar por debajo, no nos permite asegurar

que tenga buen desempeño para cualquier régimen de transporte que se utilice en nuestra instalación.

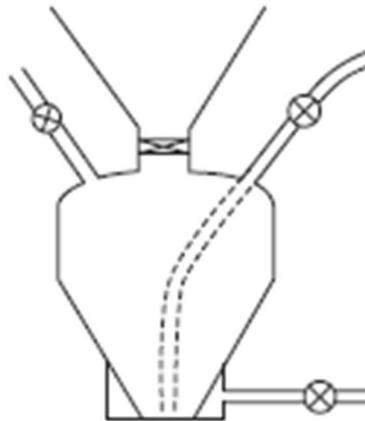
Por otro lado, los tornillos de alimentación y las válvulas rotativas pueden utilizarse en un rango más amplio de presiones. Son preferibles en este aspecto para los sistemas de presión positiva, aunque, se señala en la bibliografía que la estanqueidad de las válvulas rotativas doble plato, Imagen 18, en el rotor resulta ser mayor que en alimentadores a tornillo.



**Figure 4.1** Commercial type of screw feeder.

*Imagen 18 - Dosificador de tornillo típico*

Respecto a los componentes auxiliares de cada uno (válvulas, motores, actuadores, etc.), los tanques de soplado deben contar con un juego de por lo menos 3 válvulas automatizadas para sus funciones (carga, descarga y soplado como se ve en la Imagen 19), si estos fueran de una sola etapa. Se multiplican los componentes si fuera necesario, y es muy probable para cumplir con el régimen de transporte, dotarlo de dos de etapas.



*Imagen 19 - Tanque de soplado típico con 2 entradas y 1 salida*

Los tornillos sin fin deben contar con motor eléctrico para su propulsión y requieren un sistema neumático para sellos, y al igual las válvulas rotativas.

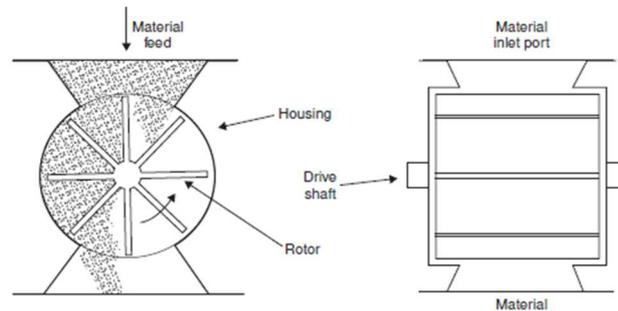


Imagen 21 - Rotores de válvulas abiertos y dotados de platos en los extremos

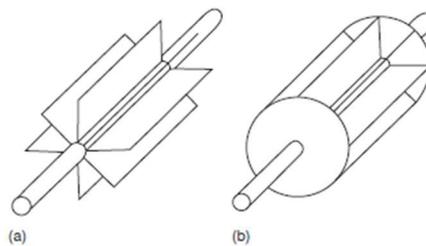


Figure 3.12 Rotor types: (a) open-end and (b) closed end.

Imagen 20 - Válvula rotativa típica

Respecto a los requerimientos espaciales, las válvulas rotativas tienen un mecanismo más compacto frente a los tornillos y tanques. De todas formas, debemos señalar que el tamaño de estos equipos dentro de las instalaciones de secado es insignificante.

Por lo tanto, estamos frente a un problema que admite las tres alternativas de solución propuestas.

Finalmente, nos inclinaremos por las válvulas rotativas ya que son más baratas y potencialmente simples en términos de problemas operativos. Soportan presiones muy por encima de las solicitadas por el diseño y suponen una intervención menor en la cañería de transporte frente a las demás.

### 2.7.2 Válvulas de redireccionamiento

En la selección de válvulas de redireccionamiento, se debe tener en cuenta:

1. Simplicidad de maniobra para evitar atascamientos
2. Capacidad e automatización
3. Evitar material o zonas muertas
4. Facilidad de lavado

Para la solución de redirecciones del flujo, consideraremos las diferentes alternativas de válvulas divisoras. Las válvulas divisoras se componen de diversas maneras, esencialmente cuentan



Imagen 22 - Típico de Válvula Diversora

con 1 entrada y 2 salidas. Tiene un mecanismo que alterna el flujo por una o la otra. Dependiendo de la construcción pueden actuar como bifurcaciones.

La redirección se puede dar por el movimiento de una clapeta que obstruye un paso mientras habilita el otro. También pueden construirse con una placa que actúe como válvula guillotina y selectora, así se realiza la misma operación que con una clapeta.

Otra alternativa es utilizar una manguera flexible y una placa para seleccionar la salida del cuerpo de la válvula.

Por último, se puede utilizar un cuerpo macizo acanalado, para seleccionar el paso y, además, bloquear el conducto. Esta disposición se denomina válvula divisoras rotativa.

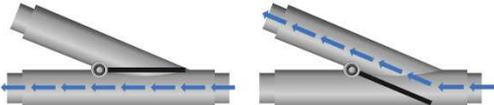


Imagen 23 - Válvula Div. de Clapeta



Imagen 24 - Válvula Div. de Manguera Flexible

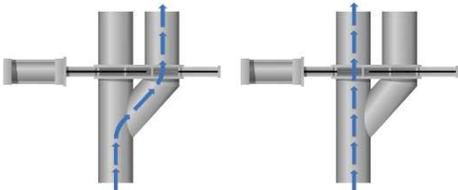


Imagen 25 - Válvula Div. Placa Móvil

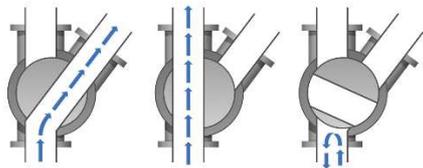


Imagen 26 - Válvula Div. Rotativa

También existen diseños de válvulas de doble túnel, cuenta con un macizo con dos acanaladuras, selecciona un paso u otro de salida. La principal desventaja de estas válvulas radica en la zona muerta que forma el canal que permanece en desuso dentro de la misma.

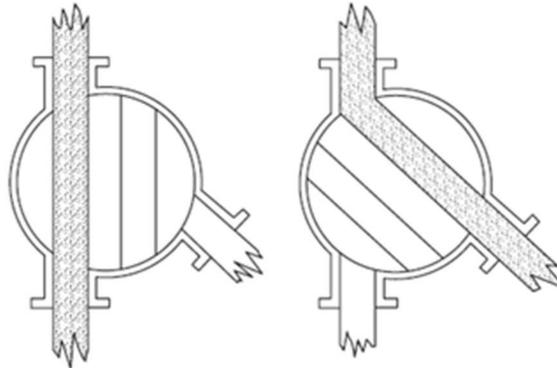


Figure 5.4 Sketch of parallel tunnel type diverter valve.

*Imagen 27 - Válvula diversora doble túnel*

Como diseño alternativo a los anteriores (no contemplados en bibliografías ni catálogos de fabricantes), se considera un diseño compuesto por elementos comerciales, específicamente un accesorio Tee ramal y dos válvulas mariposas. La idea de este diseño es evitar algunos problemas que se presentan en los diseños.

Para la selección del diseño de válvulas rotativas se deben tener en cuenta los siguientes factores:

1. Simpleza de diseño: los componentes utilizados deben contar con la menor cantidad de mecanizados y los mecanismos deben contar con la menor cantidad de elementos mecánicos
2. Resistencia a la abrasión: se trabajará con materiales abrasivos, por lo tanto, es mejor evitar elementos de materiales blandos, o cambios de dirección abruptos con superficies que sirvan de barrera de choque.
3. Fácil limpieza: se deben evitar zonas muertas o posibilidad de acumulación de material de transporte en cualquier zona de la válvula, al igual que filtraciones.
4. Facilidad y fiabilidad de operación: Es preferible que el diseño pueda conmutar la dirección de transporte mientras el sistema está en funcionamiento, al igual que presentar pocas probabilidades de falla durante la conmutación.
5. Intercambiabilidad de componentes: si no contamos con la capacidad para producir cualquier componente del sistema (inyecciones plásticas, piezas metálicas mecanizadas o fundidas, etc.) es preferible incluir en nuestros diseños, elementos comerciales bajo norma o bien utilizar componentes de fabricantes con llegada a nivel mundial.

Siguiendo la misma metodología aplicada para las alternativas de transporte neumático, se realizará una matriz comparativa con los requerimientos de diseño.

Las puntuaciones bajas en el ítem de limpieza se deben a que existen intersticios o cámaras dentro de los cuerpos de las válvulas. Es decir, aunque se utilicen soluciones para el correcto sellado y evitar las pérdidas y filtraciones, se los puede considerar como un potencial problema durante el funcionamiento de las válvulas. Siempre es preferible evitar las construcciones con problemas potenciales, salvo que se demuestre lo contrario.

Las válvulas de doble canal y rotativas se puntúan con una baja simpleza, es decir, un diseño complejo o con muchas partes móviles, ya que cuentan con sellos, mecanismos de accionamiento y lógicas de programables, lo que vuelve complejo su funcionamiento.

MATRIZ DE PRODUCTO										
<b>Modelo Kano</b> <b>M</b> Mandat6ria <b>E</b> Esperada <b>A</b> Atractiva			<b>Relacionamiento</b> 0 Cump1e Mucho O Cump1e medianamente ▲ Cump1e poco							
Item	Mx. relacionamiento del item	Importancia relativa	Modelo Kano	Conceptos de producto Necesidades del cliente/producto	Cipeta	Placa movil	Manguera Flexible	Rotativa	Doble canal	Mariposas
1	9	15	E	Simpleza de diseno	0	0	0	O	▲	0
2	3	25	M	Res. a la Abracion	O	O	▲	O	O	O
3	9	15	E	Limpieza	0	O	▲	O	▲	0
4	9	15	E	Facilidad y fiabilidad	▲	▲	0	▲	▲	0
5	9	5	A	Interc. de componentes	O	O	0	▲	▲	0
6	9	25	M	Utilidad en fase densa	0	▲	▲	▲	▲	0
<b>Limite superior</b>					3	1	3	0	0	5
<b>Medio</b>					2	3	0	3	1	1
<b>Limite inferior</b>					1	2	3	3	5	0
<b>Mx. relacionamiento de la columna</b>					9	9	9	3	3	9
<b>Peso de importancia</b>					6	3	4	2	2	8
<b>Importancia relativa %</b>					25	13	16	9	6	31
<b>Orden de actuacion/ nivel de importancia</b>					2	4	3	5	6	1

Tabla 16 - Matriz de Kano QDF para válvulas de redirecci6n de flujo

La resistencia a la abrasi6n de la válvula de manguera flexible se ve comprometida por su construcci6n propia. Las redirecciones del flujo de material abrasivo requieren que las superficies se fabriquen con materiales de alta dureza. Una manguera flexible de polímero no responde correctamente a estos requerimientos.

Finalmente, la aptitud de fase densa nos limita a disponer las válvulas de placas y manguera flexible.

Para la selecci6n de este dispositivo, nos inclinaremos por el diseno modular de las válvulas mariposas.

La principal ventaja de este diseno es su simpleza en repuestos, evitar obstrucciones y fácil limpieza. Además, no cuenta con sellos neumáticos que complejicen la operaci6n. Tampoco contiene espacios donde pueda retenerse producto. Además, son aptas para fase densa y diluida, lo que le da flexibilidad a la instalaci6n, y no tienen problemas de degradaci6n como las mangueras flexibles.

### 2.7.3 Separadores de polvo de extracción

La bibliografía consultada esquematiza un sistema de filtrado para la extracción de aire del sistema, siempre. Alternativamente, puede requerir un sistema de separación de polvo antes de verterlo en el recinto de almacenamiento.

Para un sistema de transporte en fase densa, se desestima la necesidad de un separador de polvo previo al sistema de filtrado de aire, ya que el ingreso de producto a los silos de almacenamiento no presentará tanto arrastre de material pulverulento como en el caso de transportes de fase diluida. Aun así, será necesario colocar un sistema de filtrado previo a la expulsión del aire de transporte, ya que debemos asegurar una calidad de aire en la salida del sistema, dentro de la planta.

Se preferirán los diseños de filtro de manga sobre otras alternativas, ya que se componen de mangas lavables, tienen alto aprovechamiento de superficie de filtrado en función del volumen y pueden utilizarse como recuperadores de materiales.

Al mismo tiempo, dado que este tipo de filtrado nos permite recuperar los polvos filtrados, se instalará un sistema de dosificado de material en la salida del filtro. De esta forma, permitiremos el recirculado de los mismos hacia el almacenamiento.

A través del dispositivo anterior, disminuirémos las pérdidas del sistema, sin necesidad de aumentar la cantidad de tareas para operar el transporte. Evitaremos embolsar o trasladar manualmente los finos recuperados.

En orden de llevar a cabo la extracción y filtrado, será necesario instalar un ventilador de extracción para permitir operar el separador en cada silo, aun cuando el sistema neumático no se encuentre inyectando polvo a el mismo silo del que se ventea. Para permitir dicho venteo, se deberá instalar una válvula ruptora de vacío en cada silo.

Adicionalmente, el ventilador extractor evita que se sobrecargue la impulsión del sistema neumático.

### 2.7.4 Silos de Almacenamiento

Se utilizan silos verticales para el almacenamiento del producto debido a que presentan ventajas notables frente a los silos horizontales.

La construcción vertical de los mismos facilita la extracción de producto, no se necesitan equipos auxiliares, más que lechos fluidificados o fondos vibrados. Además, requieren mucha menos superficie cubierta para su instalación.

## 2.8 Componentes Involucrados

En un proyecto de ingeniería, siempre es necesario analizar qué componentes se diseñarán y fabricarán, y cuales se seleccionan de proveedores. En el esquema de flujo siguiente, podemos identificar los elementos que serán parte del proyecto y el alcance de los equipos a diseñar.

Dentro de nuestro proyecto, enumeramos los siguientes equipos a seleccionar o diseñar:

1. Válvulas rotativas
2. Válvulas Diversoras
3. Silos de almacenamiento
4. Filtros de manga

En las secciones anteriores se seleccionaron las tuberías de transporte y el radio de curvatura de los cambios de dirección.

Las válvulas rotativas son elementos comerciales muy difundidos, por lo que preferimos seleccionarlos de proveedores.

Por otro lado, la operación del sistema requiere un sistema de extracción independiente a la impulsión, por lo que se seleccionaran los ventiladores de extracción necesarios.

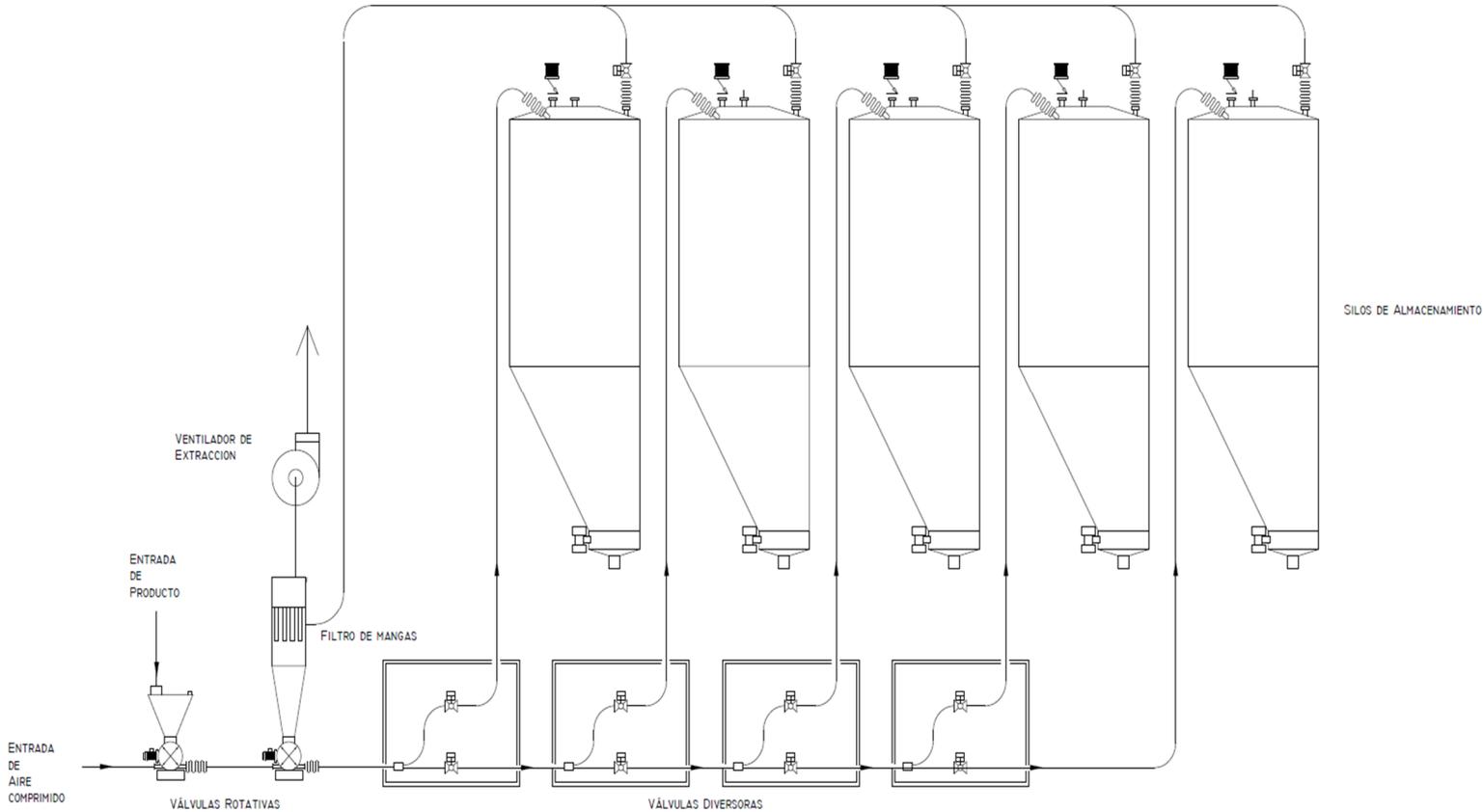


Imagen 28 - Flow sheet General del sistema

Como se señaló anteriormente, existen muchos modelos comerciales y como también fabricantes de válvulas diversoras, pero preferiremos un diseño alternativo compuesto de dos válvulas mariposas actuadas.

Los silos de almacenamiento no se comercializan de forma seriada, por lo tanto, no podremos seleccionarlos en catálogos comerciales. Respecto a estos equipos, nos limitaremos a definir los componentes y capacidades de los mismos para que puedan cumplir con los procesos de llenado, almacenado y vaciado, de forma que sean funcionales para nuestro sistema.

## 2.9 Requerimiento de componentes

### Silos de almacenamiento

Deben contar con conductos de entrada de producto (Ítem 1), salidas de aire (Ítem 2), accesorios de lavado CIP (Ítem 3), ruptores de vacío (Ítem 4) para su correcto llenado y escape de aire y una boca de inspección (Ítem 5). Además de eso, se debe adosar un sistema de pesaje para controlar la carga de producto almacenado.



Imagen 29 - Vista General de Cabeza de Silo

Nos limitaremos a nombrar elementos necesarios, tengamos en cuenta que se requieren algunas otras funcionalidades para un funcionamiento satisfactorio de este equipo. Por cuestiones de confidencialidad, nos limitaremos en detalles.

Para sostenerse dentro de la obra civil, deben contar con zapatas capaces de soportar el peso de la carga y su propio peso. También, es necesario contar con medición de peso en cada equipo para controlar el acopio. Por lo tanto, son necesarias balanzas, probablemente celdas de carga, para monitorear los niveles de carga de cada silo.

Los comandos de entrada y salida se seleccionarán entre la oferta de válvulas mariposas disponible.

### Válvulas rotativas

Las válvulas para dosificado deben contar con la estanqueidad necesaria para evitar filtraciones en impulsión. Además, se deben conformar de materiales aptos para su uso, como aceros inoxidable o bien polímeros no contaminantes.

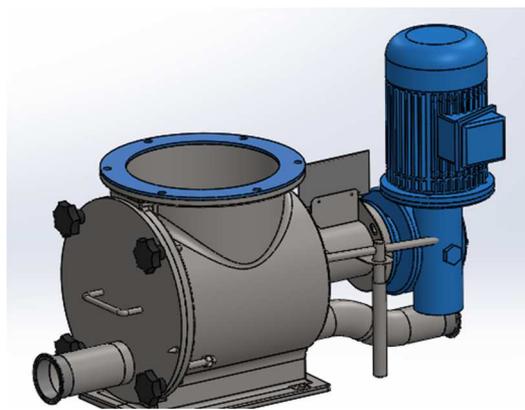


Imagen 30 - Típico de válvula dosificadora rotativa

### Válvulas diversoras

Las válvulas diversoras requieren dos válvulas actuadas independientes para su funcionamiento, que no obstruyan la sección y de construcción resistente a la abrasión.

Se debe dotar cada válvula de conexiones móviles en sus extremos para permitir su desmontaje para mantenimiento, limpieza o cualquier requerimiento de operación.



Imagen 31 - Válvula diversora

Por motivos de confidencialidad, no se ahondará en detalles constructivos. De todas formas, se ha alcanzado a explicar la constitución y forma constructiva del diseño.

### Filtros de mangas

El filtrado se realizará con mangas de tela de poliéster para evitar contaminación en el producto recuperado. También, representan un ahorro en insumos debido a que son lavables y no requieren intercambio por mangas descartables.

El filtro será de tipo Pulse Jet, por lo que debe contar con boquillas de soplado en cada manga para su desempolvado. Se instalará un pulmón de aire (Ítem 1) para permitir el suministro de aire de soplado sin requerir una instalación de aire comprimido sobredimensionada.

Se le coloca una puerta Boca de Hombre (Ítem 2) de 300 milímetros para permitir inspecciones o limpieza en caso de ser necesario. El equipo se soportará mediante zapatas (Ítem 3), la elección del emplazamiento del filtro (sobre una loza o estructura metálica) dependerá de la decisión del cliente, será indistinto para la operación del equipo.

Se establece conexión con el ventilador impulsor mediante una transformación (Ítem 4) de salida en el techo del filtro. En el tope inferior del equipo, se sitúa la brida de conexión (Ítem 5) a válvula rotativa para reingreso de finos filtrados al sistema.

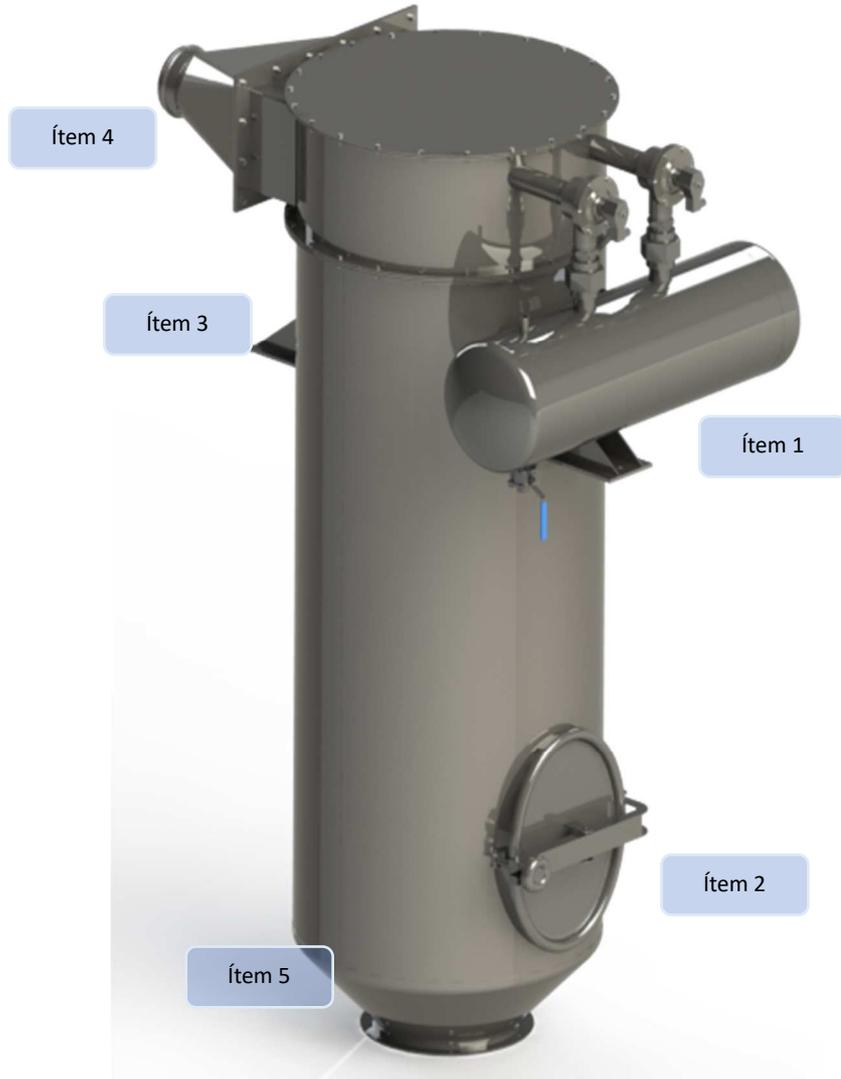
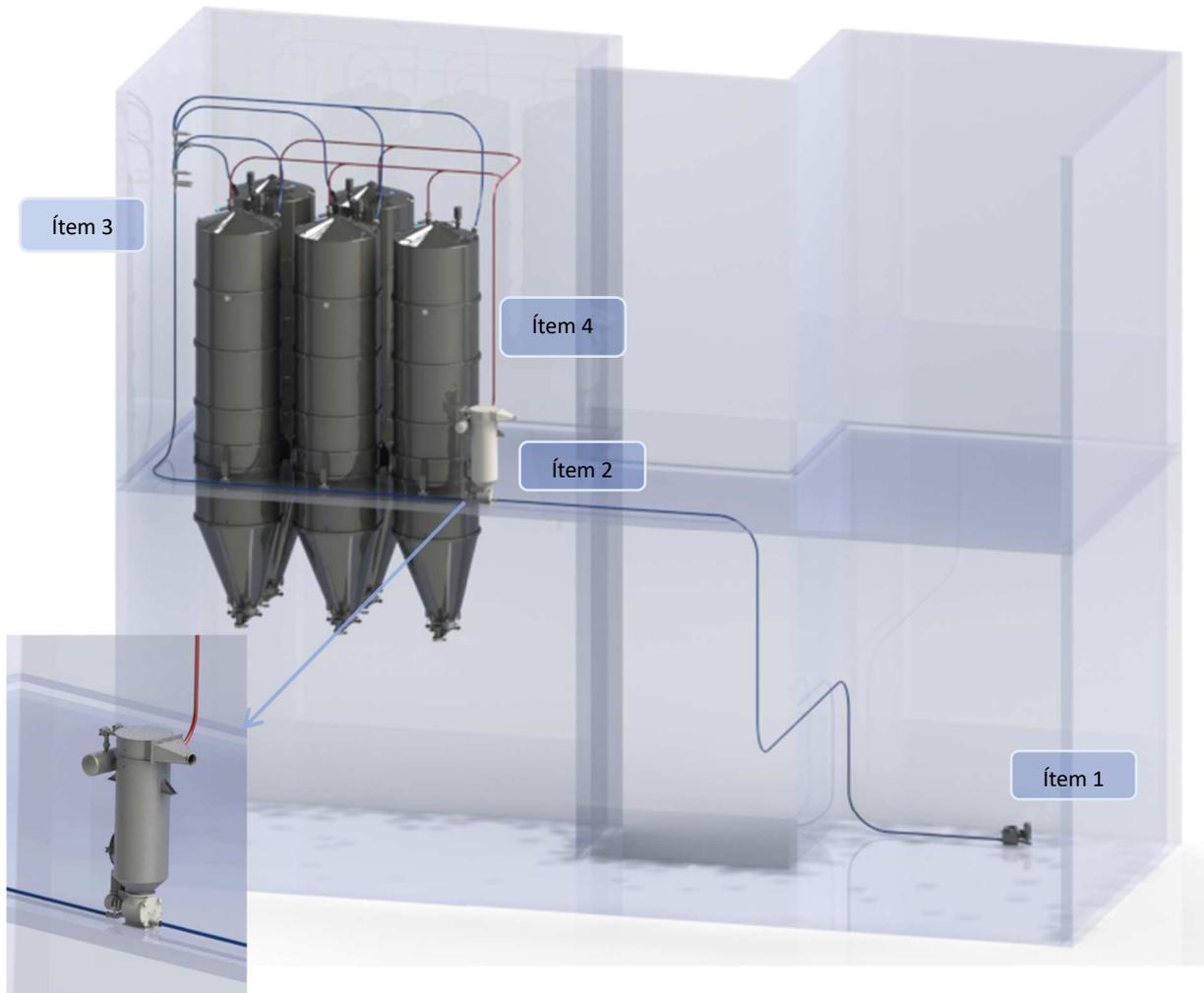


Imagen 32 - Vista General de Filtro de mangas

### 2.9.1 Esquema General

Se presenta con fines de explicitar la instalación una vista en perspectiva donde se observan los componentes de la misma, la obra civil y las cañerías del mismo.



*Imagen 33 - Perspectiva general de la instalación con detalle de filtro de manga*

Se puede observar la extensión del transporte y la adaptabilidad que presenta respecto a la geometría de la nave.

La mayor ventaja de la disposición presentada es la de evitar consumir superficie en la obra civil. Gracias a la capacidad de adaptar la conductería a la planta, podemos evitar obstruir caminos internos para el traslado de materiales o equipos, o paso de hombre. También podemos marginarlas a las paredes de la obra civil adaptándose a la disposición de los demás equipos.

Logramos adaptar el sistema de transporte a los demás equipos, quitando un requerimiento de Lay out, brindando mayor flexibilidad de disposición de todos los sistemas en planta.

Se puede observar una primera Válvula Rotativa (Ítem 1), una segunda válvula y un filtro de manga (Ítem 2), un clúster de válvulas divisoras (Ítem 3) y cinco silos de almacenamiento de polvo (Ítem 4).

En el Flow sheet simplificado siguiente, se puede entender con aun mayor claridad el conexionado de cada equipo o elemento Para analizar con mayor detalle y datos el flow sheet de la instalación, referirse al anexo del informe.

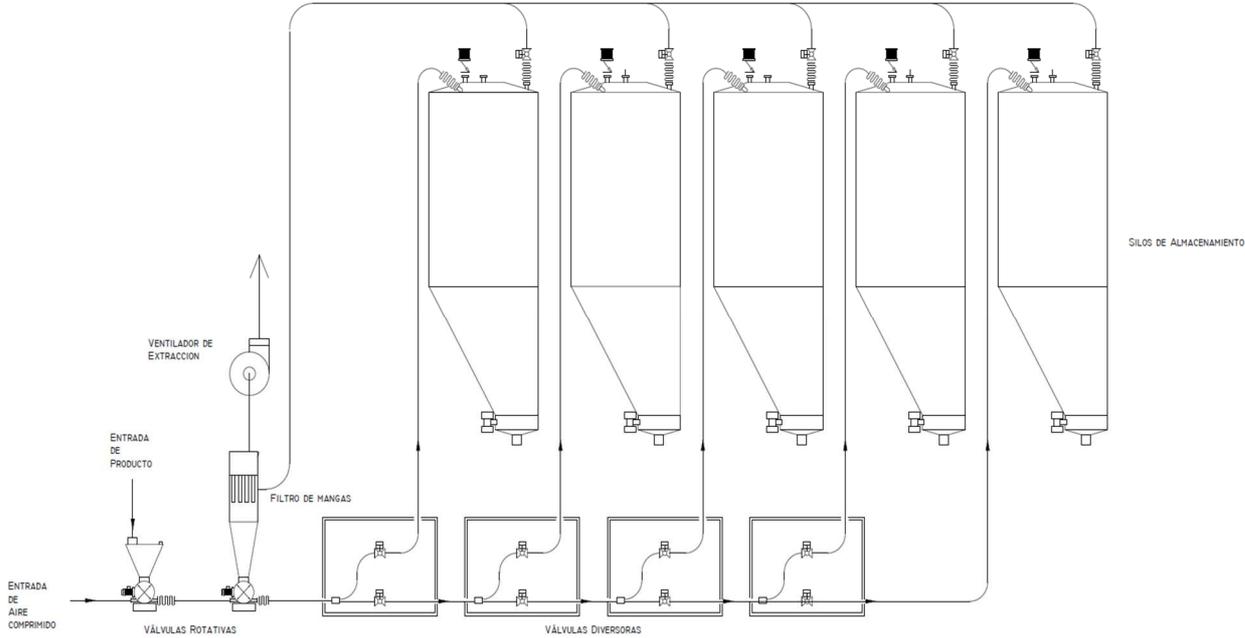


Imagen 34 - Flowsheet esquemático

Para simplificar la visualización, pintan las cañerías de impulsión con azul y las de extracción con rojo.

La distribución de cañerías hacia los silos se puede observar con una vista en planta, como la de la Imagen 35.

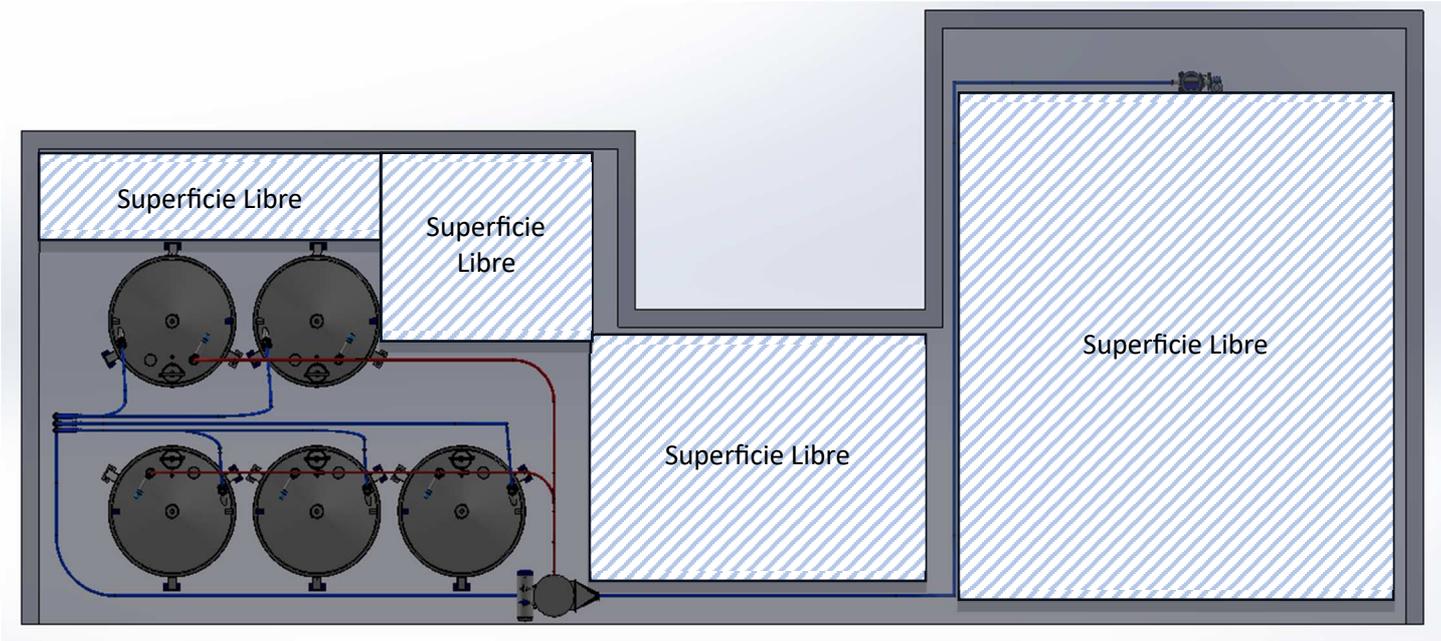


Imagen 35 - Vista en planta de silos de almacenamiento

También podemos observar las áreas indicadas como “superficie libre”, es decir áreas que no son intervenidas dentro de las plantas y se conectan sin interrupciones a pesar de que el sistema de transporte atraviesa toda la nave industrial.

Para mantenimiento y control, se deberá disponer una plataforma de inspección en las cabezas de silos. Situamos el clúster de válvulas diversoras a la misma altura que los techos de silos, para disponerlas a mano en caso de ser necesaria una intervención.

Para mejorar la visualización del conexionado de componentes, sumaremos un gráfico de flujo o Flow sheet del transporte simplificado, donde se indican los diferentes elementos conectados mediante líneas en representación de las cañerías.

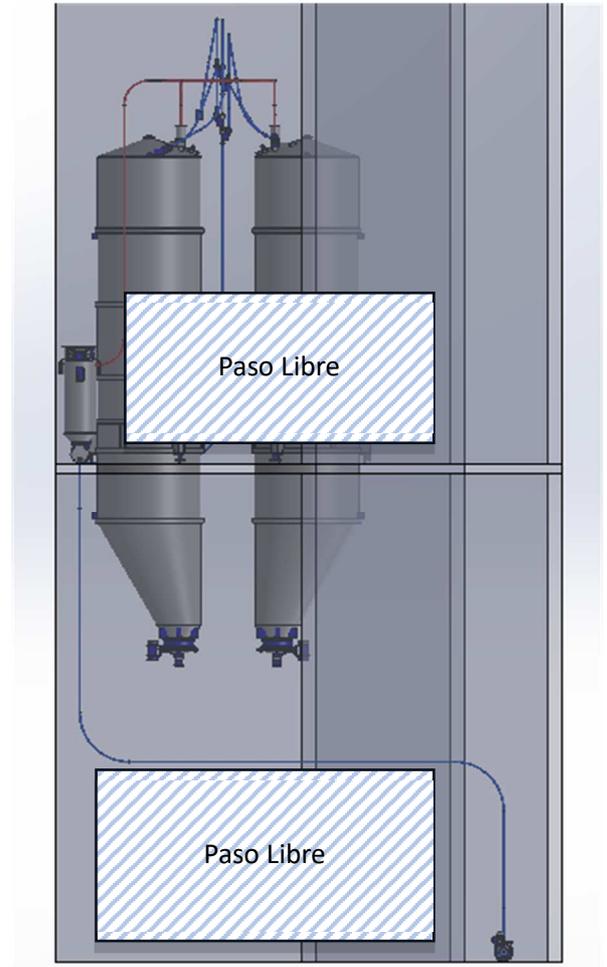


Imagen 36 - Vista de clúster diversificadores y silos

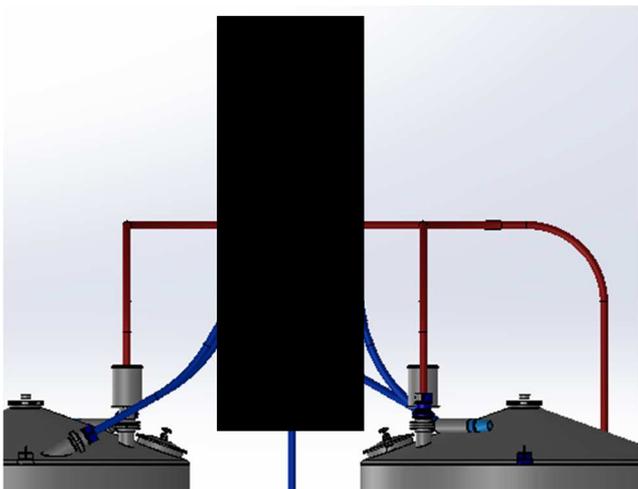


Imagen 37 - Clúster de válvulas diversoras y cañerías



Imagen 38 - Vista lateral con obra civil en transparencia

## 2.10 Diseño, selección y cálculo de componentes

### 2.10.1 Silos de almacenamiento

Los conductos de entrada y salida del mismo se colocarán espaciados para evitar el arrastre innecesario de sólidos al separador de sólidos. La entrada del mismo se realizará de forma periférica para utilizar el volumen como un separador provisorio y la salida de forma casi central para absorber aire de poca velocidad y arrastre.

El sistema de lavado CIP se compondrá de una bocha de lavado perforada de diámetro 60 milímetros para alimentar el entorno.

El sistema ruptor de vacío se instalará cercano a la salida de aire para permitir la entrada de aire limpio y evitar el arrastre innecesario de finos al separador. La idea esencial del dispositivo es operativa, limpiar el conducto de finos para recuperar material.

Las zapatas de soporte se distribuirán en cuadrantes para evitar cargas concentradas.

### 2.10.2 Válvulas rotativas

Se contactó proveedores de dichos equipos extendiendo los requerimientos mencionados anteriormente, presión de impulsión de 2 bares, caudal volumétrico de 4,18 metros cúbicos hora y materiales y terminaciones aptas. Se evita dar el contacto del proveedor por cuestiones de confidencialidad, nos limitaremos a señalar que se le solicitó presupuestos para una dotación de 30 válvulas al año y que asegura la estanqueidad, asegurando una entre luz de rotor y cuerpo de no más de 0,15 milímetros.

### 2.10.3 Válvulas diversoras

Se plantea conformar la válvula con componentes comerciales. Se compondrá de una bifurcación en y griega y dos válvulas mariposas con uniones welding neck.

Las soldaduras deben ser respaldadas para evitar poros en la pared interior del conducto además de ahorrar pulidos innecesarios.

### 2.10.4 Filtros de manga

#### 2.10.4.1 Filtrado

Se dimensionará el sistema de filtrado, partiendo de la utilización de mangas de diámetro 150 mm y largo 1500 mm. Además, se considera que la velocidad de transporte de los finos dentro de la cañería de extracción no debe ser menor a la velocidad de saltación. Recordando, dicha velocidad rondaba los 15 m/s; se adoptarán 20 m/s.

La pérdida de carga se estimará linealmente en base a la pérdida de carga brindada por el proveedor que es de 200 dm<sup>3</sup>/min. /dm<sup>2</sup> @ 200 Pa, para telas de Polietileno. Debido a la acotada información de pérdidas de carga brindada por el fabricante, y conociendo la naturaleza de las pérdidas neumáticas, estimaremos la pérdida lineal, ya que estará sobredimensionada.

Las pérdidas de carga en fluidos se dan con el cuadrado de la velocidad, por lo tanto, una interpolación lineal nos daría pérdidas mayores a las reales del filtrado. De esta forma, calculamos la geometría de las mangas:

Dimensiones	Ø 150 x 1500 mm
Diametro	15 dm
Largo	150 dm
Perimetro	47,1 dm
Superficie	7069 dm <sup>2</sup>

Tabla 17 - Dimensiones de mangas filtrantes

Trabajaremos con decímetros debido a que las pérdidas de carga se expresan en este submúltiplo.

Continuamos determinando el caudal de extracción, para esto, determinamos la velocidad de transporte de los finos. Del cálculo de transporte en fase densa, determinamos que la velocidad de saltación es de 17,5 m/s, por criterios prácticos dimensionaremos según una velocidad de 20 m/s. De tal forma, determinaremos el caudal según:

Caudal	40,86 dm <sup>3</sup> /s
Velocidad	200 dm/s
Diam conducto	0,51 dm

Tabla 18 - Caudal de transporte de extracción

Finalmente, conociendo el caudal de filtrado, área de filtrado y perdidas aproximadas de presión se determina la cantidad mangas, estableciendo como perdida de carga máxima 30 mmca.

Mangas	
Perdida de carga exp.	200 dm <sup>3</sup> /min./dm <sup>2</sup> @ 200 Pa,
Perdida unitaria	1 Pa*dm <sup>2</sup> *min/dm <sup>3</sup>
Perdida maxima	300 Pa
Cant mangas minima	1,734
Factor seg	2
Cant de mangas	4
Perdida aprox	130,05 Pa

Tabla 19 - Perdidas de carga en mangas filtrantes

Es preferible mantener la perdida de filtrado baja respecto a las demás perdidas del sistema de extracción, recordemos que la perdida calculada para el sistema de fase diluida de extracción ronda los 385 mmca, por lo que debemos filtrar con bajas perdidas de carga, para poder seleccionar a posterior un ventilador de extracción acorde.

Habiendo determinado al cantidad y dimensiones de las mangas a utilizar, podemos dimensionar el cuerpo del filtro.

Debemos respetar una separación mínima de 150 milímetros entre mangas para asegurar la llegada de aire a toda la extensión del cuerpo de cada filtro. De esta forma el cuerpo se dimensiona con 350mm de diámetro. La descarga del mismo se realiza con un cono de 60 grados de inclinación y una brida de 300 milímetros de diámetro para unir y soportar la válvula diversora de recuperación.

Se disponen entradas para tomas de presión, antes y después del paso de aire por las mangas, para monitorear la perdida de presión de filtrado.

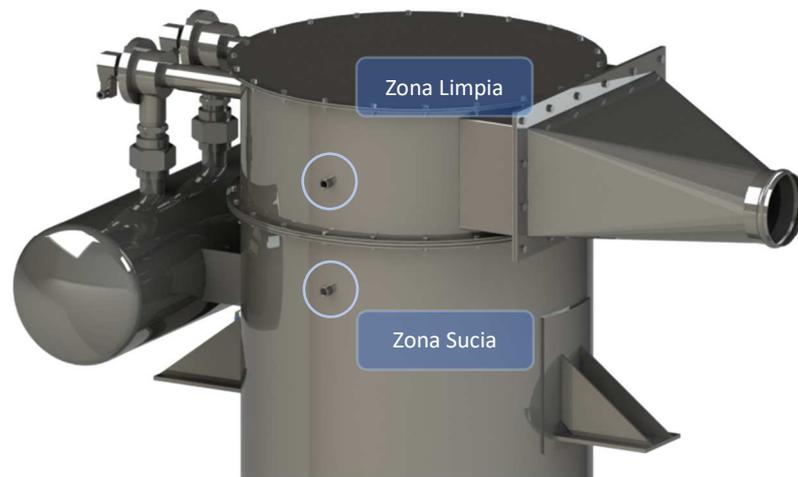


Imagen 39 - Posición de tomas de presión para manómetro

Se le coloca una puerta Boca de Hombre de 300 milímetros para permitir inspecciones o limpieza en caso de ser necesario.

Los canastos soporte de las mangas cuentan con conos tobera para el ingreso del aire de soplado, son recomendados por el fabricante, y casos empíricos mostraron que tienen efectividad para mejorar el ingreso de aire.

#### 2.10.4.2 Cuerpo

El cuerpo del Filtro debe calcularse para soportar presiones de vacío. El mismo se dimensionará según norma ASME VIII, como guía, consultaremos la bibliografía (Fuente 3) Manual de Recipientes a Presión, Eugene Megyesy. De la página 32 extraemos la tabla:

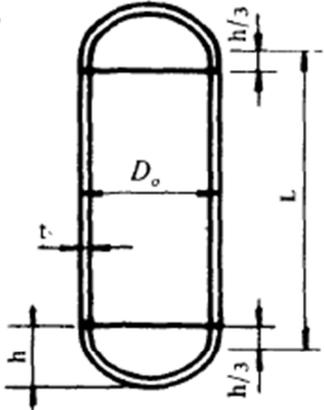
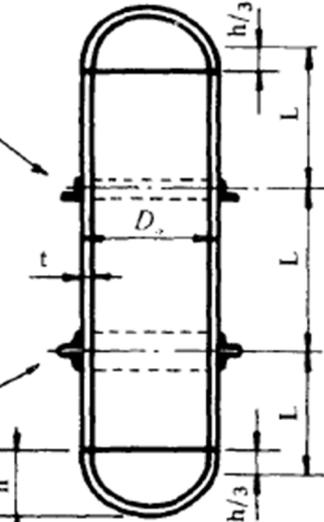
<b>CASCO CILINDRICO</b>	
<b>Sin costura o con juntas longitudinales a tope</b>	
<p><b>A.</b></p>  <p style="text-align: center;">RECIPIENTE SIN ANILLO ATIESADOR</p> <p><b>B.</b></p>  <p style="text-align: center;">RECIPIENTE CON ANILLO ATIESADOR</p>	<p>Cuando <math>D_o/t</math> es igual a o mayor que 10, la presión máxima permitida es:</p> $P_a = \frac{4B}{3(D_o/t)}$ <p>El valor de B deberá determinarse por el procedimiento siguiente:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Supóngase un valor para <math>t</math>; (Ver páginas 47-49) Determinense <math>L/D_o</math> y <math>D_o/t</math>.</li> <li>2. Entre a la figura UGO-28.0 (Página 40) con el valor de <math>L/D_o</math>. Entre a 50 cuando <math>L/D_o</math> sea mayor de 50, y a 0.05 cuando <math>L/D_o</math> sea menor de 0.05.</li> <li>3. Siga horizontalmente hasta la línea que representa a <math>D_o/t</math>. Desde el punto de intersección siga verticalmente hasta determinar el valor del factor A.</li> <li>4. Entre con el valor de A a la gráfica del material aplicable (páginas 41-45). Siga verticalmente hasta la línea de temperatura aplicable*.</li> <li>5. Desde la intersección, siga horizontalmente y lea el valor de B. Calcule la presión máxima de trabajo permitida, <math>P_a</math>.</li> </ol> <p>Si la presión máxima de trabajo permitida es menor que la presión de diseño, debe repetirse el procedimiento de diseño aumentando el espesor del recipiente o disminuyendo L por medio de anillos atiesadores.</p> <p>*Para los valores de A que caigan a la izquierda de la línea aplicable de temperatura, el valor de <math>P_a</math> puede calcularse por la fórmula:</p> $P_a = \frac{2AE}{3(D_o/t)}$ <p>Cuando el valor de <math>D_o/t</math> sea menor de 10, deberán aplicarse las fórmulas dadas en la Norma UG-28(c)(2).</p>

Tabla 20 - Cálculo de recipientes sometidos a presión externa E. Megyesy pág. 32.

Donde los factores de cálculo se definen por:

<b>NOTACION</b>	
$P$	= Presión externa de diseño, lb/pulg <sup>2</sup> manom.
$P_a$	= Presión máxima de trabajo permitida, lb/pulg <sup>2</sup> manom.
$D_o$	= Diámetro exterior, pulg.
$L$	= Longitud de una sección del recipiente, tomando la más grande de entre las siguientes: en pulgadas (ver figuras A y B). <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Distancia entre las tangentes de las cabezas más un tercio de la profundidad de las mismas si no se emplean anillos de atiesamiento.</li> <li>2. La distancia más grande entre dos anillos de atiesamiento cualesquiera.</li> <li>3. Distancia del centro del primer anillo de atiesamiento a la tangente de la cabeza más un tercio de la profundidad de ésta.</li> <li>4. Distancia del primer anillo de atiesamiento que hay en el cilindro a la unión cilíndrica.</li> </ol>
$t$	= Espesor de pared mínimo requerido, pulg.

Tabla 21 - Notación de factores de cálculo para recipientes a p. ext. - E. Megyesy pág. 32

Por experiencia previa, el espesor mínimo para cuerpos de equipos de esta índole es de 3 milímetro. Por debajo de dicho espesor, los cuerpos se vuelven endebles y pueden deformarse durante su traslado o instalación.

Consideraremos un cuerpo cilíndrico sin atiesadores. Dado el diámetro de 650 milímetros interno (656 externo), la relación  $D_o/t$  es de 218, por lo tanto, utilizaremos la formula detallada arriba.

La presión externa de diseño, a verificar, será de 600 mmca, consideran que el ventilador de extracción pudiera funcionar mientras el conducto de entrada al filtro sea obstruido.

La determinación del esfuerzo de material B se realiza mediante tablas. En primera medida se determinan las relaciones  $L/D_o$  y  $D_o/t$ , para ingresar a la tabla UGO-28.0 para determinar el coeficiente A.

Factores Geometricos	
L/D	2,28658537
D/t	218,666667

Tabla 22 - Factores geométricos de cuerpo de filtro

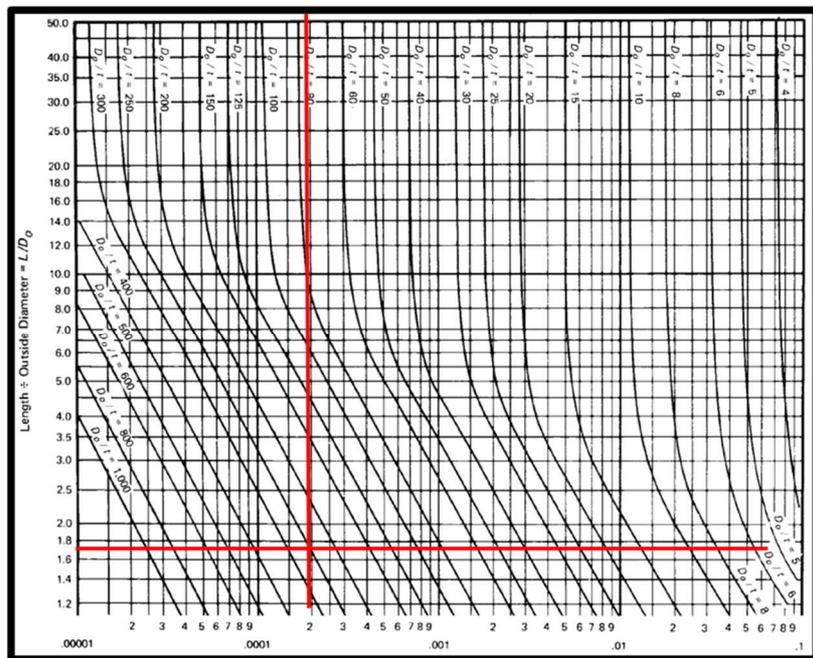


Tabla 23 – Valores de factores de cálculo A tabla UGO-28.0

Podemos aproximar el coeficiente A en 0,0002. Con este factor determinado, nos dirigimos a la tabla UHA-28.1 para determinar el esfuerzo mecánico B, para acero AISI-304. La temperatura de trabajo rodara los 100 °F (38°C). Por lo tanto, buscamos la intersección entre las curvas de 100 °F y factor A 0.002.

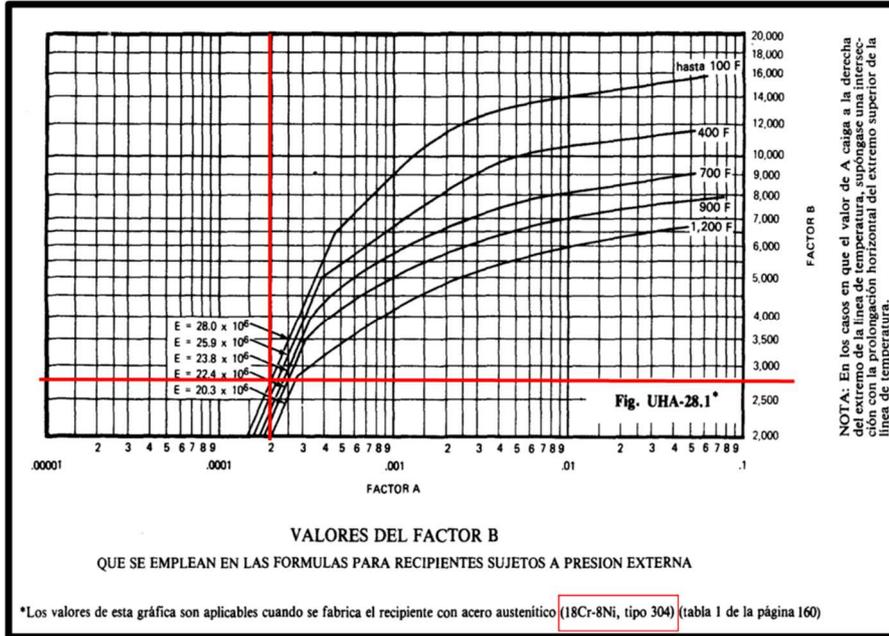
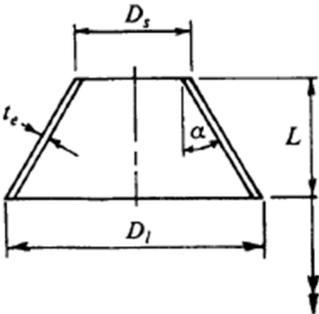


Tabla 24 - Valores de factores de cálculo B Tabla UHA-28.1

Podemos estimar el factor B en 2750 psi, aproximadamente. La presión máxima soportada será entonces de 16,76 psi por lo tanto verifica con el espesor mínimo a adoptar.

Proseguimos dimensionando el espesor del cono de descarga. De la página 34 extraemos las fórmulas de la Tabla 35.

El cono de descarga parte desde el diámetro del cuerpo de filtro y se concluye en una brida de decarga sobre la que se monta la valvula rotativa de recuperacion de finos. El angulo de inclinacion sera de 30°.



**NOTACION**

*A* = factor determinado de la figura UGO-28.0 (página 40)  
*B* = factor determinado de las gráficas (páginas 41 a 45)  
 $\alpha$  = la mitad del ángulo en el vértice, grados  
*D<sub>l</sub>* = diámetro exterior en el extremo grande, pulg  
*D<sub>s</sub>* = diámetro exterior en el extremo pequeño, pulg  
*E* = módulo de elasticidad del material (página 41)  
*L* = longitud del cono, pulg  
*L<sub>e</sub>* = longitud equivalente de la sección cónica, pulg  $(L/2)(1 + D_s/D_l)$   
*P* = presión externa de diseño, lb/pulg<sup>2</sup>  
*P<sub>a</sub>* = Presión máxima de trabajo permitida, lb/pulg<sup>2</sup>  
*t* = espesor mínimo requerido, pulg  
*t<sub>e</sub>* = espesor efectivo, pulg  
 $= t \cos \alpha$

**CONO Y SECCION CONICA**  
Sin costura o con juntas a tope

---

CUANDO  $\alpha$  ES IGUAL A O MENOR DE 60°  
y  $D_l/t_e \geq 10$   
La presión máxima permitida es:

$$P_a = \frac{4B}{3(D_l/t_e)}$$

Tabla 25 - Calculo de cono de filtro de manga, E. Megyesy pág. 34

Por lo tanto partiremos desde el diámetro del cuerpo de filtro, culminaremos en el diámetro de brida y, con el angulo proporcionado, el largo real de cono sera de 300 milimetros. Expresamos los parametros geometricos en la Tabla 26.

Dimensiones de Cono	
Dl	0,656 m
Ds	0,306 m
te	0,003 m
L	0,303108891
Le	0,22224905
alfa	30

Tabla 26 - Geometría de Cono

Determinamos los factores geometricos de la misma forma que con el cuerpo:

Factores Geometricos	
Le/DI	0,338794283
DI/te	218,6666667

Tabla 27 - Factores geométricos de cono

Mediante las tablas UGO-28.1 extraemos el valor A 0.0015, y con la tabla UHO-28.1 el factor de esfuerzo B 10500 psi. La presión máxima de trabajo permitida para el espesor propuesto será de 64,02 psi, por lo tanto, también verificaremos el fondo cónico.

Por último, se dimensionará el techo del filtro. De la página 26 extraemos la fórmula para placas planas con relación de diámetro y espesor mayor a 25 veces:

$$t = d \times \sqrt{CP/SE}$$

$$C = 0.33 \times \frac{t_r}{t_s}$$

C MIN. = 0.20

Si para calcular t se usa un valor de  $t_r/t_s$  menor de 1, el espesor del casco,  $t_s$ , debe mantenerse por una distancia hacia adentro desde la cara interior de la cabecera igual a por lo menos  $2\sqrt{dt_s}$

Tabla 28 - Cálculo de espesor mínimo de techo plano

Donde los factores se denominan:

NOTACION	
P = Presión de diseño interna o externa, lb/pulg <sup>2</sup>	E = Eficiencia de la junta
d = Diámetro interior del casco, pulgadas	
S = Valor máximo del esfuerzo permitido del material, lb/pulg <sup>2</sup> , página 159	
t = Espesor mínimo requerido de la cabeza, excluyendo el margen por corrosión, pulgadas	
t <sub>h</sub> = Espesor real de la cabeza excluyendo el margen por corrosión, pulgadas	
t <sub>r</sub> = Espesor mínimo requerido, por presión, del casco sin costura, pulgadas	
t <sub>s</sub> = Espesor real del casco, excluyendo el margen por corrosión, pulgadas	

Tabla 29 - Notación para cálculo de espesor de cono

A diferencia de los elementos anterior del cuerpo de filtro, las placas de cierre se calculan de la misma forma para presión externa o interna.

Determinamos el esfuerzo de material según la página 159. Primero identificamos el grupo del material, según clase y grado de acero inoxidable.

PROPIEDADES DE LOS MATERIALES - ACERO INOXIDABLE													
P-No. 8 Grupo No. 1													
TABLA 1					TABLA 3								
COMPOSICION NOMINAL, 18 Cr - 8 Ni Cedencia min. 30 000 lb/pulg <sup>2</sup> Tensión min. 75 000 lb/pulg <sup>2</sup>	Producto	No. de Espec.	Grado	Notas	COMPOSICION NOMINAL, 16 Cr - 12 Ni - 2Mo. Cedencia min. 30 000 lb/pulg <sup>2</sup> Tensión min. 75 000 lb/pulg <sup>2</sup>	Producto	No. de Espec.	Grado	Notas				
	Placa	SA-240	304	2 3		Placa	SA-240	316	2 3				
	Tubo s/c	SA-213	TP304	2		Placa	SA-240	317	2 3				
	Tubo s/c	SA-213	TP304H	—		Tubo s/c	SA-213	TP316	2				
	Tubo s/c	SA-312	TP304	2		Tubo s/c	SA-213	TP316H	—				
	Tubo s/c	SA-312	TP304H	—		Tubo s/c	SA-312	TP316	2				
	Tubo s/c	SA-376	TP304	2		Tubo s/c	SA-312	TP316H	—				
	Tubo s/c	SA-376	TP304H	—		Tubo s/c	SA-312	317	2				
	Tubo vaciado	SA-452	TP304H	—		Tubo s/c	SA-376	TP316	2				
	Forj.	SA-182	F304	2		Tubo s/c	SA-376	TP316H	—				
Forj.	SA-182	F304H	—	Tubo vaciado	SA-452	TP316H	—						
Barra	SA-479	304	2 3 5	Forj.	SA-182	F316	2						
TABLA 2					TABLA 4								
COMPOSICION NOMINAL, 18 Cr - 8 Ni Cedencia 25 000 Tensión 70 000	Producto	No. de Espec.	Grado	Notas	COMPOSICION NOMINAL, 16 Cr - 12 Ni - 2Mo. Cedencia 25 000 Tensión 70 000	Producto	No. de Espec.	Grado	Notas				
	Placa	SA-240	304L	—		Placa	SA-240	316L	—				
	Tubo s/c	SA-213	TP304L	—		Tubo s/c	SA-213	TP316L	—				
	Tubo s/c	SA-312	TP304L	—		Tubo s/c	SA-312	TP316L	—				
	Forj.	SA-182	F304L	—		Forj.	SA-182	F316L	4				
Barra	SA-479	304L	5	Barra	SA-479	316L	5						
VALORES MAXIMOS DE ESFUERZO PERMITIDO, 1 000 lb/pulg <sup>2</sup>													
MATERIALES DE LA TABLA	PARA TEMPERATURAS DEL METAL NO MAYORES DE, GRADOS F												
	-20-100	200	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900	NOTAS
1	18.8	17.8	16.6	16.2	15.9	15.9	15.9	15.9	15.5	15.2	14.9	14.7	1
	18.8	15.7	14.1	12.9	12.1	11.4	11.2	11.1	10.8	10.6	10.4	10.2	
2	15.7	15.7	15.3	14.7	14.4	14.0	13.7	13.5	13.3	13.0	—	—	1
	15.7	13.4	12.0	11.0	10.3	9.7	9.5	9.4	9.2	9.1	—	—	
3	18.8	18.8	18.4	18.1	18.0	17.0	16.7	16.3	16.1	15.9	15.7	15.5	1
	18.8	16.2	14.6	13.4	12.5	11.8	11.6	11.3	11.2	11.0	10.9	10.8	
4	15.7	15.7	15.7	15.5	14.4	13.5	13.2	12.9	12.6	12.4	12.1	—	1
	15.7	13.3	11.9	10.8	10.0	9.4	9.2	9.0	8.8	8.6	8.4	—	
MATERIALES DE LA TABLA	PARA TEMPERATURAS DEL METAL NO MAYORES DE, GRADOS F												
	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500	
1	14.4	13.8	12.2	9.8	7.7	6.1	4.7	3.7	2.9	2.3	1.8	1.4	1
	10.0	9.8	9.5	8.9	7.7	6.1	4.7	3.7	2.9	2.3	1.8	1.4	
3	15.4	15.3	14.5	12.4	9.8	7.4	5.5	4.1	3.1	2.3	1.7	1.3	1
	10.7	10.6	10.5	10.3	9.3	7.4	5.5	4.1	3.1	2.3	1.7	1.2	

Tabla 30 - Propiedades de materiales E. Megyesy pág. 159

EL esfuerzo es entonces S 15700 psi. Se desestimará la corrosión del material por trabajar con aceros inoxidables, por lo tanto, el factor C será 0.33. El cálculo se expresa en la siguiente tabla:

Techo de FDM			
Espesor mínimo			
P	0,87	psi	Presion de trabajo
R	0,325	m	Radio de cilindro
S	15700	psi	esfuerzo de material
E	0,7		eficiencia de junta
CA	0	m	margen por corrosion
ts	1		Esp min del casco sin costura
tr	1		Esp min del casco por corrosion
C	0,33		Coficiente C
t	0,00166	m	espesor minimo
	1,66112	mm	

Tabla 31 - Calculo de espesor mínimo de techo de filtro

El espesor verifica el espesor propuesto de 3 milímetros, para todos los elementos del cuerpo del filtro.

#### 2.10.4.3 Desempolvado

Se prosigue a calcular el sistema de desempolvado.

El desempolvado se realiza impulsando aire desde la salida de la manga (zona filtrada) hacia la zona previa al filtrado. El volumen impulsado debe rondar 0,9 a 1,2 del volumen interior de la manga. Por comprobación empírica, para el producto a tratar se seleccionará 0,9 fracción del volumen. Expresado en la tabla:

Caudal de desempolvado	
Cantidad de mangas	4
Diametro	0,15 m
Largo	1,5 m
Volumen mangas	0,106028752 m <sup>3</sup>
Volumen de desempolvamiento	0,9 vol de manga
Volumen total	0,095425877 m <sup>3</sup>

Tabla 32 - Volumen de desempolvado

El ciclo de desempolvado constara de 10 minutos de filtrado y un soplado de 1 segundo de desempolvado. Debido al régimen extenso de carga para el pulmón, se no consideraremos factores de carga consumo y carga para el dimensionamiento del mismo. También en tabla:

Ciclo de desempolvado	
Tiempo de regeneracion	300 seg
Tiempo de desempolvado	2 seg
Caudal	0,048 m <sup>3</sup> /s
	47,71 dm <sup>3</sup> /s

Tabla 33 - Caudal de desempolvado

Se verifica que el caudal de soplado supera el caudal de filtrado, es decir, que evitaremos soplar aire por debajo del flujo mínimo de las mangas. Esto quiere decir que aseguraremos soplar aire en dirección contraria para alcanzar el desempolvado, no nos limitaremos a interrumpir el filtrado de aire.

Para el cálculo de volumen, consideraremos una presión inicial de 6 bares y una presión final de 1 bar. Se determina la presión final de soplado de pulmón en 1 bar, pudiendo ser atmosférica, para asegurar presión de soplado en las boquillas, sin importar las pérdidas de carga en las cañerías y accesorios aguas abajo, que se calcularán posteriormente. En tabla:

Parametros de Pulmon	
Presion de alimentacion	6 bar
Presion final	1 bar
Volumen molar	0,0224 m3/mol
Temperatura operacion	293 K
R	8,31447E-05 m3 bar / K mol
Volumen de pulmon	0,020756309 m3

Tabla 34 - Factores de cálculo de pulmón de soplado

La construcción del pulmón se realizará con caños SCH 40 de diámetro nominal 10 pulgadas y casquetes toriesféricos en los extremos. Este caño cuenta con diámetro exterior de 273 milímetros, espesor de 9,3 milímetros y diámetro interno de 252 milímetros. Dados estos datos, despreciando el volumen de los toriesféricos, el pulmón se dimensiona como:

Dimensiones de pulmon	
Diámetro de pulmon	0,252 m
Largo	0,42 m

Tabla 35 - Dimensiones de pulmón de soplado

2.10.4.4 Pulmón

El cálculo de resistencia del pulmón se realiza según norma ASME VIII. Dado que el elemento solo está sometido a presiones positivas internas, solo se calculará el mismo según presión interna.

Según la norma, verificaremos espesor mínimo y presión máxima a soportar para el pulmón propuesto. Según norma, se calcula la resistencia mecánica de los casquetes toriesféricos y el cuerpo cilíndrico por separado. Para estos cálculos y los datos necesarios, tablas y gráficos se consultará la fuente bibliográfica Manual de Recipientes a Presión, Eugene Megyesy (Fuente 3).

Según Megyesy, el cuerpo cilíndrico se calcula según la imagen

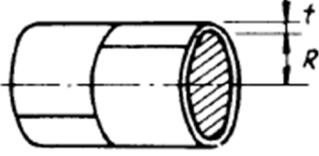
<p>A</p> 	<b>CASCO CILINDRICO (COSTURA LONGIT.)<sup>1</sup></b>	
	$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$	$P = \frac{SE t}{R + 0.6t}$
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Generalmente rige el esfuerzo en la costura longitudinal. Ver página anterior.</li> <li>2. Cuando el espesor de pared exceda de la mitad del radio interior o P exceda de 0.385 SE, se aplicarán las fórmulas dadas en el Apéndice del Código, 1-2.</li> </ol>		

Tabla 36 - Cálculo de cuerpo cilíndrico de pulmón sometido a presión interna

Donde los factores se definen

<b>P</b> = Presión de diseño o presión máxima de trabajo permitida, lb/pulg <sup>2</sup>
<b>S</b> = Valor del esfuerzo del material, lb/pulg <sup>2</sup> , página 159
<b>E</b> = Eficiencia de la junta, página 142
<b>R</b> = Radio interior, pulgadas
<b>D</b> = Diámetro interior, pulgadas
<b>t</b> = Espesor de pared, pulgadas
<b>C.A.</b> = Margen por corrosión, pulgadas

Tabla 37 - Factores de cálculo de cuerpo cilíndrico de pulmón sometido a presión interna

La presión de diseño será 1,5 veces la presión de trabajo máxima, por lo tanto 9 bares.

El coeficiente E, determina un factor de corrección para la tensión máxima del material, según el ensayo no destructivo que se le realice a la a la costura. Para nuestro caso, utilizaremos un factor de 0.7 correspondiente a soldadura sin radiografiar.

El coeficiente CA indica un espesor adicional en vistas de prevenir fisuras por corrosión del material, es decir oxidación, abrasión u otros ataques químicos. La construcción de nuestro pulmón se realizará con acero inoxidable, y se alimentará con aire comprimido, por lo tanto, será expuesto a aire y agua condensada del mismo, por lo que no tendremos en cuenta fenómenos de corrosión.

Las unidades de cálculo de la norma corresponden al sistema imperial, por lo tanto, se convertirán las presiones y tensiones a libras por pulgada cuadrada. Al contrario, las unidades de longitud se trabajarán en sistema internacional, ya que se despejan unidades dentro de las fórmulas.

De la página 159 de la Fuente 3 se extrae S=15 700 psi, siguiendo el tipo de material y la resistencia máxima indicada para evitar la fluencia a temperaturas menos de 200 F, según la tabla28 extraída de E. Megyesy.

PROPIEDADES DE LOS MATERIALES - ACERO INOXIDABLE											
P-No. 8 Grupo No. 1											
COMPOSICION NOMINAL, 18 Cr - 8 Ni	TABLA 1				COMPOSICION NOMINAL, 16 Cr - 12 Ni - 2Mo.	TABLA 3					
	Cedencia mín. 30 000 lb/pulg <sup>2</sup>	Producto	No. de Espec.	Grado		Notas	Cedencia mín. 30 000 lb/pulg <sup>2</sup>	Producto	No. de Espec.	Grado	Notas
	Tensión mín. 75 000 lb/pulg <sup>2</sup>	Placa	SA-240	304		2 3	Tensión mín. 75 000 lb/pulg <sup>2</sup>	Placa	SA-240	316	2 3
		Tubo s/c	SA-213	TP304		2		Placa	SA-240	317	2 3
		Tubo s/c	SA-213	TP304H		—		Tubo s/c	SA-213	TP316	2
		Tubo /sc	SA-312	TP304		2		Tubo s/c	SA-213	TP316H	—
		Tubo s/c	SA-312	TP304H		—		Tubo s/c	SA-312	TP316	2
		Tubo s/c	SA-376	TP304		2		Tubo s/c	SA-312	TP316H	—
		Tubo s/c	SA-376	TP304H		—		Tubo s/c	SA-312	317	2
		Tubo vaciado	SA-452	TP304H		—		Tubo s/c	SA-376	TP316	2
COMPOSICION NOMINAL, 25 000 Cedencia 70 000 Tensión	TABLA 2				COMPOSICION NOMINAL, 25 000 Cedencia 70 000 Tensión	TABLA 4					
	Producto	No. de Espec.	Grado	Notas		Producto	No. de Espec.	Grado	Notas		
	Placa	SA-240	304L	—		Placa	SA-240	316L	—		
	Tubo s/c	SA-213	TP304L	—		Tubo s/c	SA-213	TP316L	—		
	Tubo s/c	SA-312	TP304L	—		Tubo s/c	SA-312	TP316L	—		
	Forj.	SA-182	F304L	—		Forj.	SA-182	F316L	4		
	Barra	SA-479	304L	5		Barra	SA-479	316L	5		

VALORES MAXIMOS DE ESFUERZO PERMITIDO, 1 000 lb/pulg <sup>2</sup>													
MATERIA- LES DE LA TABLA	PARA TEMPERATURAS DEL METAL NO MAYORES DE, GRADOS F												NOTAS
	-20-100	200	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900	
1	18.8	17.8	16.6	16.2	15.9	15.9	15.9	15.9	15.5	15.2	14.9	14.7	1
	18.8	15.7	14.1	12.9	12.1	11.4	11.2	11.1	10.8	10.6	10.4	10.2	
2	15.7	15.7	15.3	14.7	14.4	14.0	13.7	13.5	13.3	13.0	—	—	1
	15.7	13.4	12.0	11.0	10.3	9.7	9.5	9.4	9.2	9.1	—	—	
3	18.8	18.8	18.4	18.1	18.0	17.0	16.7	16.3	16.1	15.9	15.7	15.5	1
	18.8	16.2	14.6	13.4	12.5	11.8	11.6	11.3	11.2	11.0	10.9	10.8	
4	15.7	15.7	15.7	15.5	14.4	13.5	13.2	12.9	12.6	12.4	12.1	—	1
	15.7	13.3	11.9	10.8	10.0	9.4	9.2	9.0	8.8	8.6	8.4	—	
MATERIA- LES DE LA TABLA	PARA TEMPERATURAS DEL METAL NO MAYORES DE, GRADOS F												
	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1300	1350	1400	1450	1500	
1	14.4	13.8	12.2	9.8	7.7	6.1	4.7	3.7	2.9	2.3	1.8	1.4	1
	10.0	9.8	9.5	8.9	7.7	6.1	4.7	3.7	2.9	2.3	1.8	1.4	
3	15.4	15.3	14.5	12.4	9.8	7.4	5.5	4.1	3.1	2.3	1.7	1.3	1
	10.7	10.6	10.5	10.3	9.3	7.4	5.5	4.1	3.1	2.3	1.7	1.2	

Tabla 38 - Propiedades de materiales E. Megyesy pág. 159

Según las fórmulas de resistencias citadas anteriormente, se calcula la resistencia del pulmón propuesto para espesor máximo según la siguiente tabla:

Espesor mínimo		
P	130,5 psi	Presion de trabajo
R	0,127 m	Radio de cilindro
S	15700 psi	esfuerzo de material
E	0,7	eficiencia de junta
CA	0 m	margen por corrosion
t	0,00152 m 1,51887 mm	espesor minimo

Tabla 39 - Espesor de pulmón de aire - Iteración 1

El espesor mínimo verifica para le espesor propuesto. Considerando que el espesor propuesto supera casi en 600% el espesor mínimo requerido, se calcula una optimización del mismo utilizando un caño Schedule liviano de mismo diámetro exterior con espesor 6,4 milímetros; el diámetro interior, entonces, es de 260.4 milímetros. Expresado en la Tabla 40.

Espesor mínimo		
P	130,5 psi	Presion de trabajo
R	0,2604 m	Radio de cilindro
S	15700 psi	esfuerzo de material
E	0,7	eficiencia de junta
CA	0 m	margen por corrosion
t	0,00311 m 3,11429 mm	espesor minimo

Tabla 40 - Espesor de pulmón de aire - Iteración 2

El espesor verifica, utilizando la menor cantidad de material provista de forma comercial. Ahora, el espesor propuesto tiene menos de 2 veces el mínimo requerido.

A modo de verificación, se calculará la presión máxima admisible por el recipiente:

Presión máxima		
t	0,0064 m	espesor
R	0,2604 m	Radio de cilindro
S	15700 psi	esfuerzo de material
E	0,7	eficiencia de junta
CA	0 m	margen por corrosion
P	266,18 psi 18,35 bar	presión máxima

Tabla 41 - Presión máxima de pulmón de aire

Para el cálculo de casquetes, se consulta la pág. 20 de la misma fuente.

E	CABEZA ASME BRIDADA Y ALABEADA (CABEZA TORISFERICA)																
	Cuando L/r = 16 2/3																
	$t = \frac{0.885PL}{SE - 0.1P}$	$P = \frac{SEt}{0.885L + 0.1t}$															
Cuando Lr/ menor de 16 2/3																	
$t = \frac{PLM}{2SE - 0.2P}$	$P = \frac{2SEt}{LM + 0.2t}$																
VALORES DEL FACTOR "M"																	
L/r	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75	3.00	3.25	3.50	4.00	4.50	5.00	5.50	6.00	6.50
M	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.17	1.18	1.20	1.22	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36	1.39
L/r	7.00	7.50	8.00	8.50	9.00	9.50	10.0	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	16 2/3	*
M	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77	
* LA MAXIMA RAZON PERMITIDA ES: L = D + 2t (véase la nota 2 de la página opuesta)																	

Tabla 42 - Geometría de casquetes Presión interna E. Megyesy pág. 24

Para este elemento, se suma el factor de cálculo M, el cual depende de la relación entre el radio de curvatura mayor del casquete y su radio menor. Los casquetes toriesféricos según norma ASME, cuentan con una geometría de L igual a diámetro del casquete y r igual al 10% de L. Por lo tanto, se selecciona M igual a 1.54. Utilizando esa misma relación, nos referiremos a la fila de fórmulas de cálculos inferior, donde L/r es menor a 16,66.

Consultando proveedores locales, los espesores de casquetes son limitados. Para nuestro diámetro, se considera, entonces, un espesor de 3 milímetros de pared. La distancia o radio de curvatura L será entonces el diámetro exterior de casquete (273 milímetros) menos dos veces el espesor, por lo tanto, L es igual a 267 milímetros.

Los restantes factores de cálculo se consideran iguales al del cilindro.

Expresado en tabla, el espesor mínimo calculado es:

Espesor mínimo			
P	130,5	psi	Presion de trabajo
L	0,267	m	Radio de curvatura mayor
S	15700	psi	esfuerzo de material
E	0,7		eficiencia de junta
M	1,54		factor
t	0,00244	m	espesor minimo
	2,44417	mm	

Tabla 43 - Espesor de casquete toriesféricos

El espesor mínimo verifica el espesor propuesto. A modo de verificación, se calcula la presión máxima de trabajo del casquete.

Presion maxima			
t	0,003	m	espesor
L	0,267	m	Radio de curvatura mayor
S	15700	psi	esfuerzo de material
E	0,7		eficiencia de junta
M	1,54		factor
P	160,13	psi	presion maxima
	11,04	bar	

Tabla 44 - Presión máxima casquete toriesféricos

La presión máxima también verifica con el espesor propuesto.

#### 2.10.4.5 Soplado desempolvado

La salida de aire requiere válvulas neumáticas de apertura rápida, por lo que seleccionan del proveedor Jefferson. Se utilizan válvulas solenoides de apertura rápida tipo diafragma con cuerpo para redirección a 90° Modelo 3073. Aguas abajo, cada válvula suministrara aire comprimido a 2 picos de soplado. Por recomendaciones del proveedor de filtros, se construirán con reducciones o tramos de caño de diámetro 19,1 milímetros.



Imagen 40 - Válvula de apertura rápida

Para determinar la pérdida de carga de aire de soplado, calcularemos las pérdidas utilizando largos equivalentes de accesorios. Se consultan tablas empíricas de fabricantes para determinar los largos de cálculo.

**Cálculo de la longitud de la tubería equivalente**

Diámetro de la tubería DN

	Longitud equivalente [m]	Número
Codo 	3	<input type="text" value="0"/>
Codo R = 2d 	0.6	<input type="text" value="0"/>
Codo R = d 	0.8	<input type="text" value="0"/>
Racor en T, sentido de paso 	1	<input type="text" value="0"/>
Racor en T, sentido de desviación 	3	<input type="text" value="0"/>
Válvula de asiento 	12	<input type="text" value="0"/>
Válvula de cierre / válvula de bola 	0.6	<input type="text" value="0"/>
Válvula de retención 	4	<input type="text" value="0"/>
Reducción a DN: 40 	1	<input type="text" value="0"/>
Longitud de la tubería equivalente de todas las griferías montadas		<input type="text" value="0"/> m

Tabla 45 - Longitudes equivalentes de accesorios para aire comprimido

Tenemos en cuenta dos ramales de soplado, con dos salidas cada uno. Por lo tanto, la pérdida de carga se calculará partiendo desde la salida del pulmón, entrando al ramal (punto 1), continuando en la ramificación Tee correspondiente a la primera salida de soplado (punto 2)



Imagen 41 - Nodos de cálculo de pérdida de carga para soplado

donde corregiremos la densidad del gas y el caudal; y, por último, continuando hasta la salida del segundo pico de soplado (punto 3).

Para este primer tramo de cañería, consideraremos densidad y viscosidad correspondientes a 6 bares de presión manométrica. El caudal transportado es de la mitad del caudal total de soplado. Se propone una cañería de diámetro 50,8 milímetros.

Las pérdidas de carga puntuales corresponden a la entrada de la cañería, válvula de siento, codo a 90° de radio 0,8 veces el diámetro, Además aproximamos un largo real de cañería de 300 milímetros.

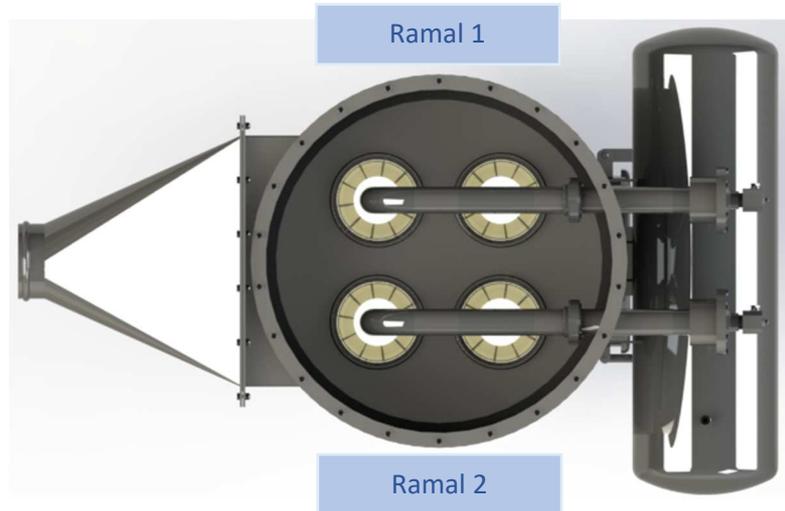


Ilustración 42 - Ramales de soplado

Expresado en la tabla:

Perdidas de carga				
Accesorios	Cantidad	Le unitario	Le total	
Entrada tubería		1	1	1
Valvulas		1	12	12
Codo 90°		1	0,8	0,8
Largo de tubería				0,3
Diametro cañería	0,0508 m			
Vel aire	135,74 m/s			
Reynolds	3.182.685,83			
Rugosidad relativa	0,001			
f	0,01978			
Densidad	8,4			
Viscosidad cin	0,0000182			
largo total	14,1			
Perdida presion	424.888,81 Pa			
	4,19 bar			

Tabla 46 - Perdidas de carga en soplado Tramo 1-2

Para el siguiente tramo (punto 2-3) corregimos la presión a 1,8 bares manométricos. El caudal transportado es de la mitad del anterior. Se debe observar que el largo total del tramo subsiguiente se aproxima al largo equivalente de la bifurcación del primer pico de soplado del ramal.

Perdidas de carga			
Accesorios	Cantidad	Le unitario	Le total
Tee	1	1	1
Codo 90°	1	0,8	0,8
Reduccion	1	1	1
Largo de tubería			0,25
Diametro cañería	0,0508	m	
Vel aire	167,69	m/s	
Reynolds	1.591.342,91		
Rugosidad relativa	0,001		
f	0,01965		
Densidad	3,399846162		
Viscosidad cin	0,0000182		
largo total	3,05		
Perdida presion	56.396,52	Pa	
	0,56	bar	

Tabla 47 - Perdida de carga soplado Tramo 2-3

Concluyendo, la perdida de carga total en cada ramal de soplado es de 4,7 bares. Esto significa que la presión propuesta de soplado se verifica. Además, se puede intuir que el caudal de soplado será mayor al mínimo requerido.

#### 2.10.4.6 Zapatas

El equipo se soportará por zapatas que lo vinculan a la losa. Las mismas se dimensionarán como una viga en voladizo. Se colocan pañuelos para reforzar la zona de carga de las zapatas, se calcularán a continuación.

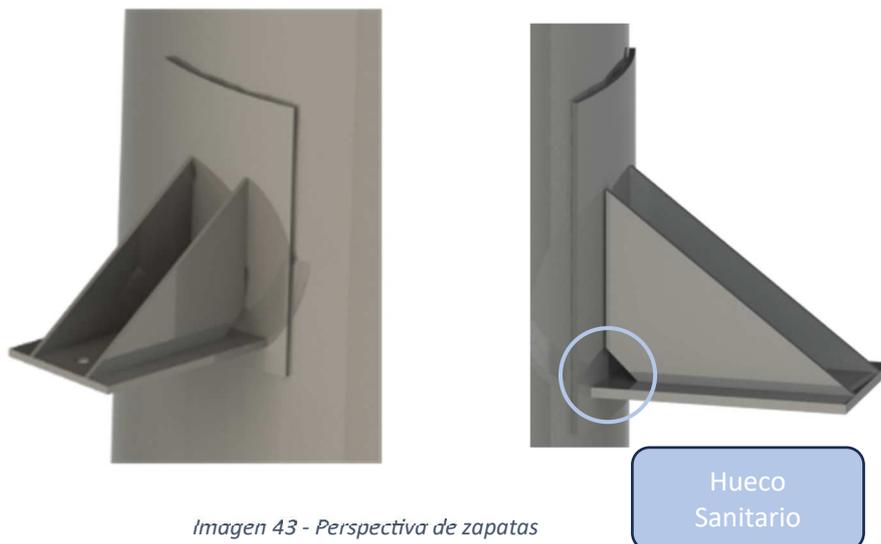


Imagen 43 - Perspectiva de zapatas

Para mejorar las operaciones de lavado, se realiza un corte en las esquinas de las cartelas de ambas zapatas a fin de evitar que se generen zonas muertas para lavado y mejorar el desagüe de la estructura. A los fines de cálculo, se considerará que no afectan estructuralmente el diseño, por lo que no se modifican los cálculos respecto a los de una zapata convencional.

Según el Manual de recipientes a presión de E. Megyesy, las ménsulas de estructuras y soporte de tanques pueden calcularse por resistencia de materiales y simplificar la sección variable con la sección de mayor inercia y momento flector solicitado. De esta forma, calcularemos la fibra

más alejada de la sección compuesta de la zapata, solicitada por el mayor momento flector provocado por la carga de cálculo.

La carga de cálculo se determina teniendo en cuenta, peso propio aproximado del equipo, peso de un operario sobre el equipo corregido por un factor de carga dinámica de 2, dividido en dos apoyos. Expresado en tabla, entonces:

Carga	
Peso	270 kg
Peso humano	100 kg
Carga variable	2 kg
Carga total	470 kg
Carga Zapata	235 kg

Tabla 48 - Cargas sobre soporte de Filtro de mangas

La zapata propuesta se compone de una placa de espesor 8 milímetros por 130 milímetros de ancho, con cartelas de 5 milímetros de espesor y altura máxima de 100 milímetros. El largo se determina en 200 milímetros para permitir que pueda instalarse, tanto en una losa como en una estructura metálica, a elección del cliente.

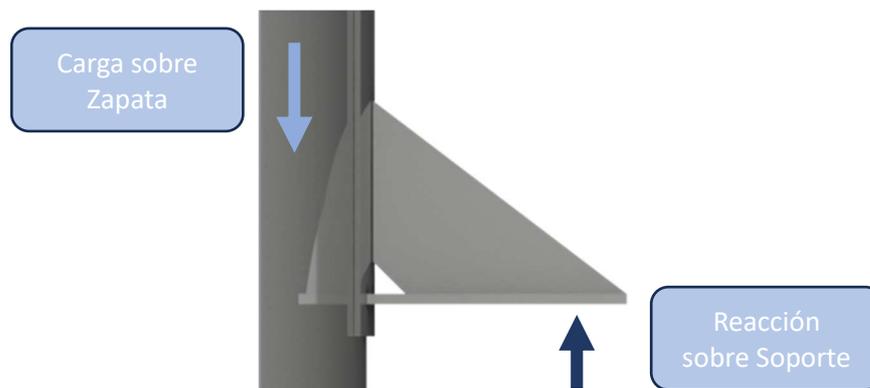


Imagen 44 - Cargas sobre zapatas

Se verifica a resistencia de la construcción y las deformaciones, las cuales deben permanecer mínimas. Para este último, se considera que la sección de la cartela es constante para simplificar el cálculo, se complejizara de ser necesario. Se tiene en cuenta que el esfuerzo máximo del material es de 1500 kg/cm<sup>2</sup>.

Calculo de esfuerzos	
Momento flector	4700 kg*cm
Largo Zapata	200 mm
Flecha	5,51595E-06 cm
Esfuerzo	64,00363141 kg/cm <sup>2</sup>

Tabla 49 - Esfuerzo y deformación aproximada de zapata

Dado el cálculo, las zapatas cumplen con holgura las solicitaciones determinadas. Se evita un recálculo y optimización de estas, ya que se debe considerar que en la práctica pueden existir solicitaciones extraordinarias y se espera que un equipo soporte dichos imprevistos.

Las tablas de cálculo de propiedades de la sección pueden consultarse en el Anexo del informe.

2.10.4.7 Ventilador de extracción

Partiendo de los cálculos de pérdida de carga y caudales de extracción provenientes de las secciones anteriores, se recurre a catálogos del proveedor Euroventilatori. Por recomendación del fabricante, se selecciona un ventilador centrífugo de la serie APE, con motor semirradial, para entubaciones largas, transporte neumático y extracciones de aire con particulado fino.

Recordando, se requiere un caudal de 0,033 metros cúbicos por segundo y aproximadamente 1534 pascales o 153 mmca. Las tablas de ensayo del modelo APE-351, con 0,53 KW de potencia eléctrica instalada. Este rendimiento se da a una velocidad de 2770 rpm, por lo que se deberá variar las revoluciones, afectando el rendimiento, pero dando lugar a ampliaciones o correcciones en el sistema.

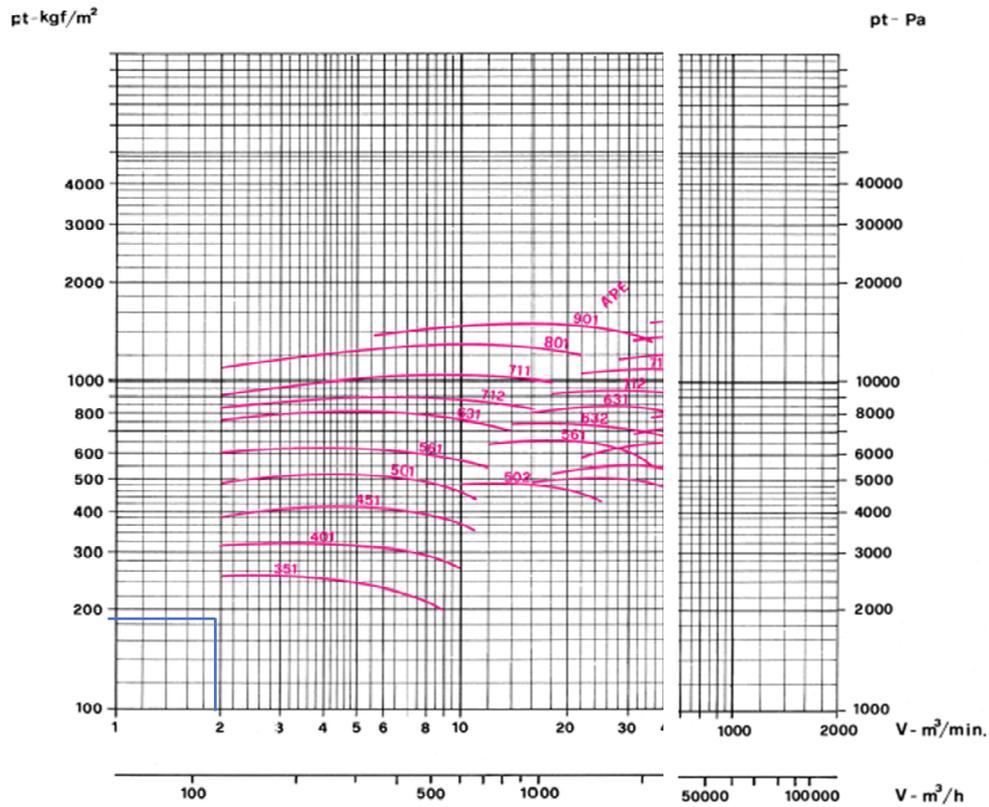


Tabla 50 - Curva de ensayo Ventilador extracción



Imagen 45 - Ventilador de extracción



### 3 Costos

Los costos se calculan teniendo en cuenta: mano de obra, costos de materias primas, insumos y, finalmente, se estima un beneficio porcentual sobre el total de costos para obtener el precio final.

El computo de materiales puede consultarse en la sección Anexo, en la presente sección, nos dedicaremos a desglosar la estructura de costos.

Se destaca la influencia sobre el total de costos del filtro de mangas, tomando más de la mitad total de los costos como se ve en el Grafico 1.

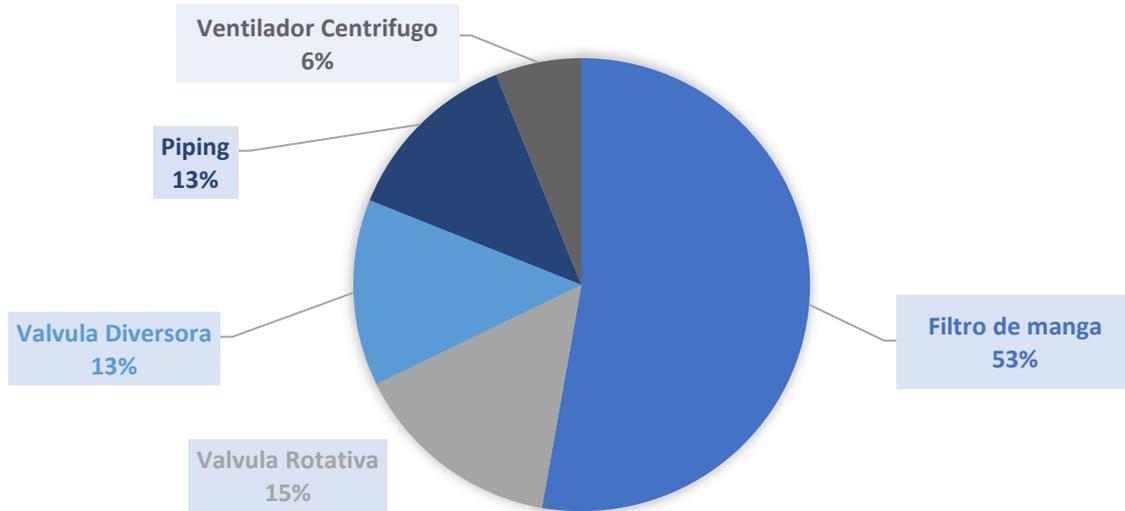


Gráfico 2 - Estructura de costos porcentual

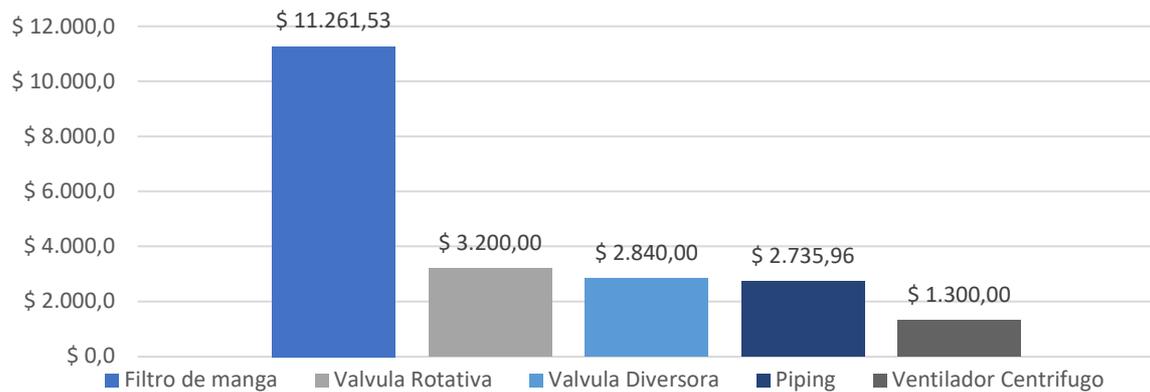


Gráfico 1 - Estructura de costos nominal

Podemos apreciar esta disparidad, también en costos totales expresados en dólares estadounidenses

Por otro lado, se analiza el costo del sistema diseñado, en comparación con los costos aproximados utilizados en la selección de matriz de Kano de la sección Desarrollo, Análisis de soluciones. En la misma se comparaban los precios de mercado por metro longitudinal de

transporte, es decir sin diferencias transportes verticales y horizontales, a fin de obtener una comparativa equitativa entre tecnologías. La comparativa se expresa en la siguiente tabla.

Para el cálculo de costos del sistema diseñado, se consideraron cotos totales, beneficios y la longitud lineal a cubrir de 80 metros, horizontales y verticales.

	Costo aprox. (USD/mt)
Tornillo sin fin	1200 usd
Cadena de canjilones	1400 usd
Cinta transportadora	1100 usd
Superficies vibradas	900 usd
Sistemas neumáticos	600 usd
Sistema propuesto	503 usd

Tabla 51 - Comparativa precios aproximados

El cálculo por metro de transporte sitúa nuestro sistema por debajo del presupuesto de mercado establecido un 16%, por lo que se considera que el diseño es rentable.

## 4 Conclusión

Se concreto el diseño de un sistema de transporte de un precio estimado en USD\$500 por metro de transporte. Dicho presupuesto, lo sitúa por debajo del presupuesto estimado de mercado el cual se estableció en USD\$600 por metro de transporte para el sistema físico, es decir, sin tener en cuenta los costos de montaje.

Se destaca la adopción de tecnología adecuada para conservar la calidad del producto, así como, asegurar la fiabilidad y productividad del sistema.

La productividad del sistema es central para obtener una amortización de la instalación. Como se detalla anteriormente, se utilizará un régimen de producción de 20 horas continuas interrumpidas por 4 horas de limpieza y mantenimiento, pudiendo esta última ser menor. Por lo tanto, es central asegurar la operatividad de la planta, siendo el transporte del producto secado, un eslabón crucial en la cadena.

Con el objetivo de obtener una alta productividad, se destaca la adopción de elementos de operación automática censables, como también de elementos intercambiables comerciales, para evitar paradas prolongadas de mantenimiento o altas cargas de personal en los turnos de trabajo.

Se obtiene, finalmente, un producto competitivo dentro del mercado tanto económica como tecnológicamente, cumpliendo los estándares sanitarios legales y comerciales de la industria alimenticia para el transporte de polvo.

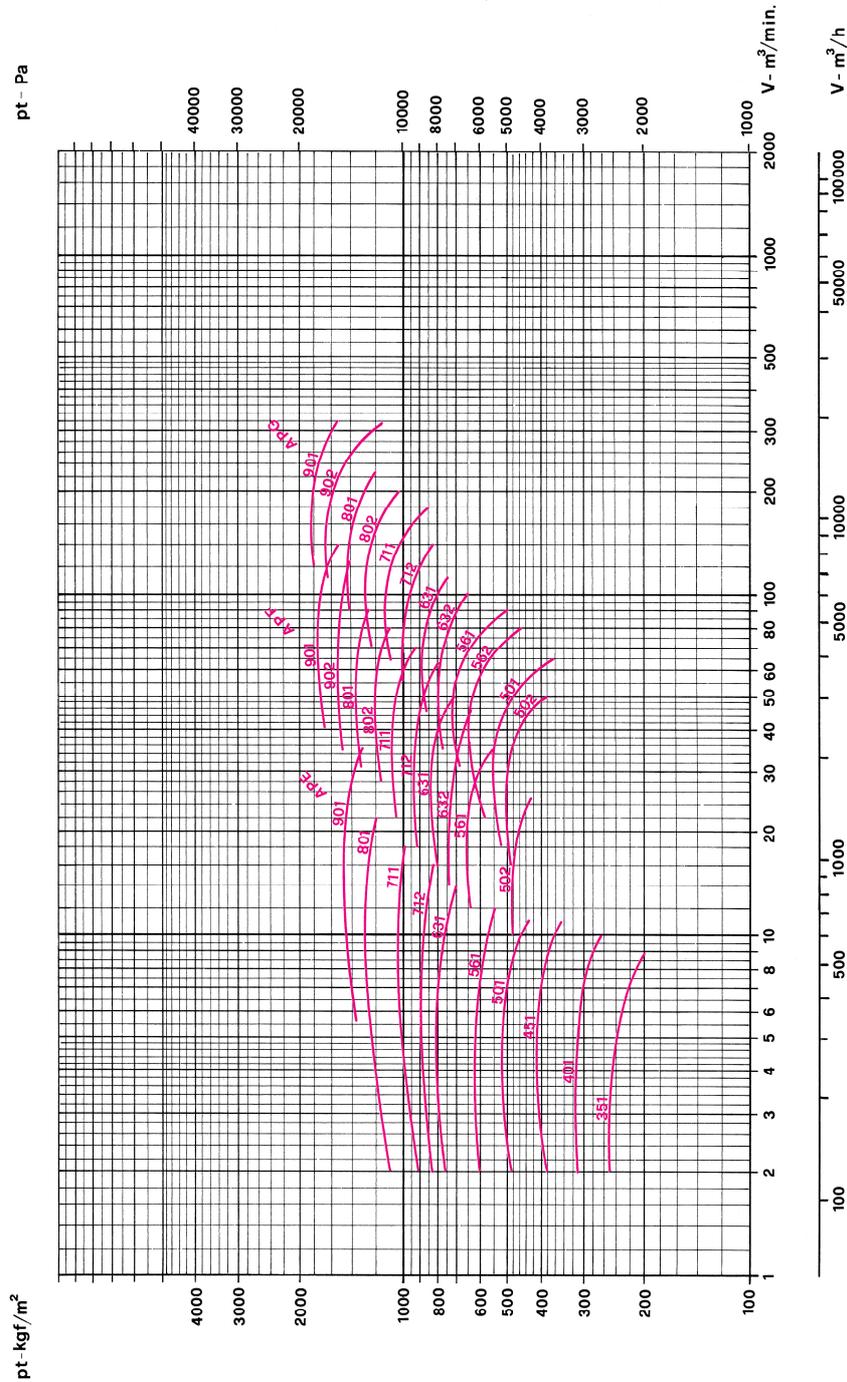
5 Anexo

5.1 Catálogos

CURVE DI FUNZIONAMENTO  
 CHARACTERISTIC CURVE  
 COURBES DE FONCTIONNEMENT  
 LEISTUNGSKURVEN  
 CURVAS DE FUNCIONAMIENTO

serie  
 series  
 série  
 serie  
 serie

# AP



**Serie**  
**3073**

**Válvulas a solenoide para filtros de manga.**



**Aplicación:**

Las válvulas a solenoide de la serie 3073 fueron exclusivamente diseñadas para su utilización en sistemas de filtración primaria de alta concentración de material en suspensión con recupero automático del material filtrado (filtros de manga). Poseen gran caudal y velocidad de respuesta que permiten obtener el flujo intertemporero necesario para la descongestión del material acumulado en las mangas.

Se aplican generalmente comandadas por medio de controles de ciclo o de accionamiento temporizado.

**Características generales:**

- Normalmente cerrada.
- Cuerpo en aluminio inyectado o fundido.
- Accionamiento servo-operado con diafragmas de acrílico-nitrilo y elastómeros termoplásticos.
- Conexiones en ángulo roscadas BSP ó NPT.
- Versiones para comando neumático o eléctrico.
- Bobinas capsuladas conexión DIN 43650.
- Protección IP65 y NEMA4.

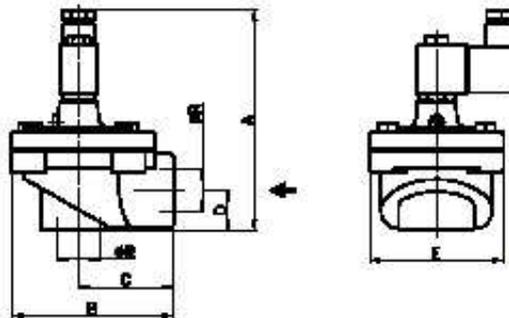
**Opcionales:**

Opcionales	Prefijo	Sufijo	Ejemplo codificación
Comando eléctrico con solenoide		S	3073LH06S
Bobina a prueba de explosión e Interperic.	ZC		ZC3073LH06
Conexiones roscadas NPT		T	3073LH06T

**Especificaciones técnicas:**

Ø Conex. Ins.	Ø Orificio		Factor de Flujo		Δp				Máxima temperatura		Peso		Nº de catálogo según tipo de asiento con piloto neumático		
					Mín		Máx		°C	°F	Kg	Lb	Buna "N" 80°C / 176°F	Hyrel 55°C / 131°F	
	mm	Ins	Kv	Cv	psi	bar	psi	bar							
3/4"	20	0,79	12	14	43	3	115	8	-	-	0,55	1,21		3073LH06	
1"	25	1,00	20	23					-	-	0,55	1,21			3073LH08
1.1/2"	40	1,57	44	51					-	-	1,30	2,87			3073LA12

**Dimensiones generales:**



Dimensiones en mm

ØR Conexión	A	B	C	D	E
Ø 3/4", Ø 1"	112	88	51	30	74
Ø 1.1/2"	162	125	75	30	117

Dimensiones en Ins.

ØR Conexión	A	B	C	D	E
Ø 3/4", Ø 1"	4,41	3,46	2,01	0,79	2,91
Ø 1.1/2"	6,38	5,16	2,90	1,18	4,61

**Datos de bobina:**

Tipo de corriente	Ø de conex.	Tipo de Bobina	Potencia W	VA (volt-ampere)		Temperatura máxima		Tensiones
				Arranque	Sosten.	°C	°F	
AC 50Hz	Ø 3/4"	AC18	11	40	22	155	311	24, 110, 220
AC 60Hz		AC21	13	45	27			24, 110, 220
DC	Ø 1"	DC21	21	21	21	155	311	12, 24
AC 50Hz		AC28	20	66	33			24, 220
AC 60Hz	Ø 1.1/2"	AC32	22	75	38	155	311	24, 220
DC		DC30	30	30	30			12, 24

**Recomendaciones para la instalación:**

- Verificar que las condiciones de servicio estén dentro del rango de presión y temperatura indicados en la etiqueta de identificación de la válvula.
- Respetar el sentido de flujo indicado con una flecha en el cuerpo de la válvula.
- Instalar un filtro delante de la válvula de la capacidad adecuada y porosidad ≤ 100µ.
- Limpiar cuidadosa y exhaustivamente la tubería aguas arriba de la válvula, incluso antes del filtro.
- Montar sobre cañería horizontal (preferentemente con la bobina hacia arriba) o vertical.

Jefferson Sudamericana S.A. - Av. Fernández de la Cruz 2016 (C1437GYZ) Buenos Aires, Argentina  
Tel.: (5411) 4909-5300 / Fax: (5411) 4909-5343 / E-mail: jsventas@jefferson.com.ar / Web: www.jefferson.com.ar



## 5.2 Costos

Ítem	Equipos	Cantidad	Precio un	Peso un	Peso total	Costo Total	Margen	
1	Filtro de manga	1	10861,5			10861,5	0,5	16292,3
2	Válvula Rotativa	2	1600	90	180	3200	0,5	4800
3	Válvula Diversora	4	710	30	120	2840	0,5	4260
4	Piping	1	2736,0			2736,0	0,5	4103,9
5	Ventilador Centrifugo	1	1300			1300,0	0,5	1950,0

Costos por equipo o componente

Precio por metro de transporte

Metros transporte	60
Precio total	30192
Precio por metro	503,2
Precio presupuestado	600
Diferencia % base presupuestado	16%

Costos Piping

Item	Descripción	Cantidad	Precio un	Peso un	Peso total	Precio Total
						1526,4
1	Caño Ø50,8x1,5mm	60,00	25,44			1526,4

Costos Válvulas Diversoras

Ítem	Descripción	Cantidad	Precio un	Precio Total
				710
1	Mano de Obra	10	30	40
	Insumos	10	2	20
	Accesorios soldados			
2	Div. Y Ø50,8	1	92	93
3	Curva 45º Ø50,8	1	29	30
	Accesorios			
5	UDD Ø50,8	3	83	86
6	junta UDD	3	3	6
7	Valv. Mar. Mec. Ø50,8	2	493	495

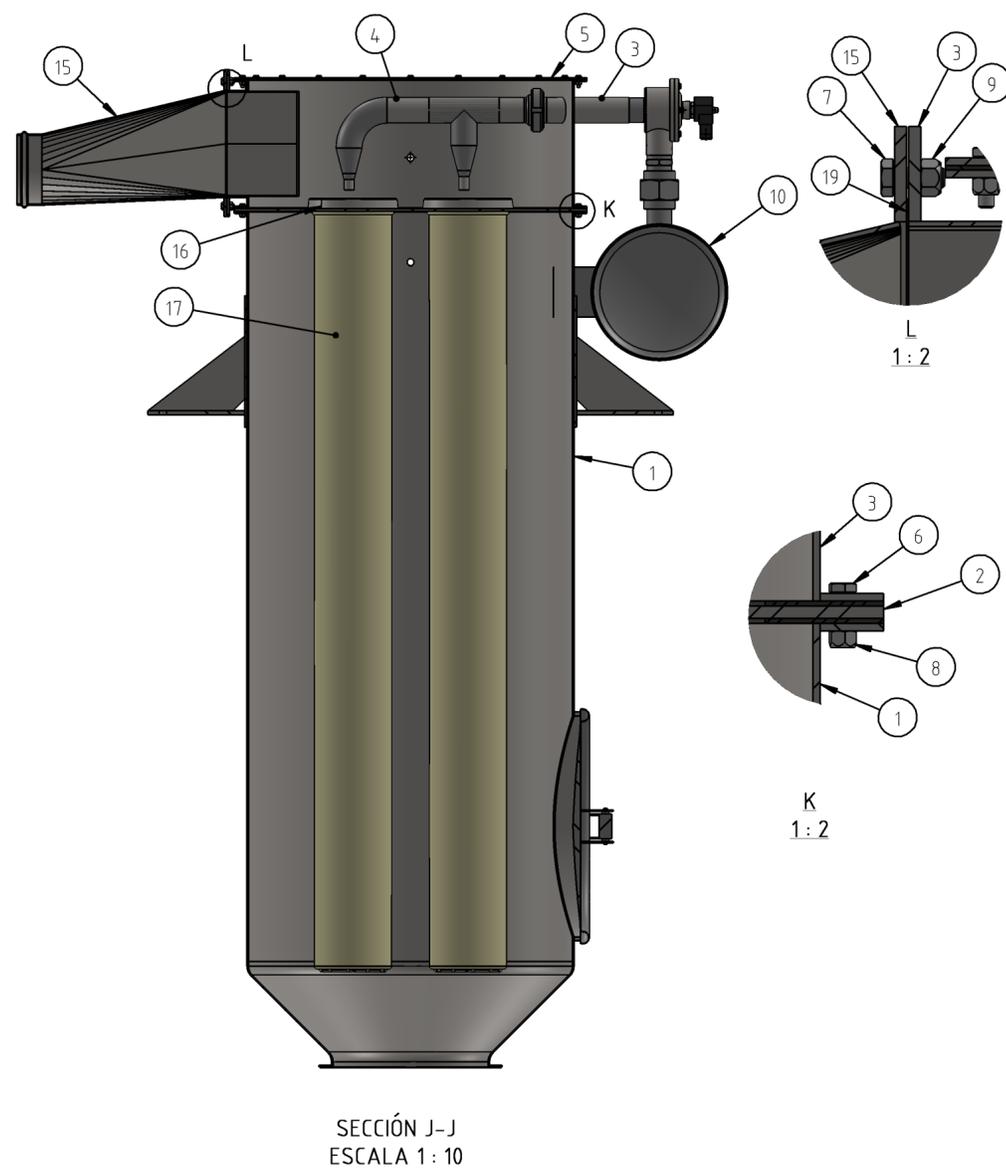
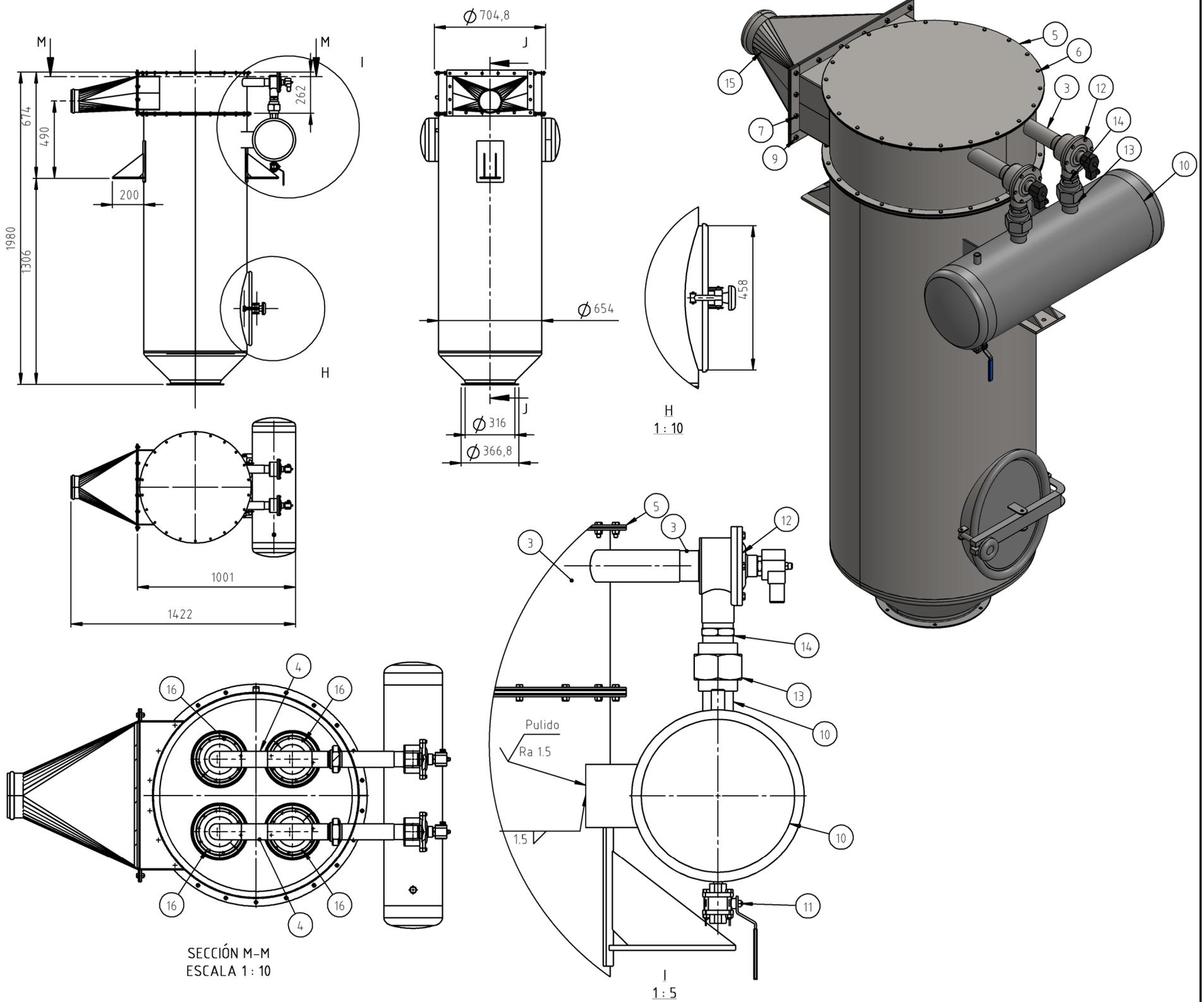
## Costos Filtro de Mangas

Ítem		Descripción	Cantid ad	Precio un	Peso un	Peso total	Precio Total
							10861,5
1		Mano de Obra	200	30			6000,0
2		Insumos	200	2			400,0
	Cuerpo						
3		Chapa esp 3mm	9	9,0	26,1	234,9	2114,1
4		Chapa esp 5mm	0,6	9,8	43,5	26,1	255,8
5		Chapa esp 8mm	0,1	9,7	69,6	7,0	67,5
6		Tubo Ø50,8x1,5mm	0,6	32,6			19,5
7		Planch 3x25,4	2,2	22,1	0,6	1,4	31,3
8		Plan 12,7x50,8	1,1	19,4	5,2	5,7	110,1
							2598,4
	Cabeza						
9		Chapa esp 3mm	1				
10		Planch 3x25,4	2,2	22,1	0,6	1,4	31,3
11		Planch 5x38,1	1,5	19,4	1,9	2,91	56,5
							87,8
	Transformac ión salida						
12		Chapa esp 3mm	0,7	9,0	26,1	18,3	164,4
13		Planch 5x38,1	1,5	19,4	1,9	2,91	56,5
							220,9
	Caño de soplado						
14		Tubo Ø50,8x1,5mm	1,2	32,6			39,1
15		TEE 50,1x38,1	4	57,16			228,64
16		Reducc. 38,1x19,1	2	27,6			55,2
17		Reducc. 50,8x19,1	2	40,63			81,26
18		Codo 90º Ø50,8	4	28,6			114,4
							518,6
	Pulmon						
19		Tubo Ø273	0,7	428,4			299,88
20		Casq. Torisf Ø273	2	259			518
21		Medio niple Ø13,7	2	2,82			5,64
22		Valvula esf Ø13,7	2	23,88			47,76
23		Medio niple Ø	4	12,34			49,36
							920,64
	Accesorios						
24		UDD Ø50,8	3	82,7			248,1
25		Junta UDD Ø50,8	3	3			9
26		Canastos mangas	4	42			168
27		Mangas filtrantes	4	20			80
28		Medio niple Ø12,7	2	5,1			10,2

29		Valvula Asiento Ap. Rap. 1 1/2"	2				0
							515,3

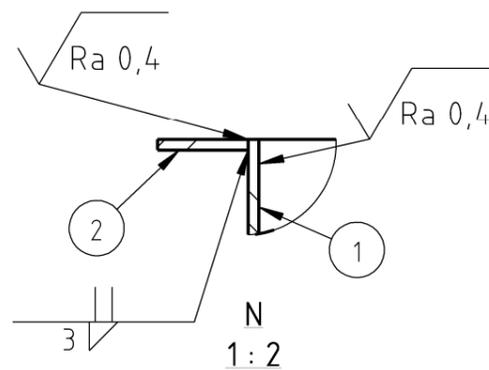
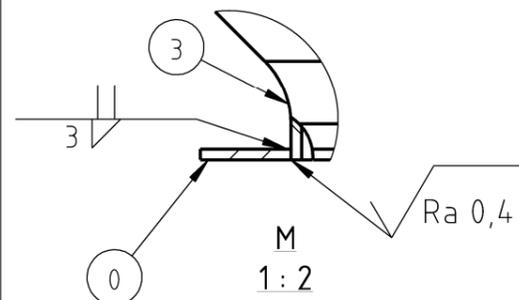
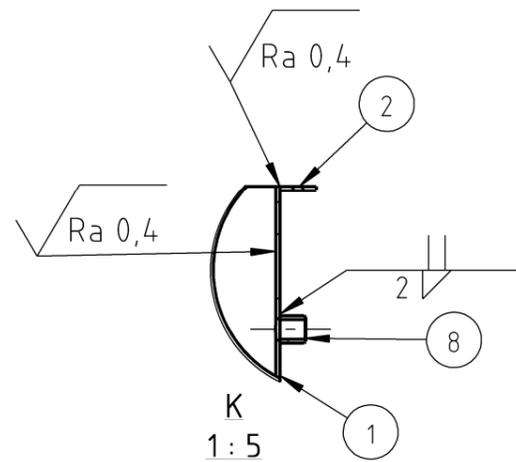
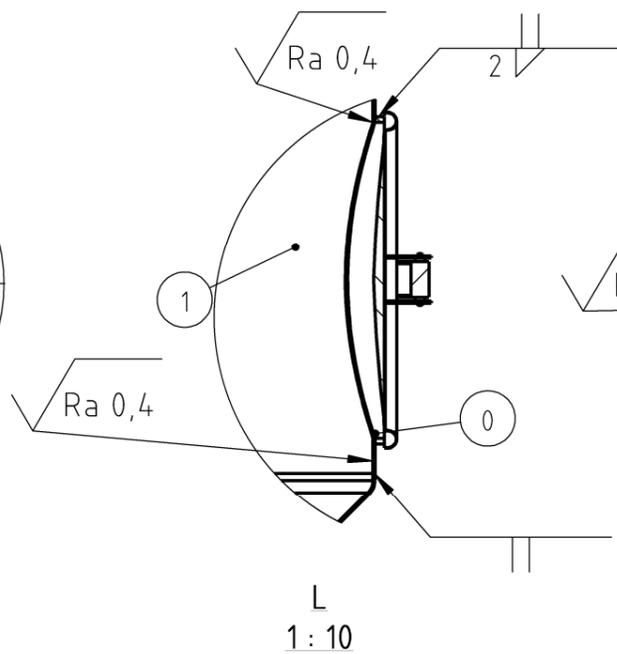
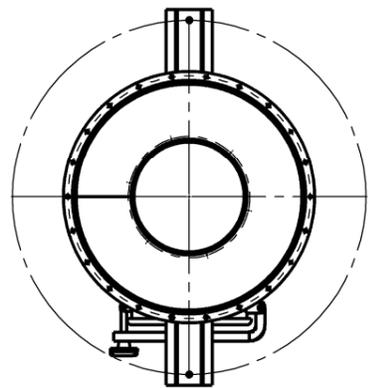
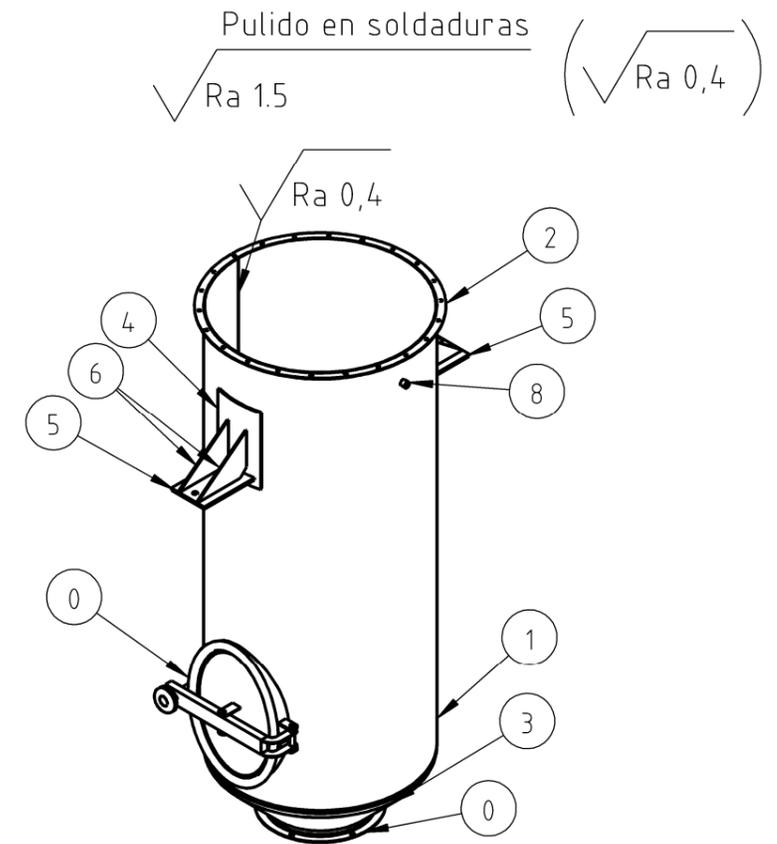
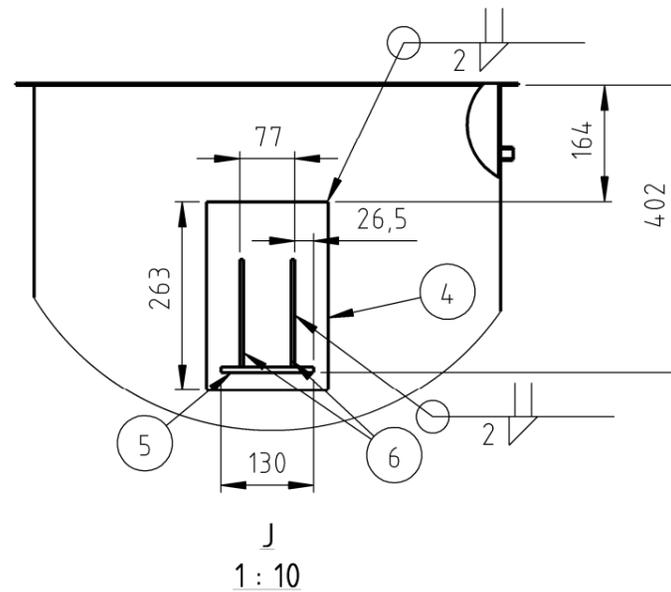
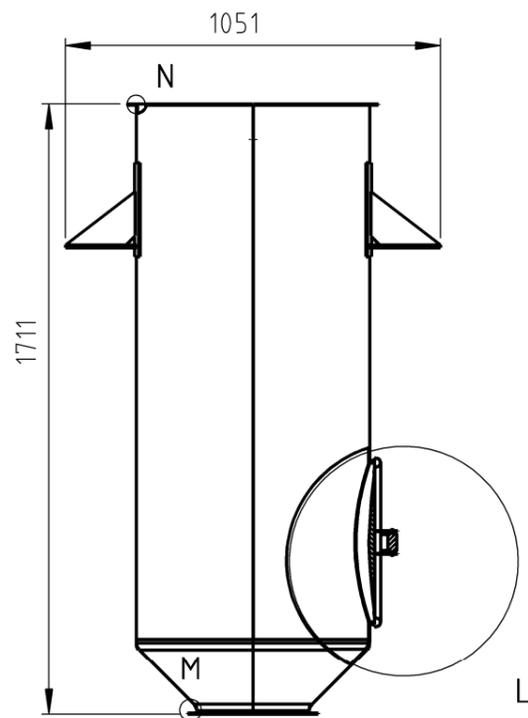
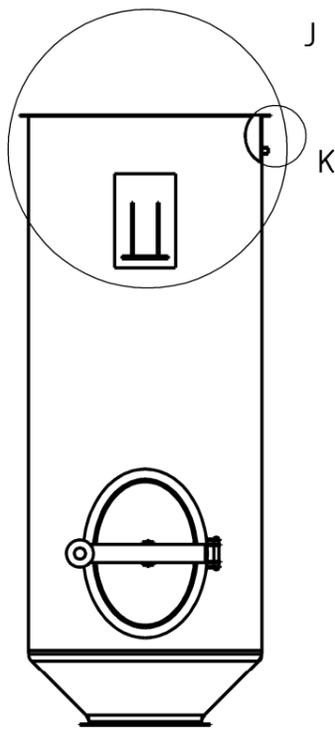
5.3 Planimetría





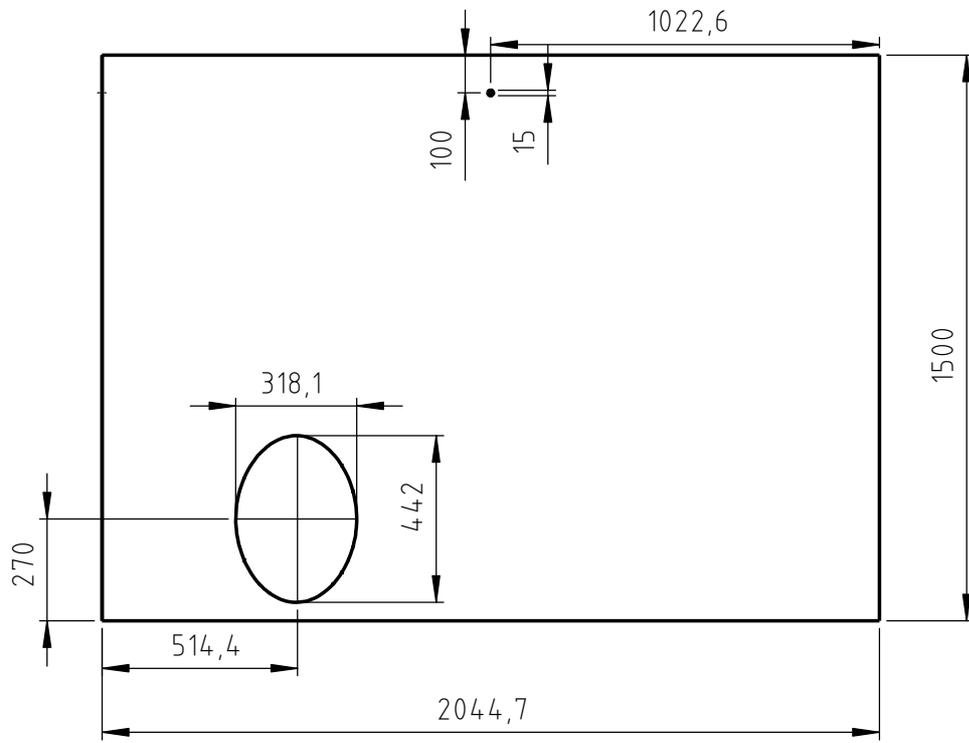
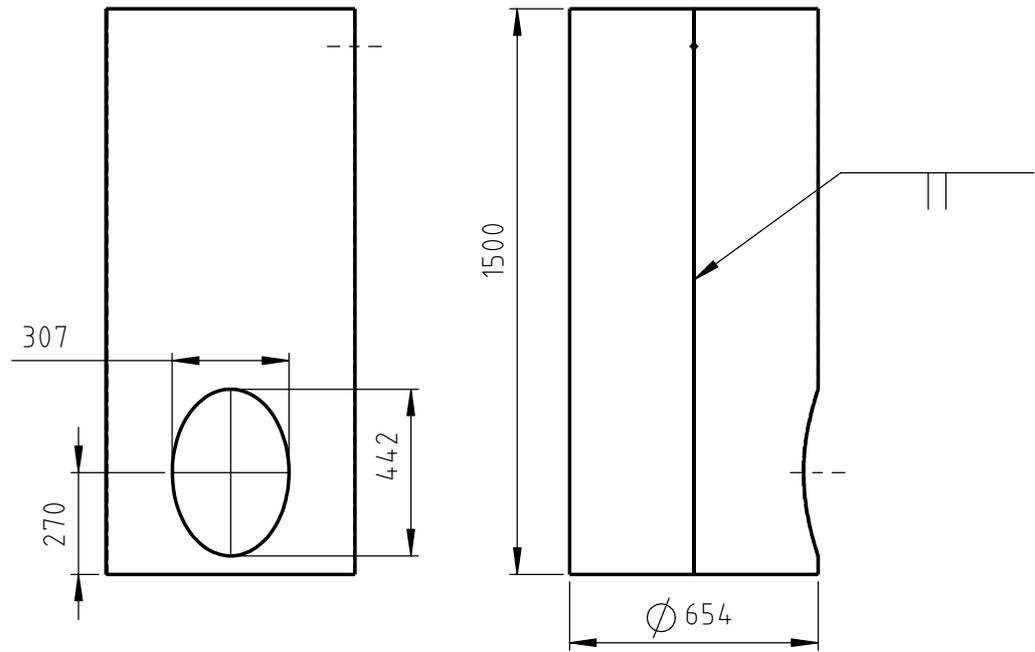
Nº ITEM	NOMB. DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANT.	PLANO Nº
1	Cuerpo del filtro de manga		1	PF-FDM-01-00
2	Placa perforada de filtro		1	PF-FDM-06-00
3	Cabeza del filtro de manga		1	PF-FDM-02-00
4	Caño de soplado de mangas		2	PF-FDM-07-00
5	Tapa de cabeza filtro		1	PF-FDM-04-00
6	Bulón cabeza hexagonal	Rosca M6 x 1,0 - long. 20 mm	44	
7	Bulón cabeza hexagonal	Rosca M8 x 1,25 - long. 20 mm	16	
8	Tuerca autofrenante	Rosca M6 x 1,0	44	
9	Tuerca autofrenante	Rosca M8 x 1,25	16	
10	Pulmon de aire soplado de mangas		1	PF-FDM-05-00
11	Válvula Esférica 3 cuerpos	Rosca BSP 1/2" - manual	1	
12	Valvula a diafragma 1 1/2"	Rosca BSP 1 1/2"	2	
13	Unión Doble Cónica - Ø48.3mm	Rosca BSP 1 1/2"	2	
14	Entrerrosca	Rosca BSP 1 1/2"	2	
15	Transformación de salida		1	PF-FDM-03-00
16	Canasto Portamanga Ø154	Con Venturi -Manga L: 4500 mm	4	
17	AMG-Manga BFM	Ø150 - Largo = 1500	4	
18	Junta de cuerpo		3	PF-FDM-08-00
19	Junta salida a ventilador		1	PF-FDM-09-00
20	Junta brida de descarga		1	PF-FDM-10-00

Tolerancias Generales m	Proyecto	20/04	Grupo 10	Proyecto Final de Carrera	<b>UTN * SANTA FE</b>
	Dibujo	20/04	Grupo 10		
	Revisión				
Observaciones Material metálico AISI-304 en toda la construcción	Aprobo			Descripción:  Filtro de manga retorno filtro de polvo	Año 2024 Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian
	Formato	A2			Nº de Plano: PF-FDM-00-00
					Nº de Hoja: 1



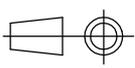
Nº ITEM	NOMB. DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANT.	PLANO Nº
1		Chapa	1	PF-FDM-01-01
2		Planchuela	1	PF-FDM-01-BR01
3		Chapa	1	PF-FDM-01-03
4		Chapa	2	PF-FDM-01-04
5		Chapa	2	PF-FDM-01-02
6		Chapa	4	PF-FDM-01-02
7	Puerta Oval P21-303		1	
8	Media Cupla Ø13.7	Std. - Ø1/4"	1	-
9	Brida de Descarga		1	PF-FDM-01-BR02

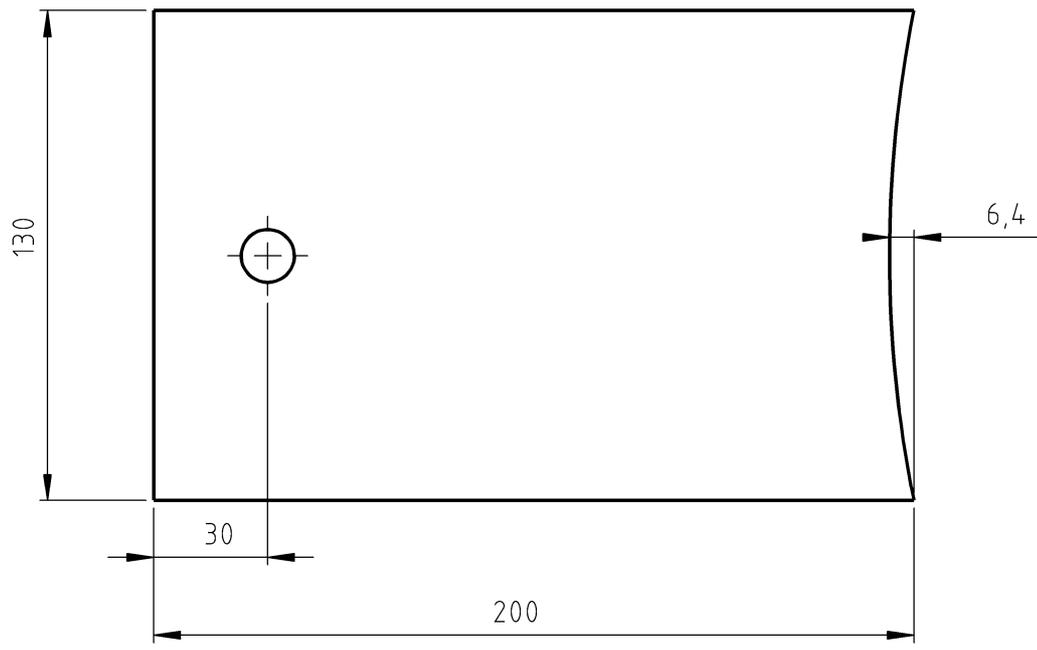
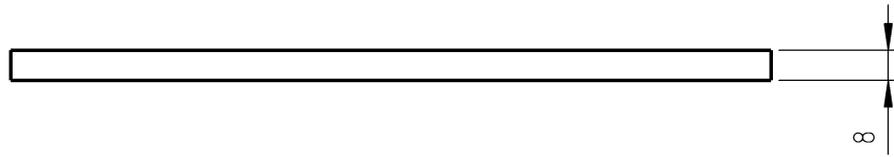
Tolerancias Generales: m	Proyectó	20/04	FN	Proyecto Final de Carrera	<b>UTN * SANTA FE</b>
	Dibujó	20/04	FN		
Observaciones:	Revisó			Descripción:	Año: 2024
	Aprobó				Cuerpo del filtro de mangas
	Escala	1:20			Nº de Plano: PF-FDM-01-00
	Formato	A3			Nº de Hoja: 1



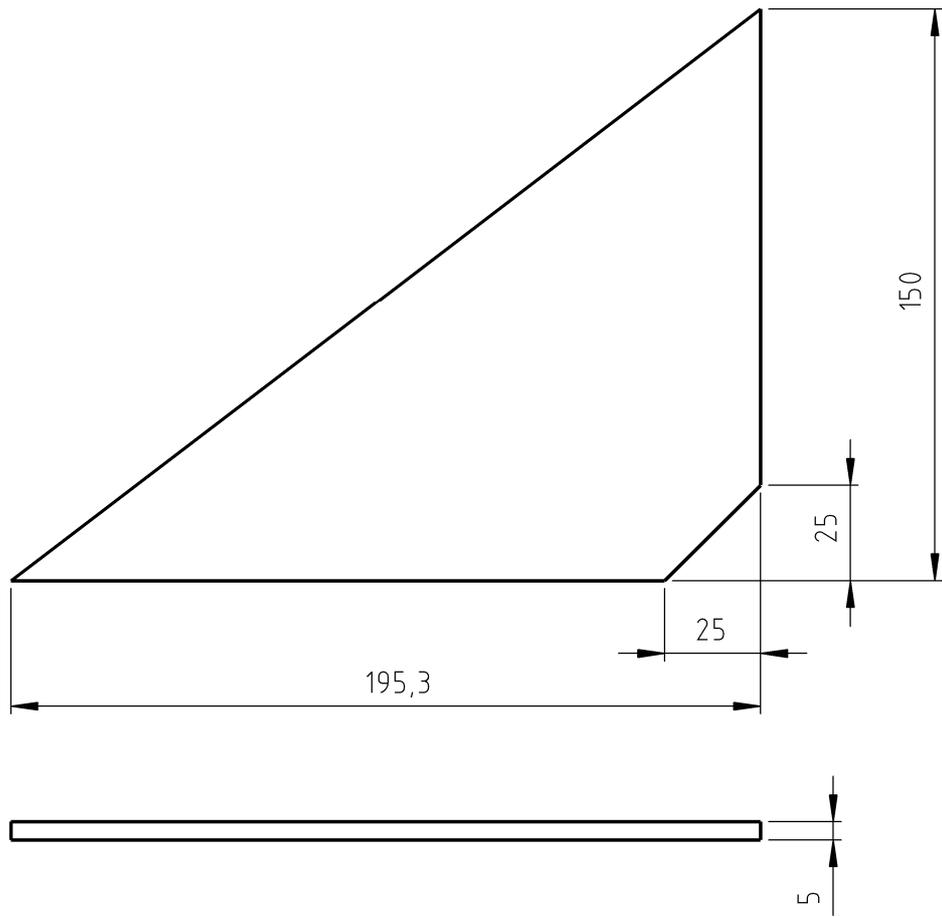
Chapa desplegada

ITEM	N. DE PIEZA	COMPONENTE	MATERIAL	ESP.	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1		Chapa	AISI 304	3	1500	2044,7	1	PF-FDM-01-01

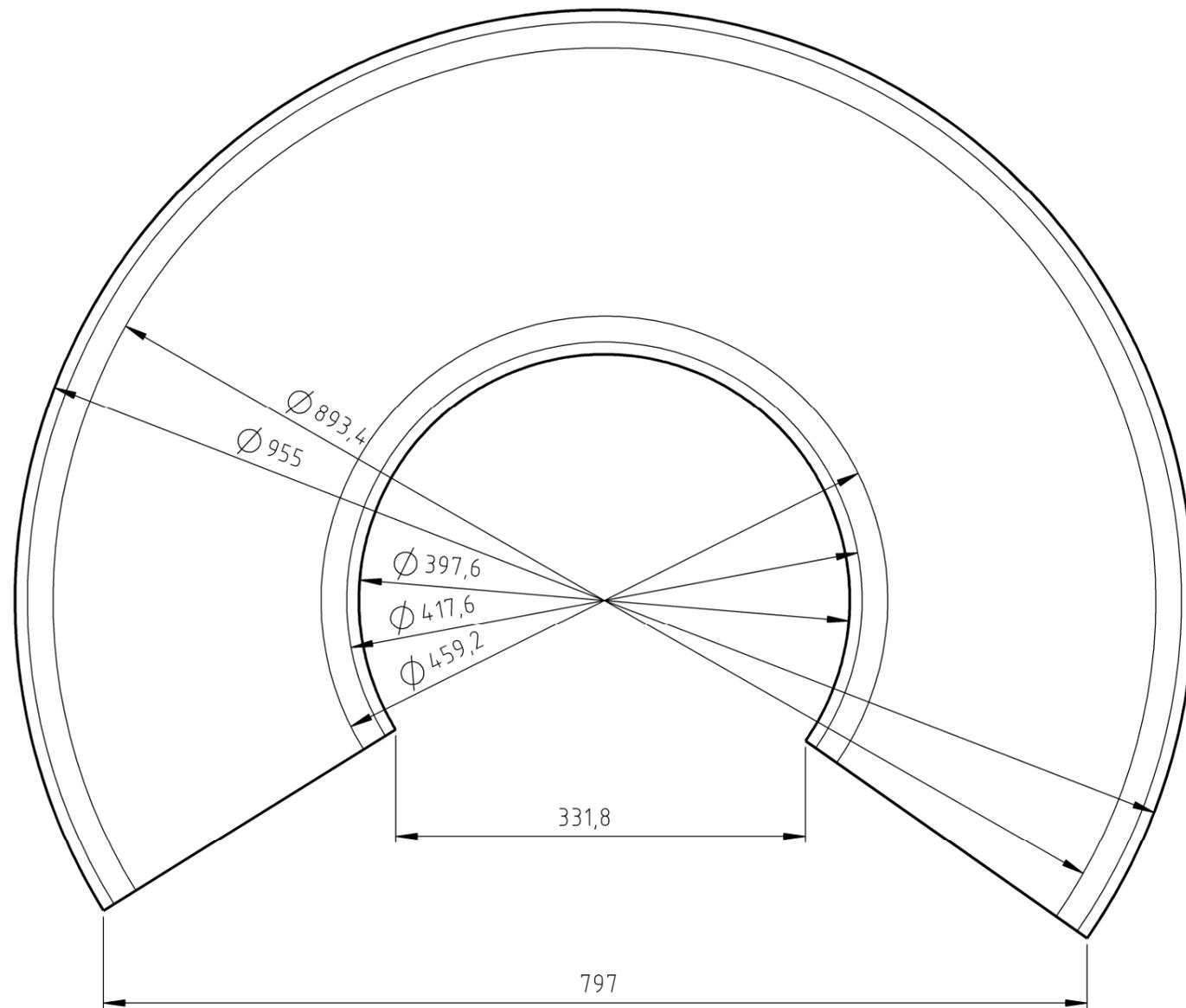
Tolerancias Generales: m	Proyecto	20/04	FN	Proyecto Final de Carrera	<b>UTN * SANTA FE</b>
	Dibujó	20/04	FN		
	Revisó				
	Aprobó				
Observaciones:	Escala	Descripción:			Año: 2024
	1:20	Cuerpo de Filtro de Mangas			Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian
					N° de Plano: PF-FDM-01-01
Formato A4				N° de Hoja: 1	



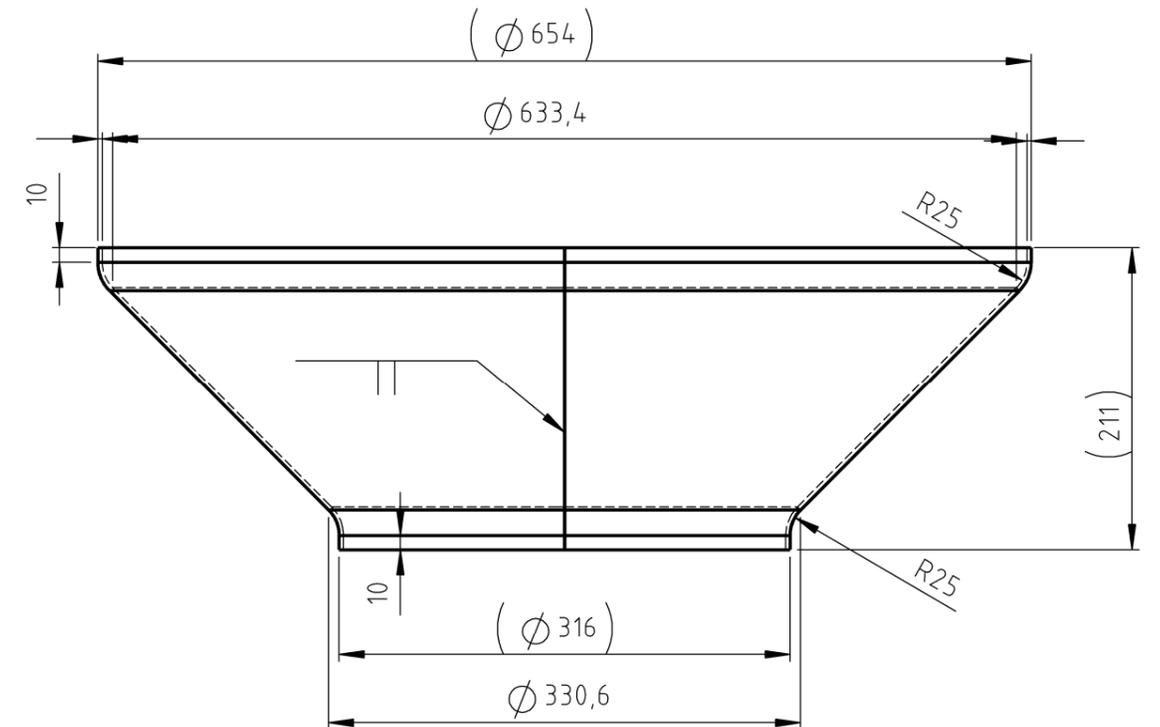
ITEM	N. DE PIEZA	COMPONENTE	MATERIAL	ESP.	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1		Chapa	AISI 304	8	130	200	2	PF-FDM-01-02
Tolerancias Generales:	Proyecto	20/04	FN	Proyecto Final de Carrera				
	Dibujó	20/04	FN					
	Revisó							
	Aprobó							
Observaciones:	Escala	Descripción:  Base Zapatas				Año: 2024		
	1:2					Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian		
						N° de Plano: PF-FDM-01-02		
	Formato					N° de Hoja: 1		
	A4							



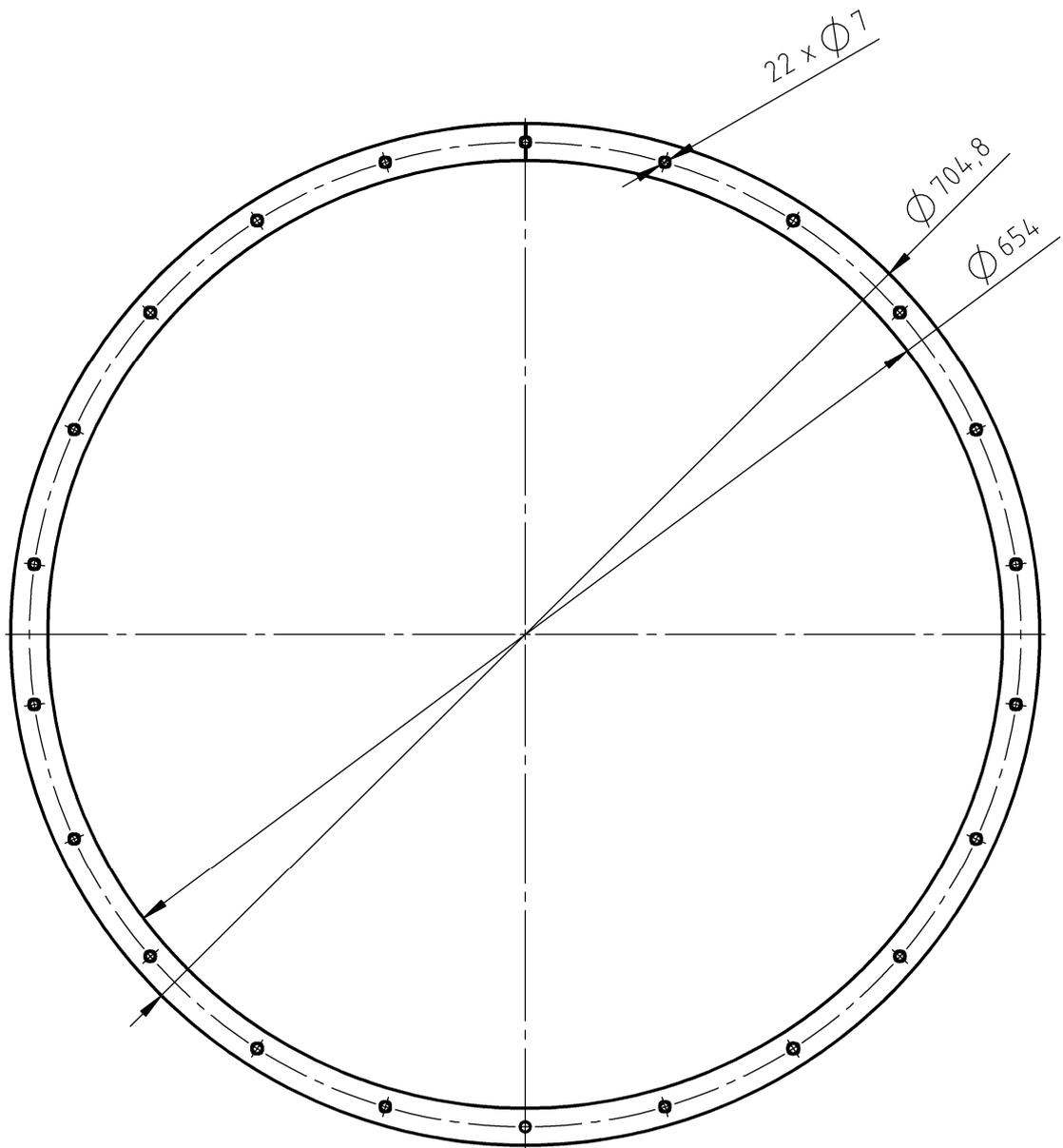
ITEM	N. DE PIEZA	COMPONENTE	MATERIAL	ESP.	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1		Chapa	AISI 304	8	130	200	2	PF-FDM-01-02
Tolerancias Generales:	Proyecto	20/04	FN	Proyecto Final de Carrera				
	Dibujó	20/04	FN					
Observaciones:	Revisó			Descripción:  Cartela Zapatas				
	Aprobó							
	Escala	1:2						
	Formato	A4						
							Año: 2024	
							Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian	
							N° de Plano: PF-FDM-01-03	
							N° de Hoja: 1	



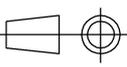
Chapa Desplegada  
1:5



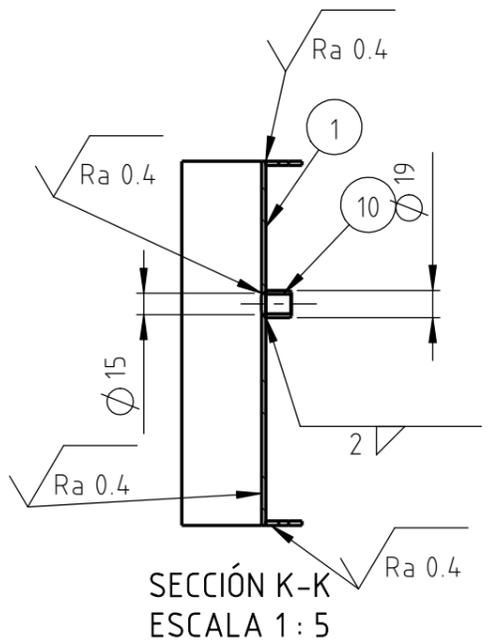
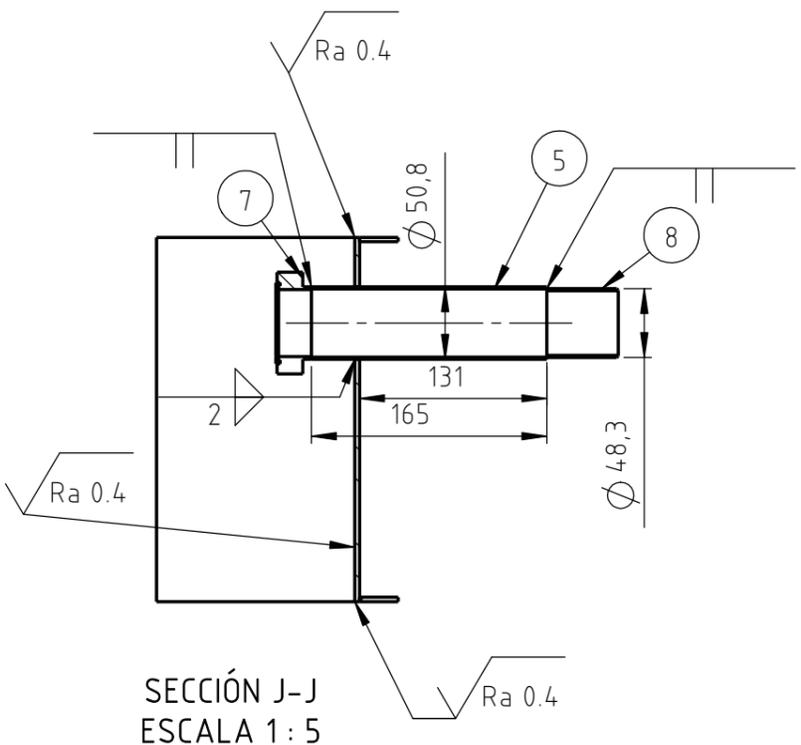
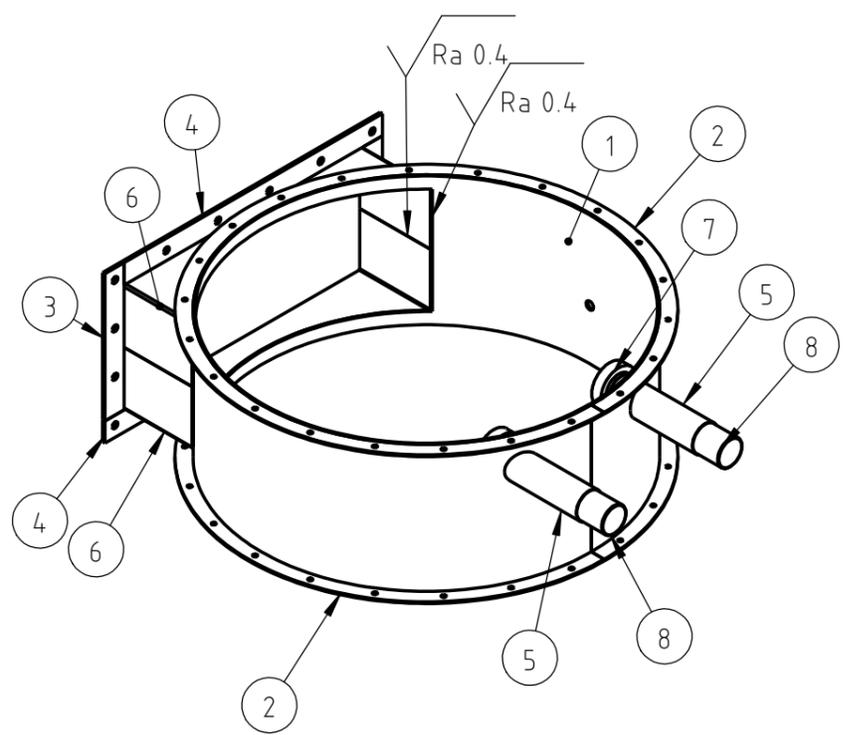
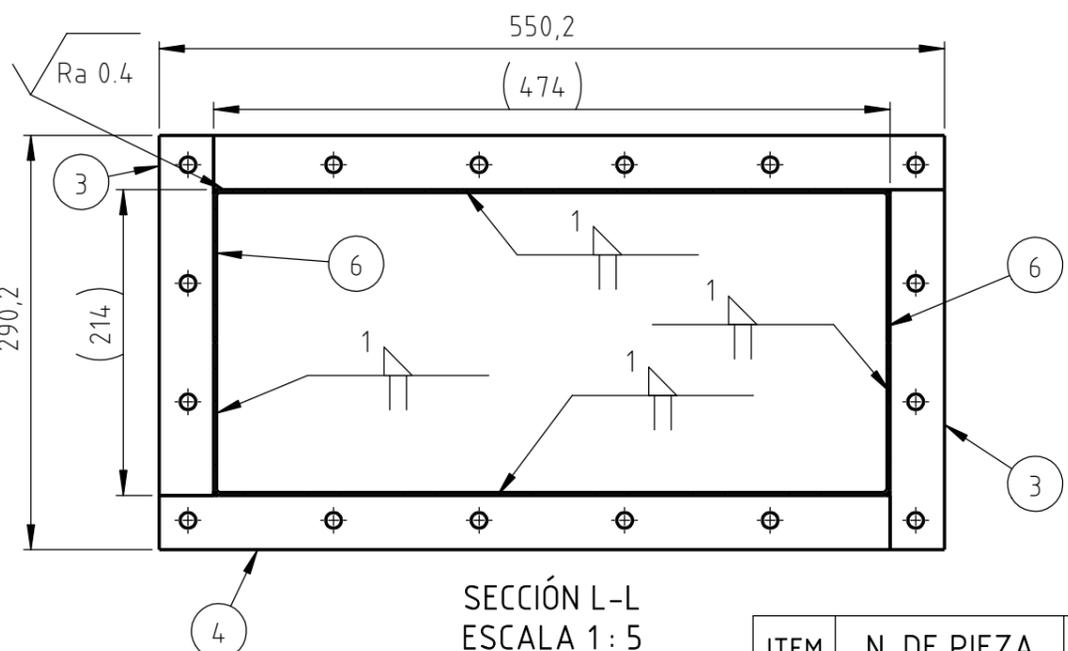
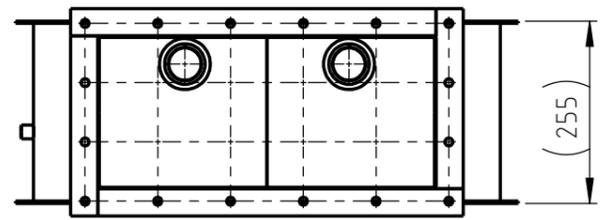
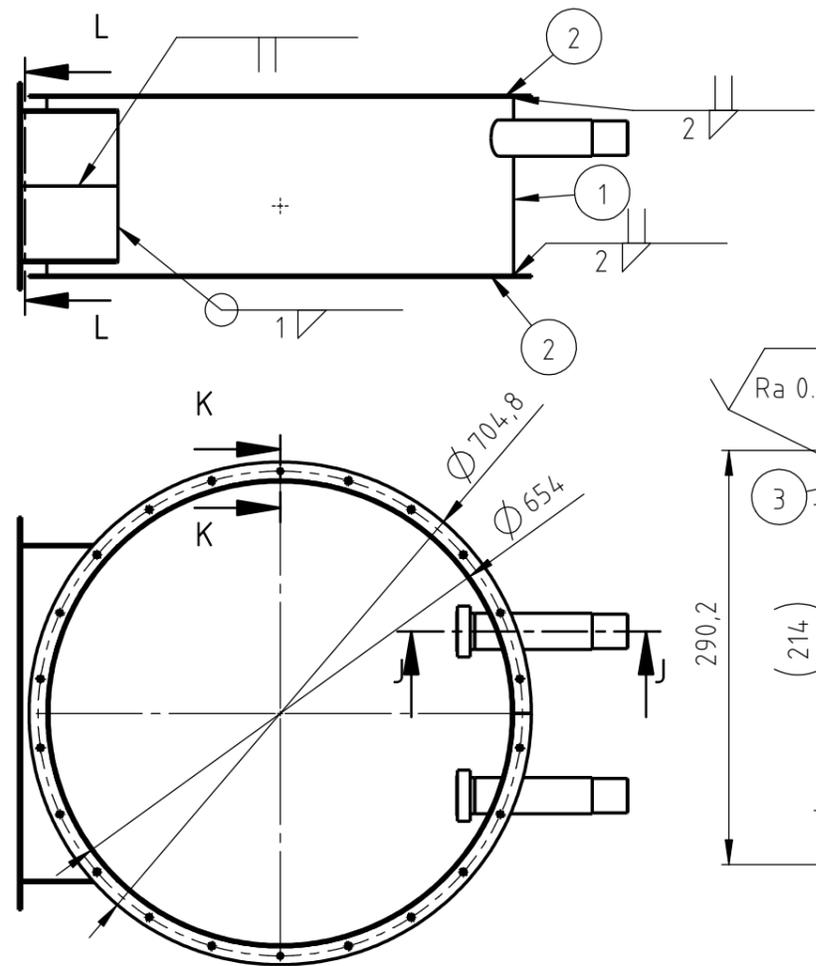
ITEM	N. DE PIEZA	COMPONENTE	MATERIAL	ESP.	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1		Chapa	AISI 304	3	278.7	2045.1	1	PF-FDM-01-03
Tolerancias Generales: m	Proyectó	20/04	Grupo 10	Proyecto Final de Carrera				
	Dibujó	20/04	Grupo 10					
	Revisó							
	Aprobó							
Observaciones:	Escala	Descripción:					Año: 2024	
	1:5	Cono de Fondo					Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian	
							N° de Plano: PF-FDM-01-03	
	Formato						N° de Hoja: 1	
	A3							



ITEM	N. DE PIEZA	COMPONENTE	MATERIAL	ESP.	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1		Planchuela	AISI 304	3	25,4	2133.9	1	PF-FDM-01-BR01

Tolerancias Generales:	Proyecto	20/04	Grupo 10	Proyecto Final de Carrera	<b>UTN * SANTA FE</b>
	Dibujó	20/04	Grupo 10		
	Revisó				
	Aprobó				
Observaciones:	Escala	Descripción:			Año: 2024
	1:5	Brida de Cuerpo de Filtro de mangas			Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian
					N° de Plano: PF-FDM-01-BR01
Formato A4				N° de Hoja: 1	

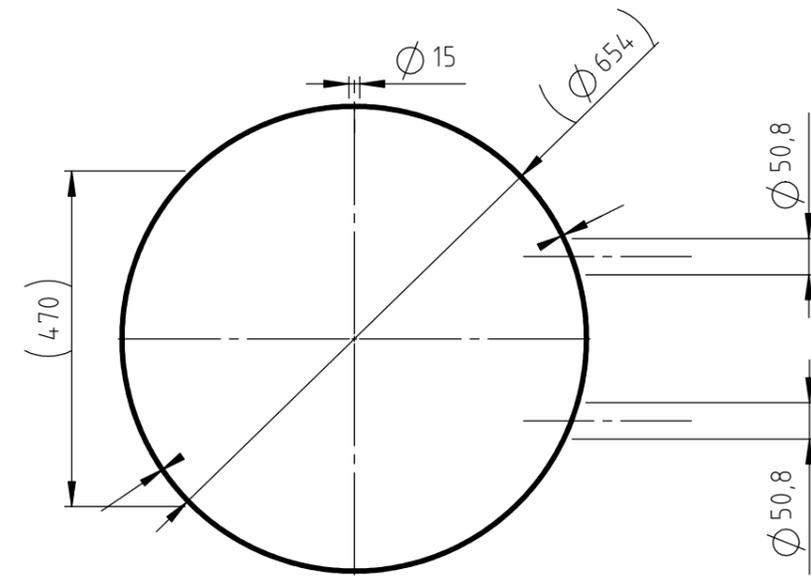
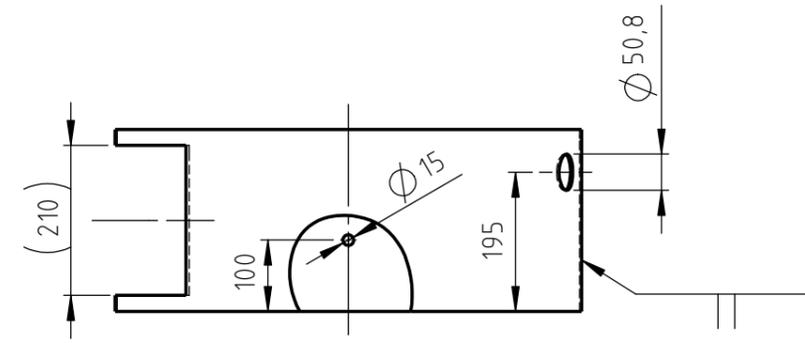
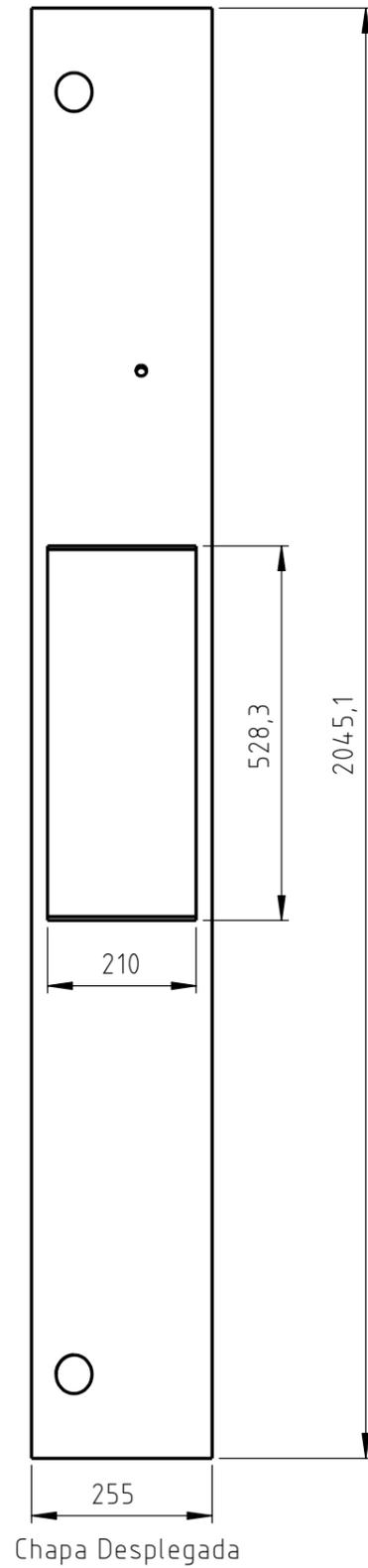
Pulido en soldaduras  
 $\sqrt{Ra 1.5}$  ( $\sqrt{Ra 0.4}$ )



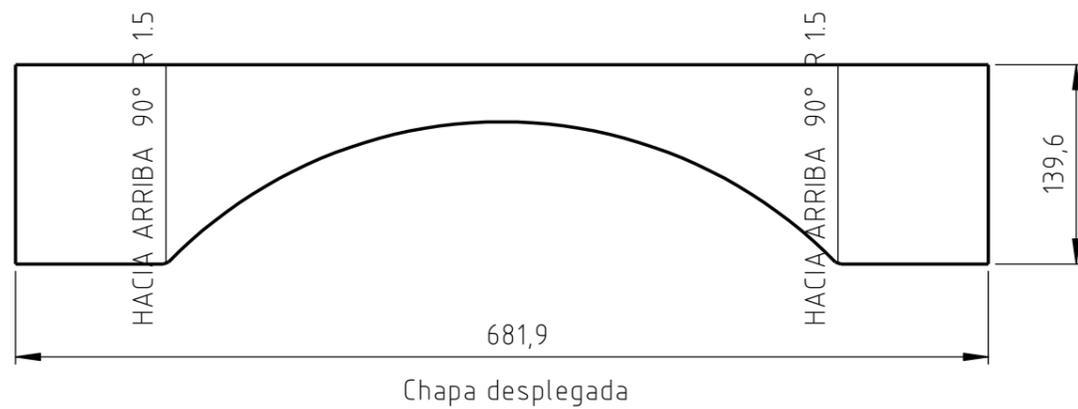
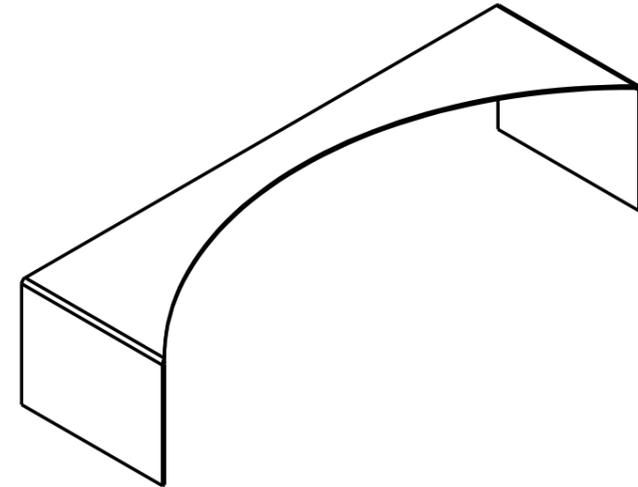
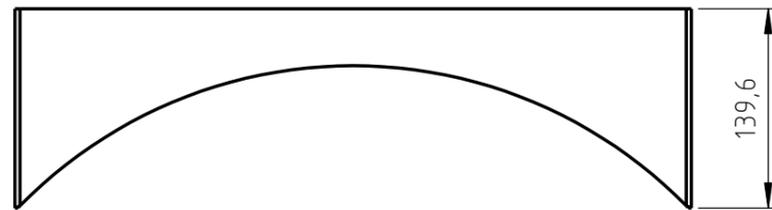
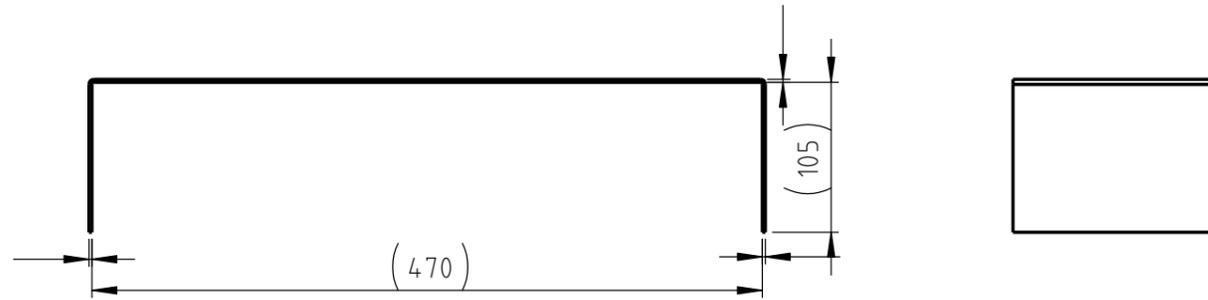
ITEM	N. DE PIEZA	COMPONENTE	MATERIAL	ESP.	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1		Chapa	AISI 304	3	255	2045.1	1	PF-FDM-02-01
2		Planchuela	AISI 304	3	25,4	2134.3	2	PF-FDM-01-BR01
3		Planchuela	AISI 304	4,8	38,1	252.1	2	PF-FDM-02-BR01
4		Planchuela	AISI 304	4,8	38,1	512.1	2	PF-FDM-02-BR01
5		Caño redondo	AISI 304	1,5	Ø50,8	165	2	PF-FDM-02-03
6		Chapa	AISI 304	2	139.6	681.9	2	PF-FDM-02-02
7	Manguito roscado Ø50.8	Norma Danesa	AISI 304		Ø50.8	0	2	
8	Medio niple 1 1/2"	Rosca BSP	AISI 304		Ø48,3	50	2	-
9	Junta UDD Ø50.8	Norma Danesa	EPDM		Ø50.8	0	2	
10	Media Cupla Ø13.7	Rosca BSP - 1/4"	AISI 304		Ø13,8	0	1	-

Tolerancias Generales:	Proyecto	20/04	Grupo 10	Proyecto Final de Carrera	<b>UTN * SANTA FE</b>
	Dibujó	20/04	Grupo 10		
Observaciones:	Revisó			Cabezal de filtro de mangas	Año: 2024
	Aprobó				Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian
	Escala	1:10			N° de Plano: PF-FDM-02-00
	Formato	A3			N° de Hoja: 1

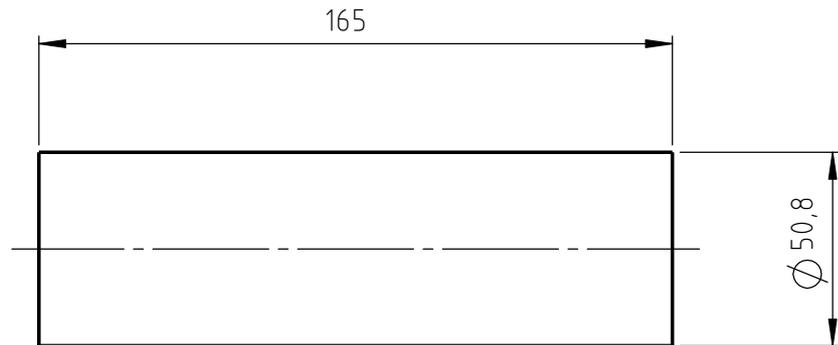
HACIA ARRIBA 359.98° R 324

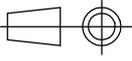


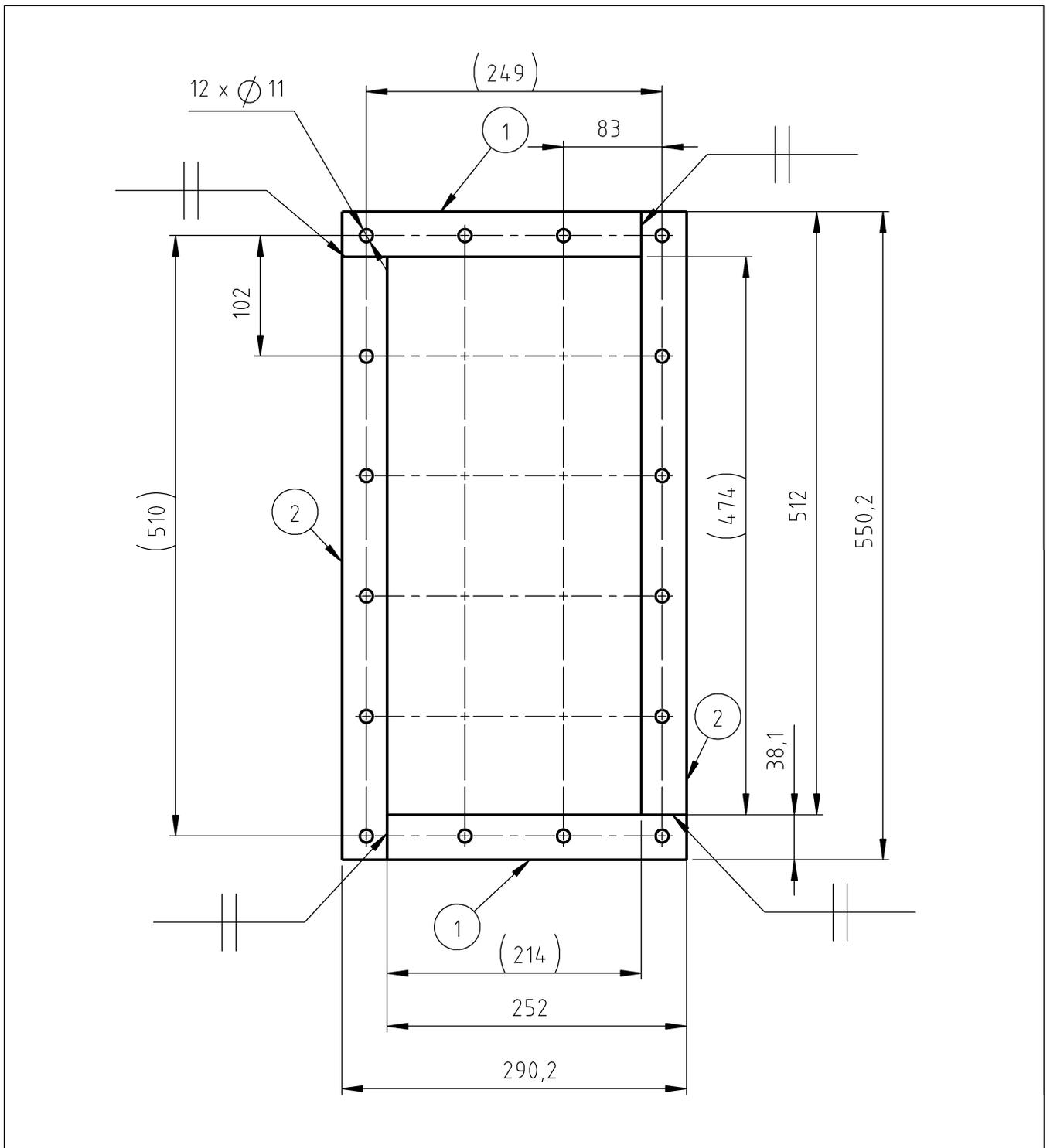
ITEM	N. DE PIEZA	COMPONENTE	MATERIAL	ESP.	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1		Chapa	AISI 304	3	255	2045.1	1	PF-FDM-02-01
Tolerancias Generales:	Proyecto	20/04	Grupo 10	Proyecto Final de Carrera				<b>UTN * SANTA FE</b>
	Dibujó	20/04	Grupo 10					
	Revisó							
	Aprobó							
Observaciones:	Escala	Descripción:					Ano: 2024	
	1:5	Cabeza Cilíndrica					Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian	
Formato						N° de Hoja: 1		
	A3							



ITEM	N. DE PIEZA	COMPONENTE	MATERIAL	ESP.	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1		Chapa	AISI 304	2	139.6	681.9	2	PF-FDM-02-02
Tolerancias Generales: m	Proyecto	20/04	Grupo 10	Proyecto Final de Carrera				
	Dibujó	20/04	Grupo 10					
	Revisó							
	Aprobó							
Observaciones:	Escala	Descripción:					Año: 2024	
	1:5	Plegado salida cabeza de filtro					Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian	
							N° de Plano: PF-FDM-02-02	
Formato						N° de Hoja: 1		
	A3							

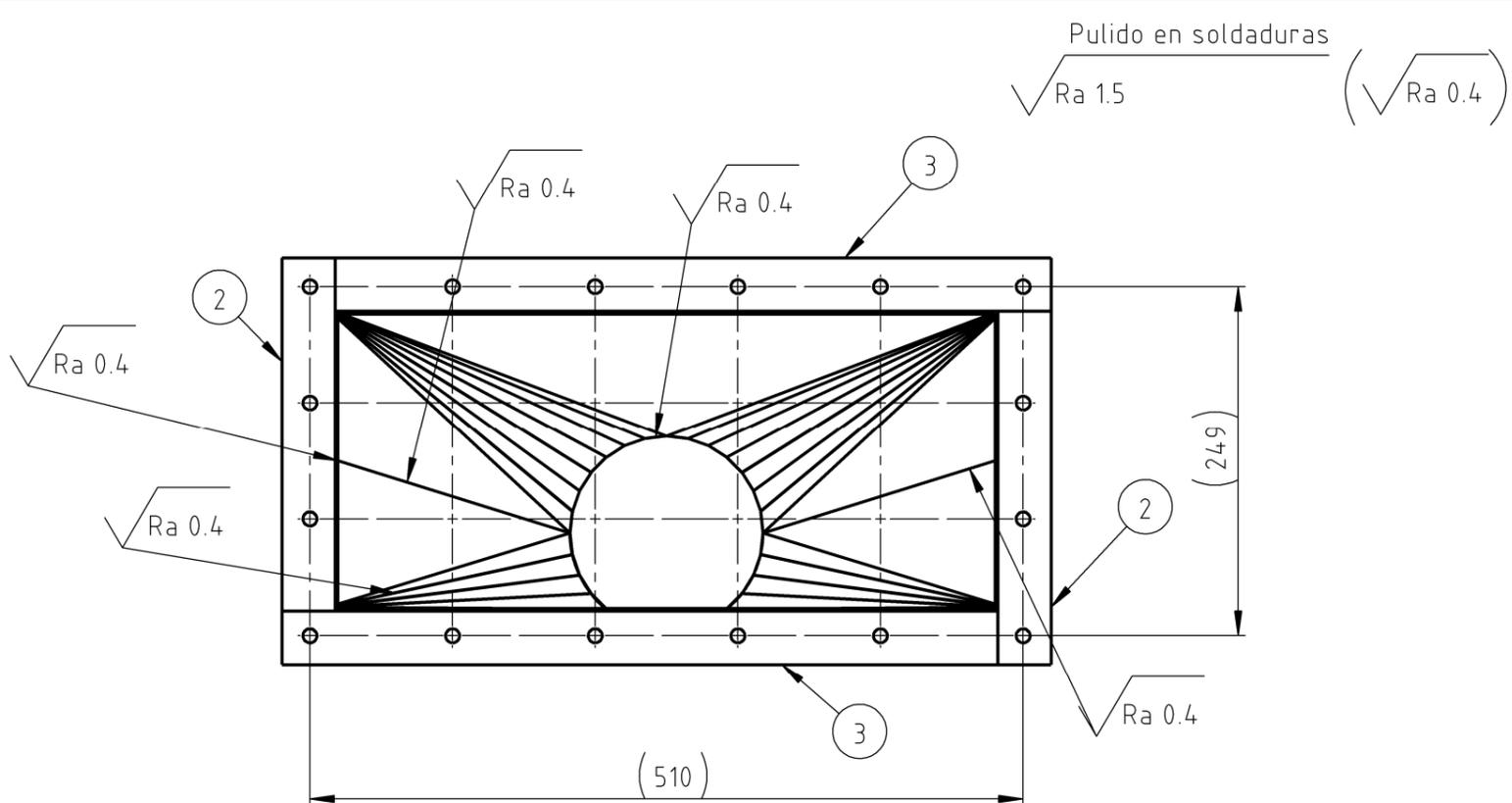
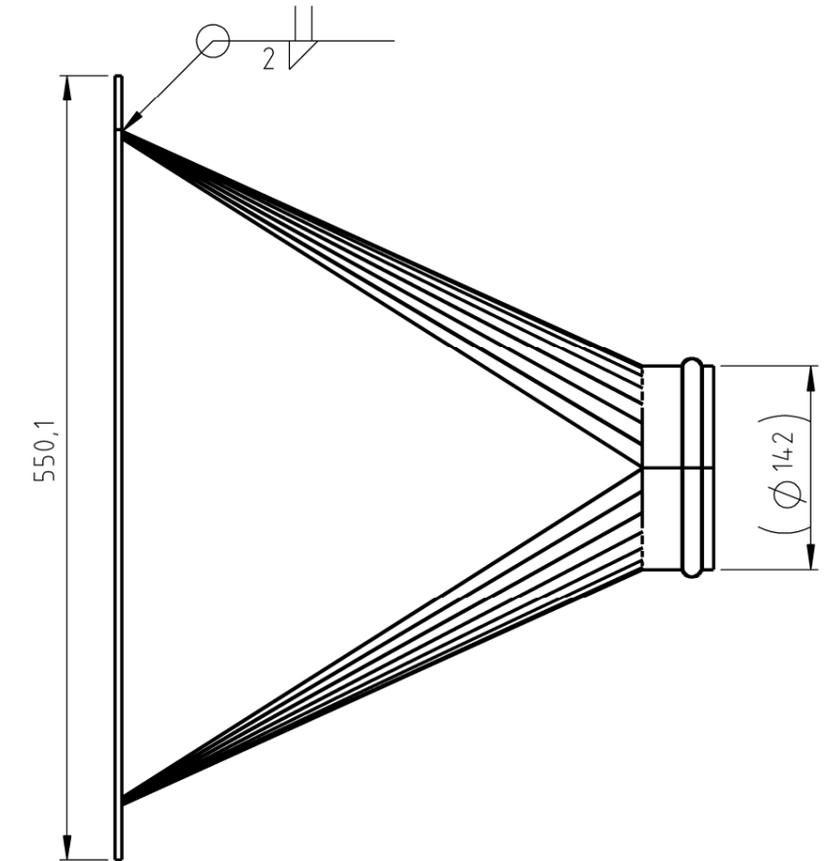
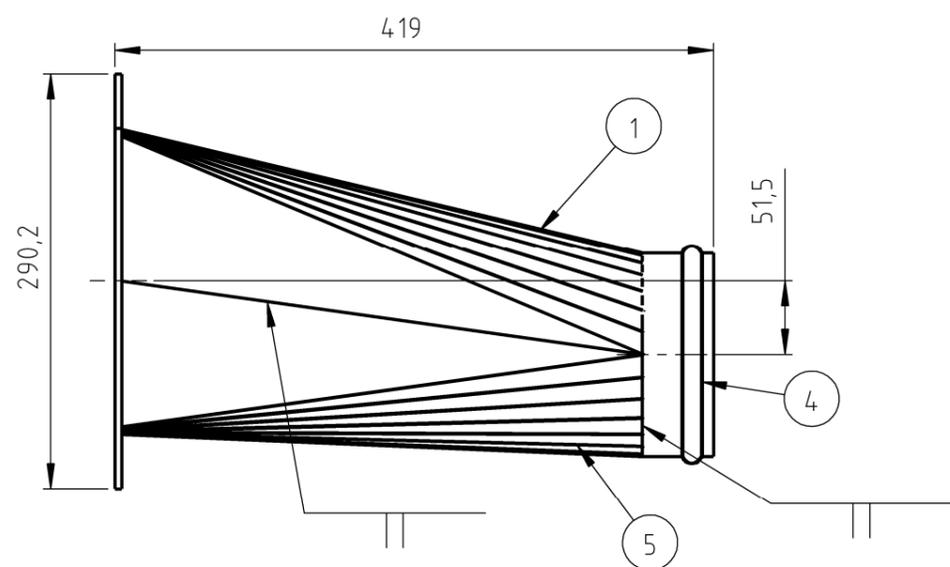


ITEM	N. DE PIEZA	COMPONENTE	MATERIAL	ESP.	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1		Caño redondo	AISI 304	1,5	Ø50,8	165	2	PF-FDM-02-03
Tolerancias Generales: m	Proyectó	20/04	Grupo 10	Proyecto Final de Carrera				
	Dibujó	20/04	Grupo 10					
	Revisó							
	Aprobó							
Observaciones:	Escala	Descripción:				Año: 2024		
	1:2	Caño de soplado cabeza de filtro				Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian		
						N° de Plano: PF-FDM-02-03		
Formato A4	N° de Hoja: 1							



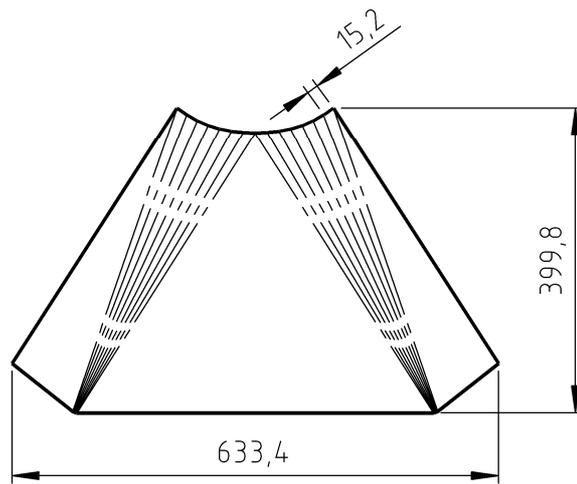
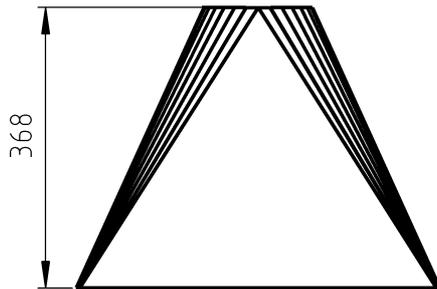
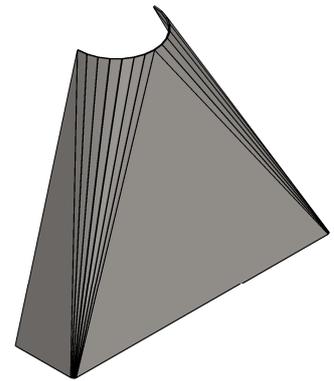
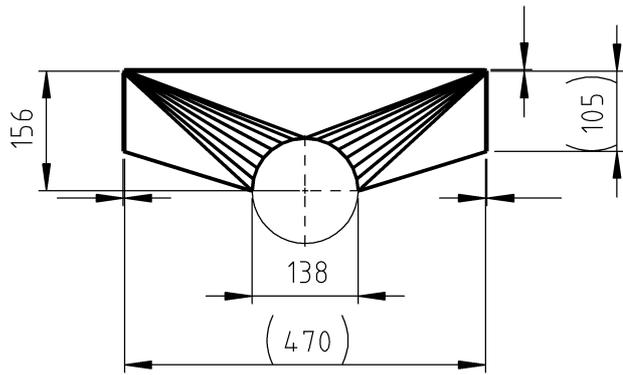
ITEM	N. DE PIEZA	COMPONENTE	MATERIAL	ESP.	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1		Planchuela	AISI 304	4,8	38,1	252,1	2	PF-FDM-02-BR01
2		Planchuela	AISI 304	4,8	38,1	512,1	2	PF-FDM-02-BR01

Tolerancias Generales: m	Proyecto	20/04	F.N.	Proyecto Final de Carrera	<b>UTN * SANTA FE</b>
	Dibujó	20/04	F.N.		
	Revisó				
	Aprobó				
Observaciones:	Escala	Descripción:			Año: 2024
	1:5	Brida de salida de Cabeza			Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian
Formato A4				N° de Plano: PF-FDM-02-BR01	
					N° de Hoja: 1



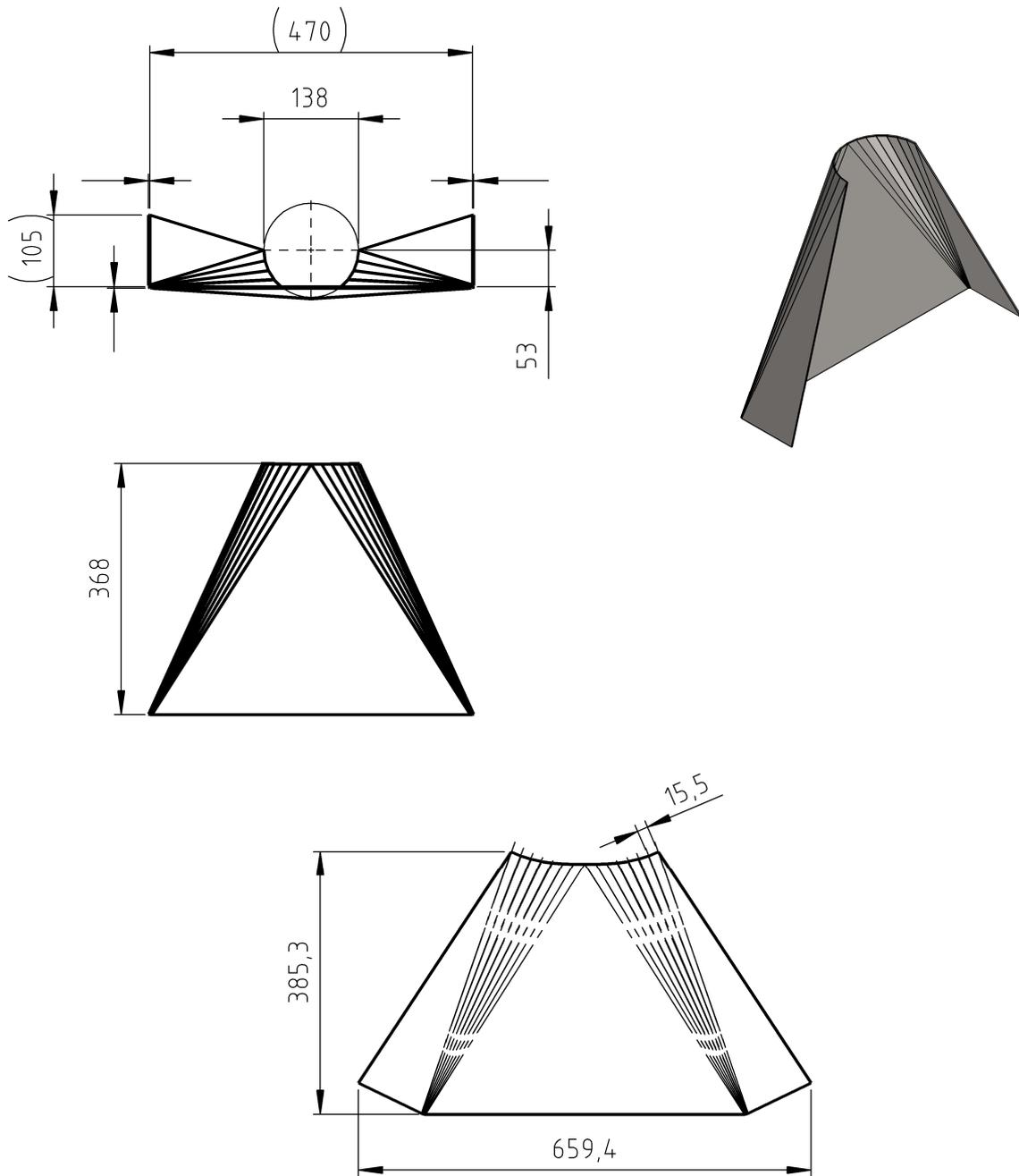
ITEM	N. DE PIEZA	COMPONENTE	MATERIAL	ESP.	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1		Chapa	AISI 304	2	411.1	633.4	1	PF-FDM-03-01
2		Planchuela	AISI 304	4,8	38,1	252.1	2	PF-FDM-02-BR01
3		Planchuela	AISI 304	4,8	38,1	512	2	PF-FDM-02-BR01
4		Chapa	AISI 304	2	54.2	439.7	1	PF-FDM-03-03
5		Chapa	AISI 304	2	385.7	659.4	1	PF-FDM-03-02

Tolerancias Generales: m	Proyecto	20/04	FN	Proyecto Final de Carrera	<b>UTN * SANTA FE</b>
	Dibujó	20/04	FN		
	Revisó				
	Aprobó				
Observaciones:	Escala	Descripción:			Año: 2024
	1:5	Transformación al ventilador			Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian
					N° de Plano: PF-FDM-03-00
Formato A3				N° de Hoja: 1	

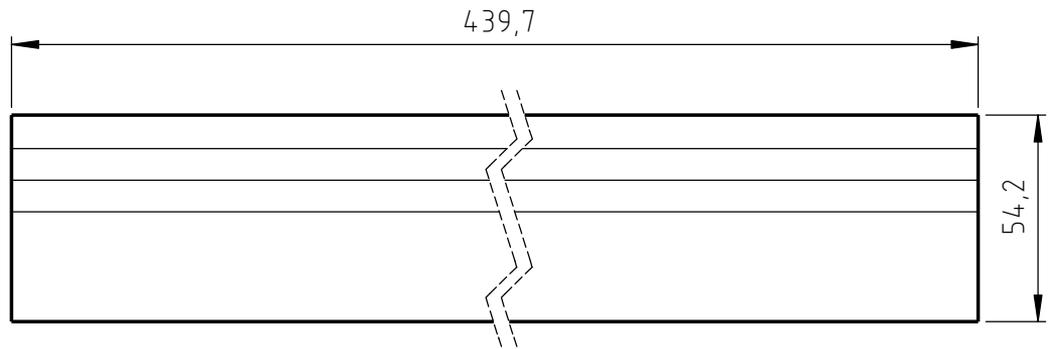
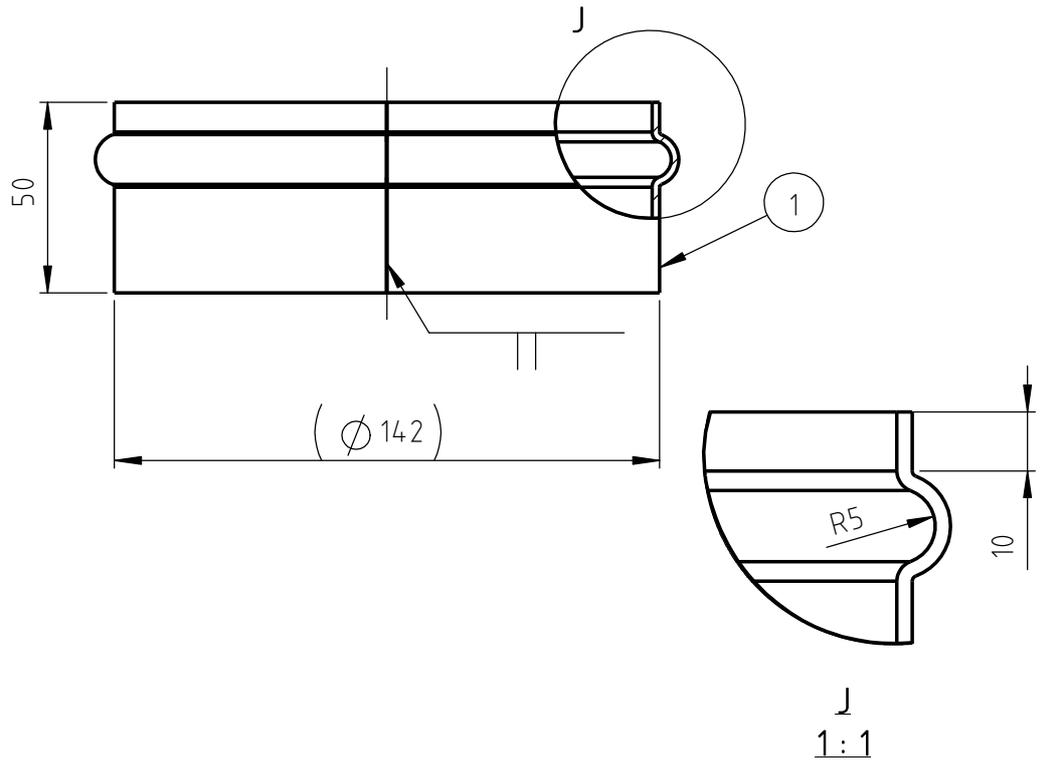


Chapa desplegada

ITEM	N. DE PIEZA	COMPONENTE	MATERIAL	ESP.	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1		Chapa	AISI 304	2	411.1	633.4	1	PF-FDM-03-01
Tolerancias Generales: m	Proyecto	20/04	FN	Proyecto Final de Carrera				
	Dibujó	20/04	FN					
	Revisó							
	Aprobó							
Observaciones:	Escala	Descripción:				Año: 2024		
	1:10	Plegado superior transformación al ventilador				Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian		
						N° de Plano: PF-FDM-03-01		
	Formato A4					N° de Hoja: 1		



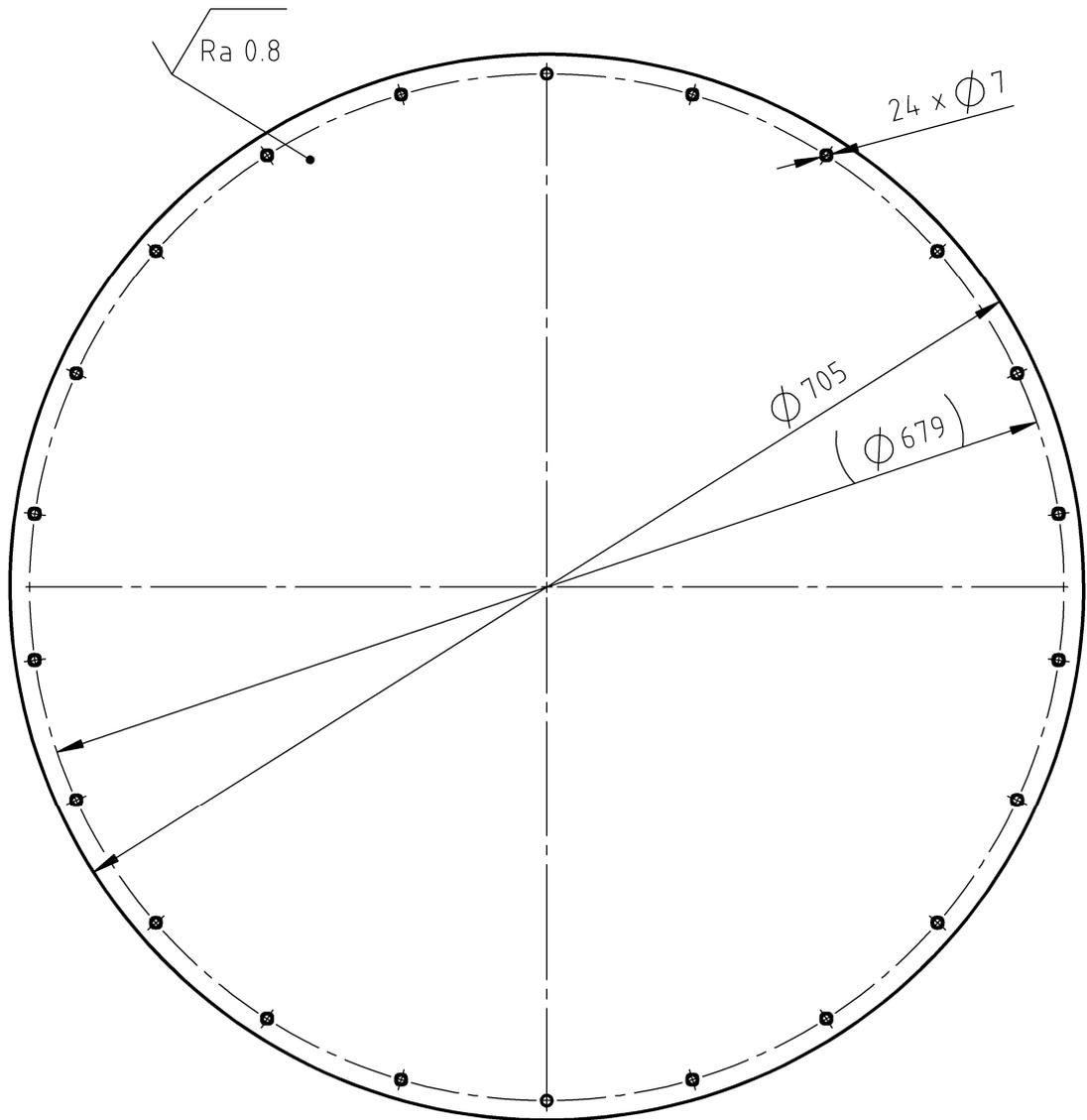
ITEM	N. DE PIEZA	COMPONENTE	MATERIAL	ESP.	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1		Chapa	AISI 304	2	385.7	659.4	1	PF-FDM-03-02
Tolerancias Generales: m	Proyecto	20/04	FN	Proyecto Final de Carrera				
	Dibujó	20/04	FN					
	Revisó							
	Aprobó							
Observaciones:	Escala	Descripción:				Año: 2024		
	1:10	Plegado inferior transformación al ventilador				Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian		
						N° de Plano: PF-FDM-03-02		
	Formato A4					N° de Hoja: 1		



Chapa desplegada

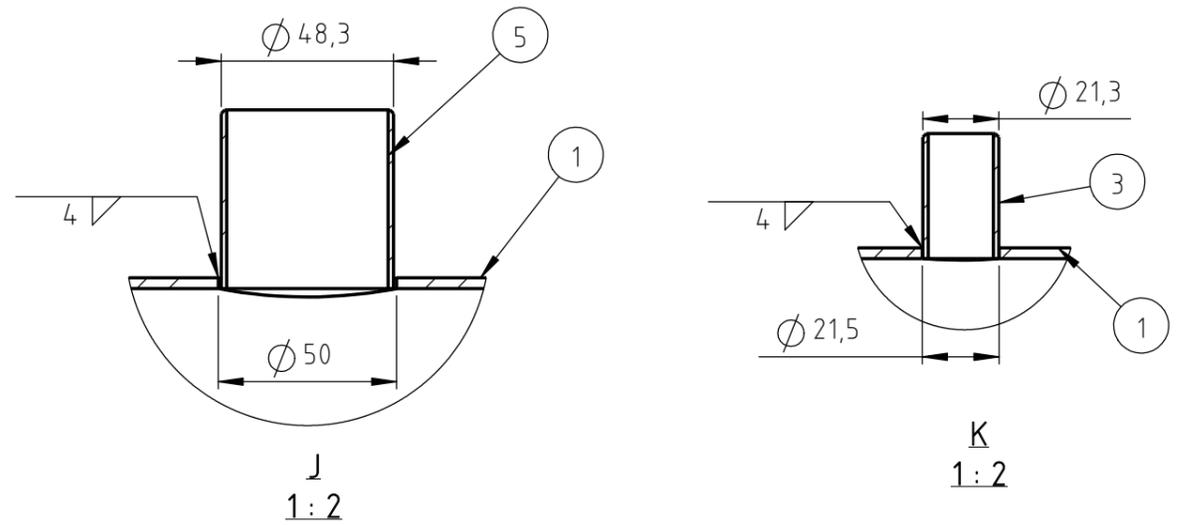
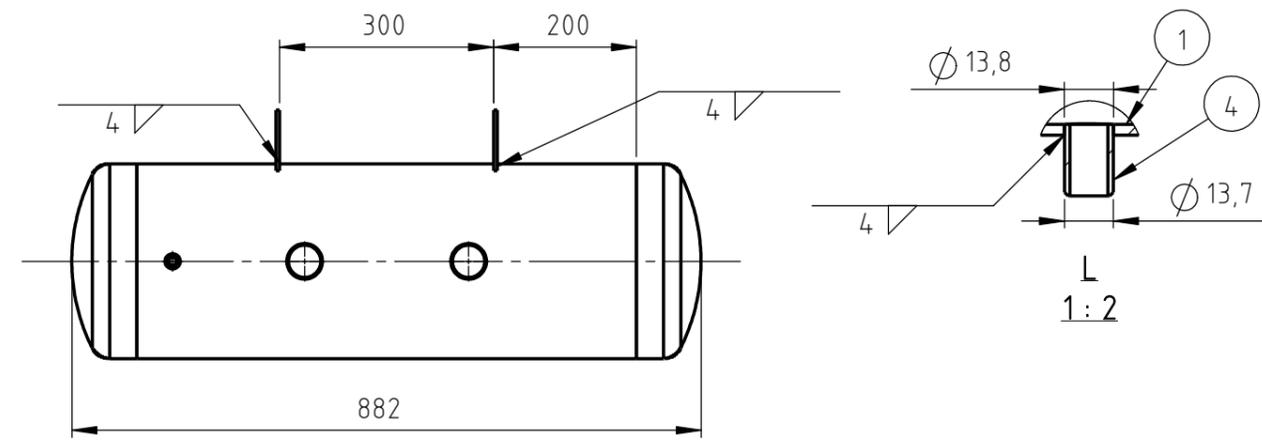
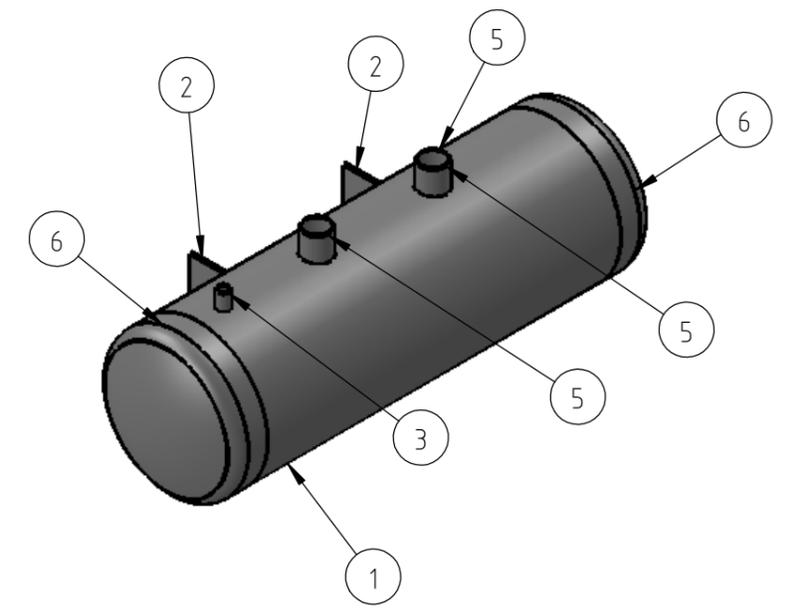
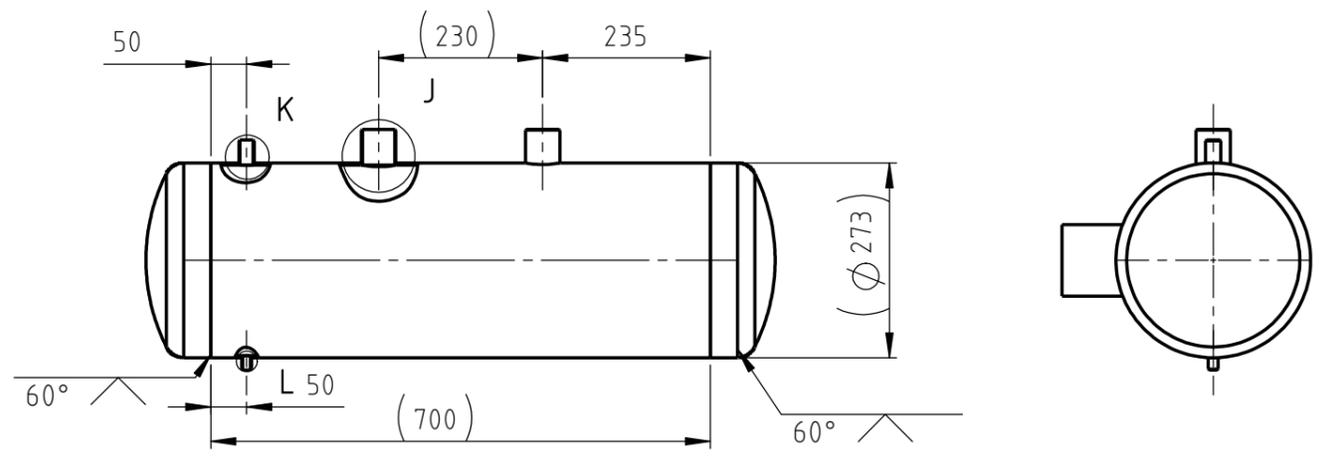
ITEM	N. DE PIEZA	COMPONENTE	MATERIAL	ESP.	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1		Chapa	AISI 304	2	54.2	439.7	1	PF-FDM-03-03
Tolerancias Generales: m	Proyecto	20/04	FN	Proyecto Final de Carrera				
	Dibujó	20/04	FN					
	Revisó							
	Aprobó							
Observaciones:	Escala	Descripción:				Año: 2024		
	1:2	Cilindro de transformación al ventilador				Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian		
						N° de Plano: PF-FDM-03-03		
	Formato					N° de Hoja: 1		
	A4							

Desbastado de rebabas  $\sqrt{Ra 1.5}$  ( $\sqrt{Ra 0.8}$ )



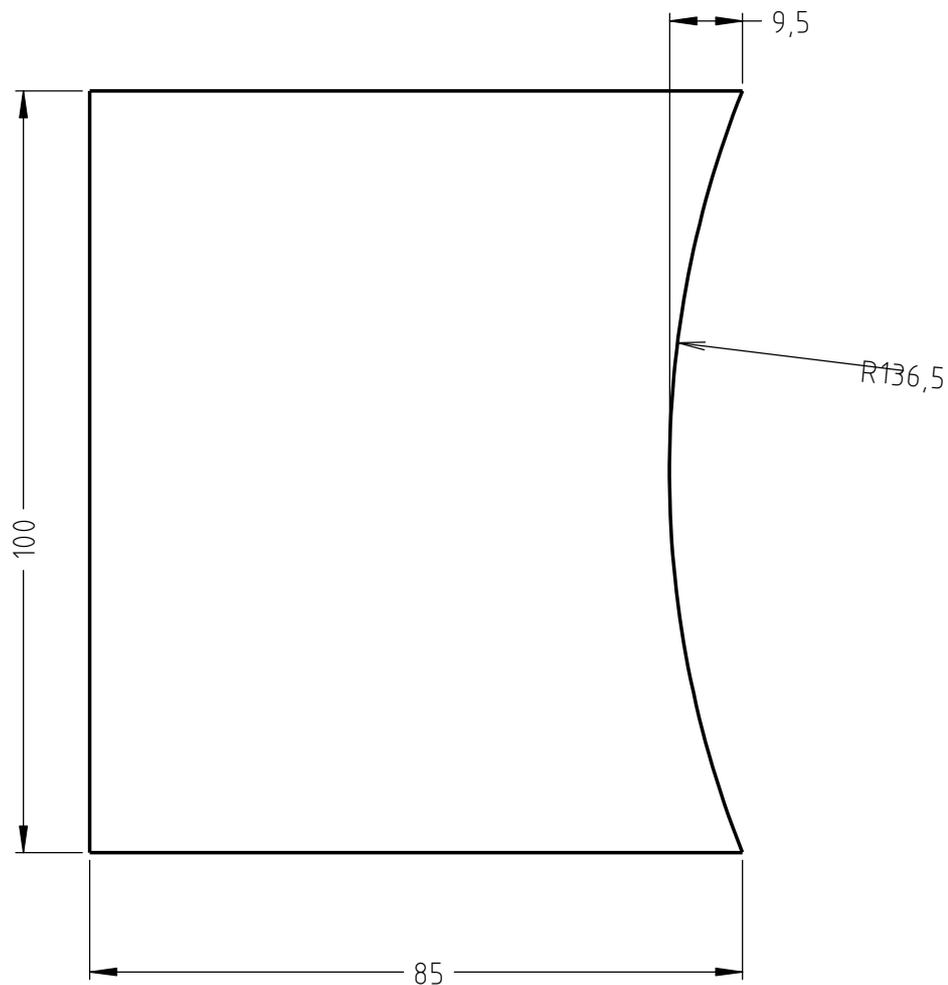
ITEM	N. DE PIEZA	COMPONENTE	MATERIAL	ESP.	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1		Chapa	AISI 304	3	704.8	704.8	1	PF-FDM-04-00
Tolerancias Generales: m	Proyecto	20/04	FN	Proyecto Final de Carrera				
	Dibujó	20/04	FN					
	Revisó							
	Aprobó							
Observaciones:	Escala	Descripción:				Año: 2024		
	1:5	Tapa cabeza del filtro				Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian		
						N° de Plano: PF-FDM-04-00		
Formato A4					N° de Hoja: 1			

Pulido general  
 $\sqrt{Ra 1.5}$

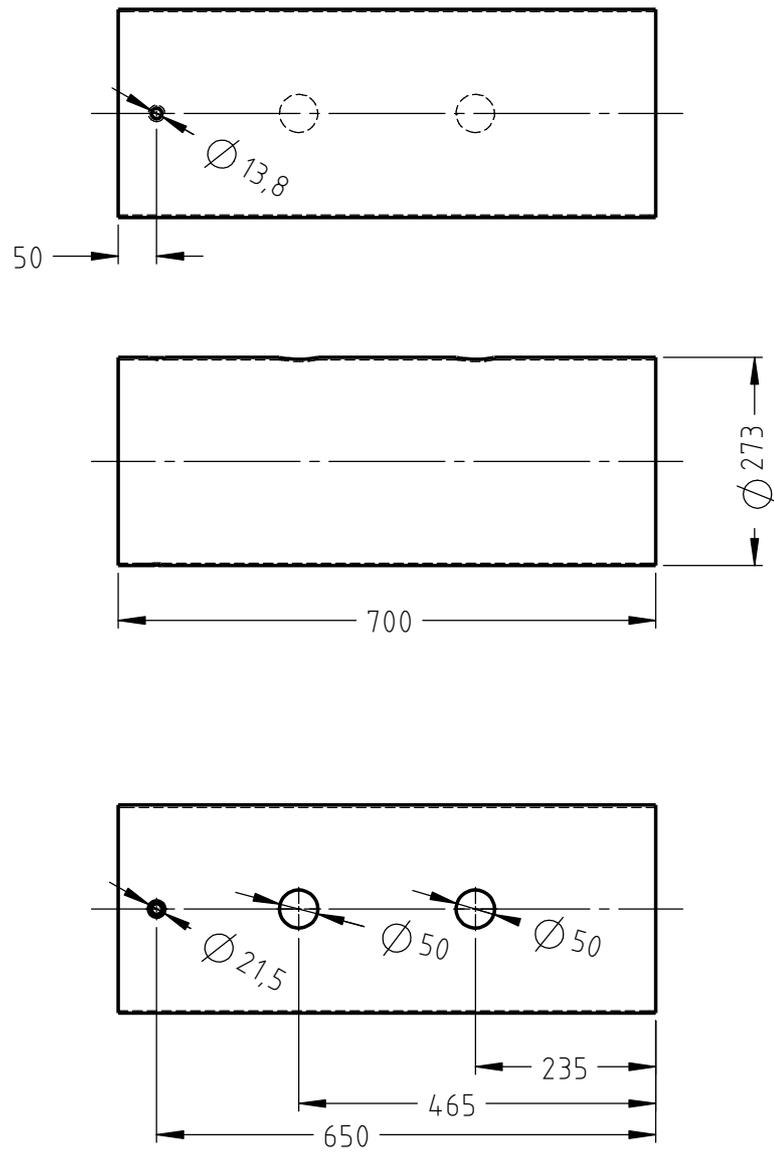


ITEM	N.º DE PIEZA	COMPONENTE	ESP.	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1		Caño redondo	3	Ø273	700	1	PF-FDM-05-02
2		Chapa	5	85	100	2	PF-FDM-05-01
3	Medio Niple Ø21.3	Rosca BSP		Ø21,3	0	1	-
4	Medio Niple Ø13.7	Rosca BSP		Ø13,7	0	1	-
5	Medio niple 1 ½"	Rosca BSP		Ø48,3	50	2	-
6	Casquete Tor. Ø273 Sch10S	Casquete Sch10S Ø219.3	3,76		0	2	

Tolerancias Generales: m	Proyectó	20/04	FN	Proyecto Final de Carrera	
	Dibujó	20/04	FN		
	Revisó				
	Aprobó				
Observaciones:	Escala	Descripción:			Ano: 2024
	1:10				Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian
	Formato A3				Pulmón de aire
					N° de Plano: PF-FDM-05-00
					N° de Hoja: 1



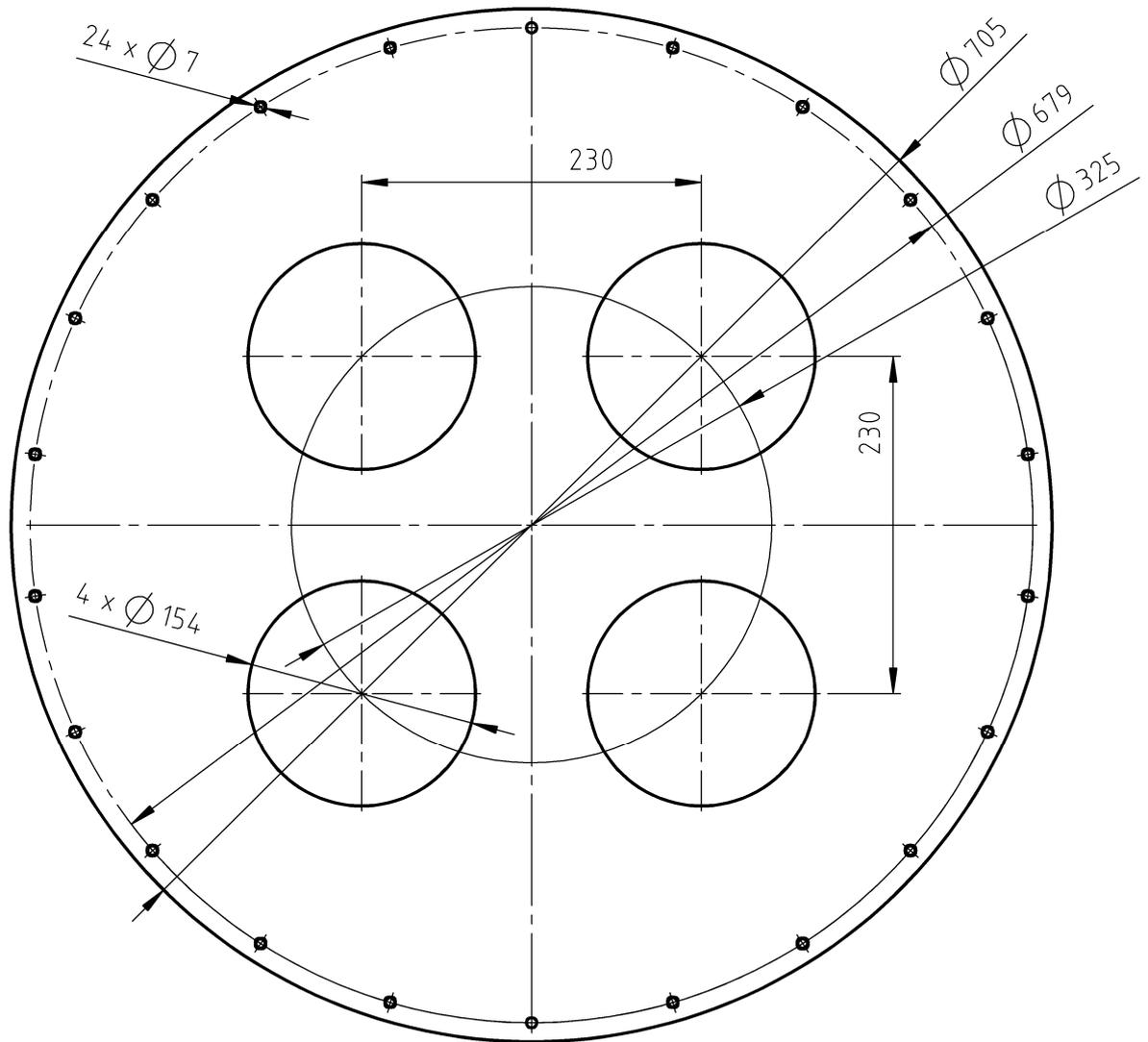
ITEM	N. DE PIEZA	COMPONENTE	MATERIAL	ESP.	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1		Chapa	AISI 304	5	85	100	2	PF-FDM-05-01
Tolerancias Generales:	Proyectó	20/04	FN	Proyecto Final de Carrera				
	Dibujó	20/04	FN					
	Revisó							
	Aprobó							
Observaciones:	Escala	Descripción:				Año: 2024		
	1:1	Ménsulas de pulmón de aire				Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian		
						N° de Plano: PF-FDM-05-01		
Formato					N° de Hoja: 1			
	A4							



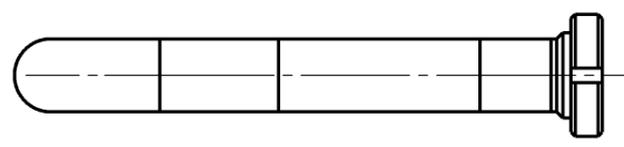
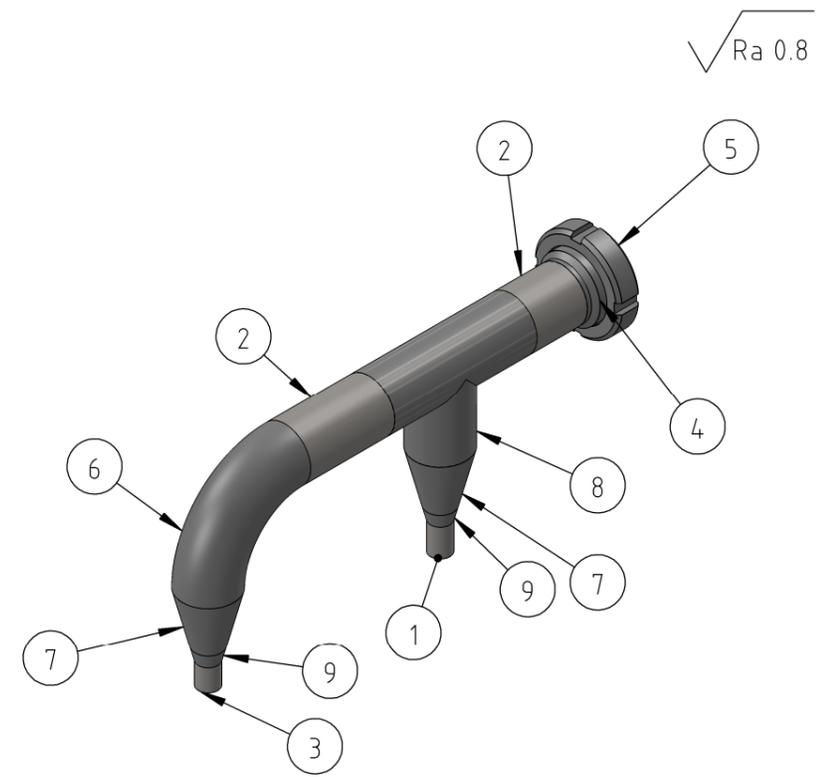
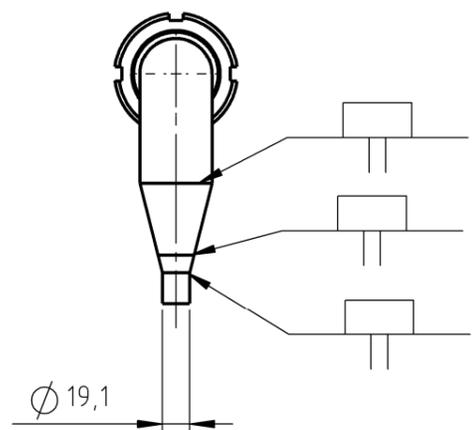
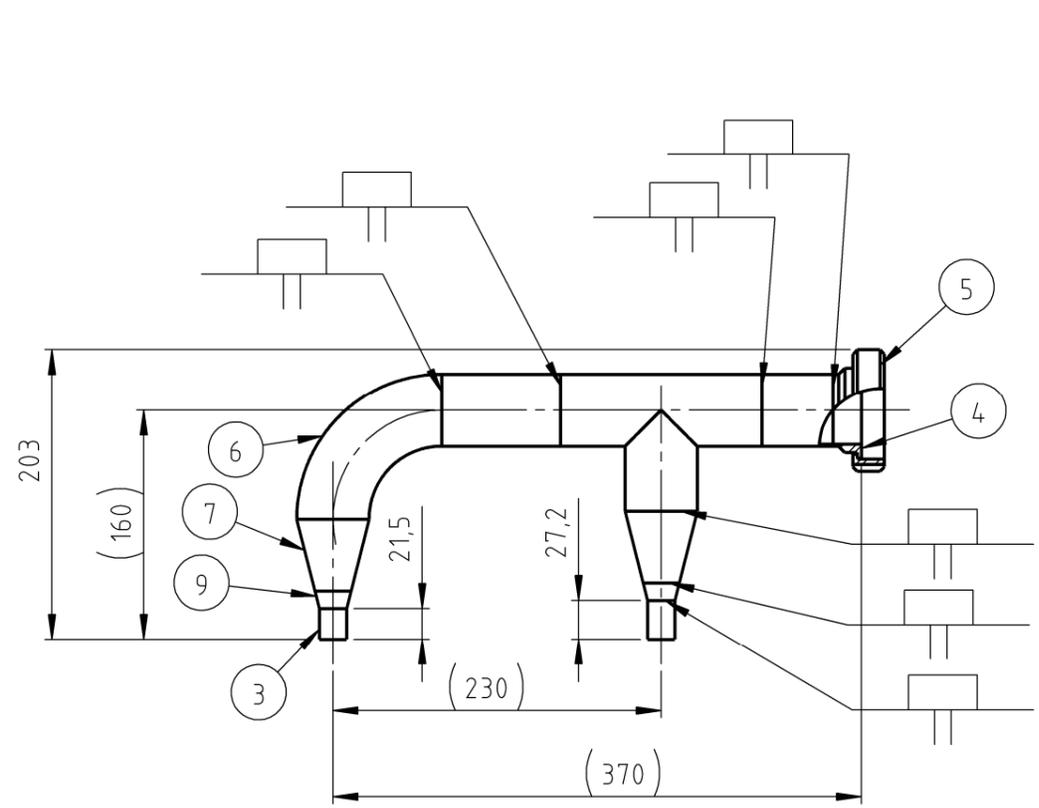
ITEM	N. DE PIEZA	COMPONENTE	MATERIAL	ESP.	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1		Caño redondo	AISI 304	3	Ø273	700	1	PF-FDM-05-02

Tolerancias Generales: m	Proyectó	20/04	FN	Proyecto Final de Carrera	<b>UTN * SANTA FE</b>
	Dibujó	20/04	FN		
	Revisó				
	Aprobó				
Observaciones:	Escala	Descripción:			Año: 2024
	1:10	Cuerpo pulmón de aire			Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian
					N° de Plano: PF-FDM-05-02
Formato	A4				N° de Hoja: 1

√ Ra 0.4

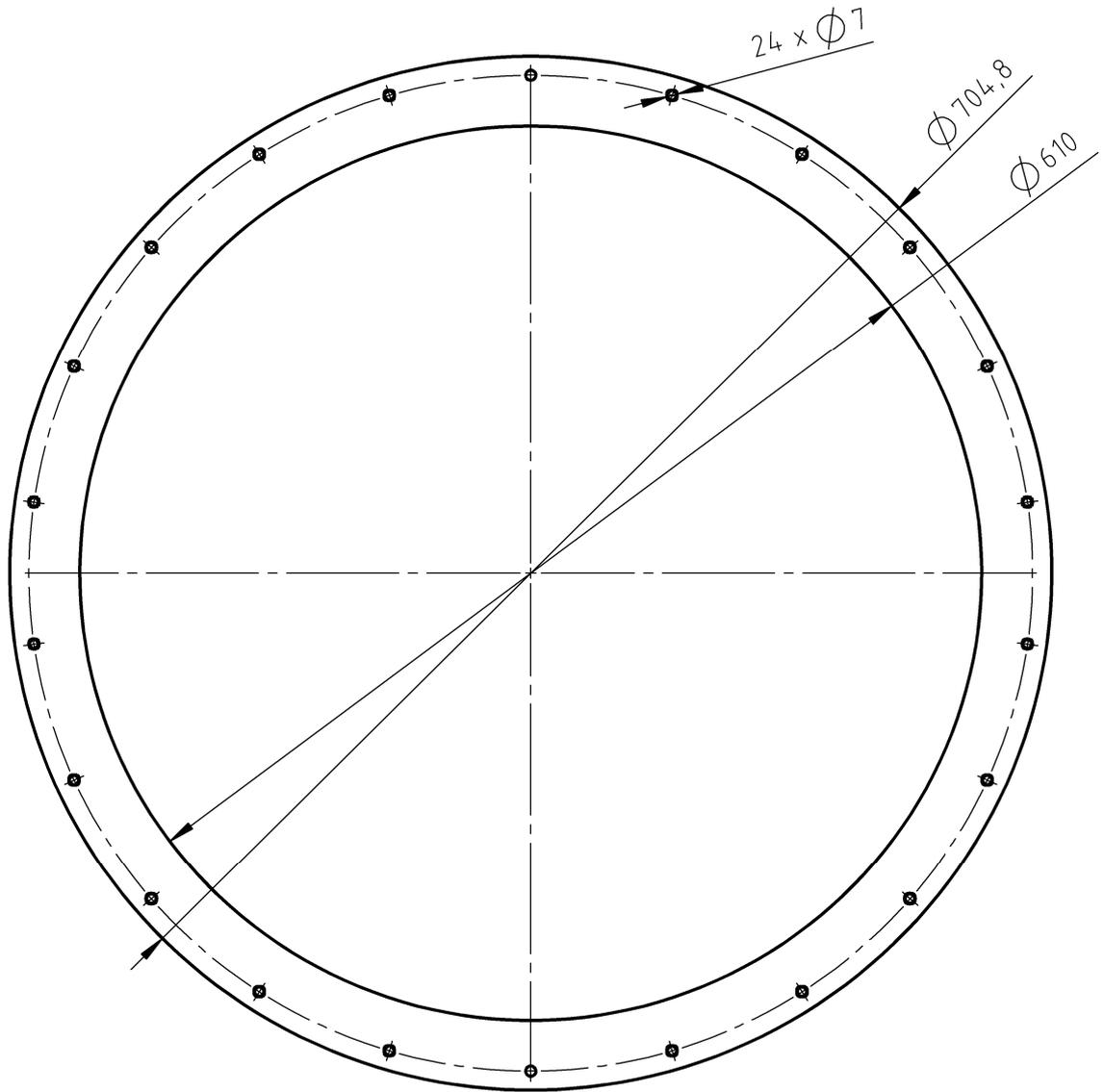


ITEM	N. DE PIEZA	COMPONENTE	MATERIAL	ESP.	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1		Chapa plana	AISI 304	5	704.8	704.8	1	PF-FDM-06-00
Tolerancias Generales:		Proyecto	20/04	FN	Proyecto Final de Carrera			
m		Dibujó	20/04	FN				
		Revisó						
		Aprobó						
Observaciones:		Escala	Descripción:  Placa perforada de filtro			Año: 2024		
		1:5				Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian		
						N° de Plano: PF-FDM-06-00		
		Formato A4				N° de Hoja: 1		

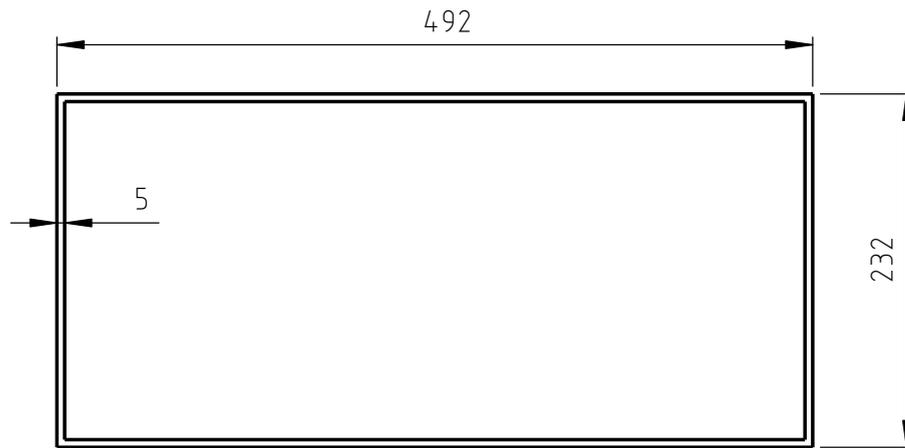


ITEM	N. DE PIEZA	COMPONENTE	MATERIAL	ESP.	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1		Caño redondo	AISI 304	1,5	$\varnothing 19,1$	110	1	
2		Caño redondo	AISI 304	1,5	$\varnothing 50,8$	274.2	1	
3		Caño redondo	AISI 304	1,5	$\varnothing 19,1$	106.5	1	
4	Manguito liso	Norma Danesa	AISI 304		$\varnothing 50.8$	0	1	
5	Tuerca standard	Norma Danesa	AISI 304		$\varnothing 50.8$	0	1	
6	Curva para soldar	Curva a 90°	AISI 304	1,5	$\varnothing 50,8$	0	1	
7	Reducción Concéntrica	$\varnothing 50,8 > \varnothing 25,4$	AISI 304	#1,5		0	2	
8	Tee lisa para soldar	Cuello standard	AISI 304	1.5	$\varnothing 50,8$	0	1	
9	Reducción Concéntrica	$\varnothing 25.4 > \varnothing 19.1$	AISI 304	#1,5		0	2	

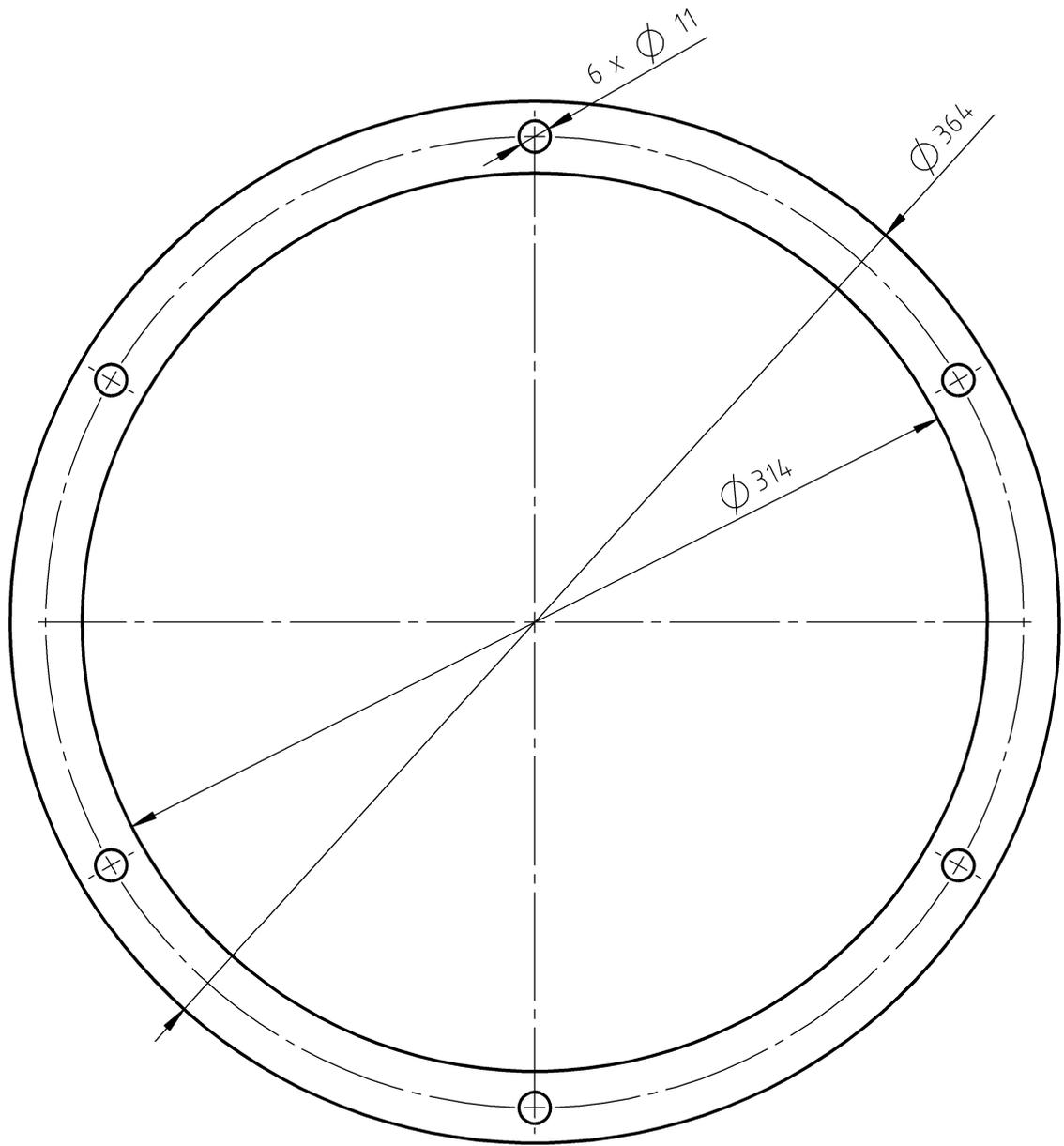
Tolerancias Generales: m	Proyecto	20/04	FN	Proyecto Final de Carrera	<b>UTN * SANTA FE</b>
	Dibujó	20/04	FN		
	Revisó				
	Aprobó				
Observaciones:	Escala	Descripción:			Año: 2024
	1:5	Caño de soplado			Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian
					N° de Plano: PF-FDM-07-00
Formato	A3				N° de Hoja: 1



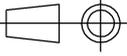
ITEM	N. DE PIEZA	COMPONENTE	MATERIAL	ESP.	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1			Caucho de silicio	2	704.8	704.8	1	PF-FDM-08-00
Tolerancias Generales: m	Proyecto	20/04	FN	Proyecto Final de Carrera				
	Dibujó	20/04	FN					
	Revisó							
	Aprobó							
Observaciones:	Escala	Descripción:  Junta de cuerpo				Año: 2024		
	1:5					Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian		
						N° de Plano: PF-FDM-08-00		
	Formato A4					N° de Hoja: 1		



ITEM	N. DE PIEZA	COMPONENTE	MATERIAL	ESP	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1	Junta salida a ventilador	Cinta de PTFE autoadhesiva		1	232	492	1	PF-FDM-09-00
Tolerancias Generales: m	Proyecto	20/04	FN	Proyecto Final de Carrera				
	Dibujó	20/04	FN					
	Revisó							
	Aprobó							
Observaciones:	Escala	Descripción:				Año: 2024		
	1:5	Junta de transformación				Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian		
						N° de Plano: PF-FDM-09-00		
Formato A4				N° de Hoja: 1				



ITEM	N. DE PIEZA	COMPONENTE	MATERIAL	ESP.	ANCHO	LARGO	CANT	PLANO N°
1			Caucho de silicio	2	364	364	1	PF-FDM-10-00

Tolerancias Generales: m	Proyecto	20/04	FN	Proyecto Final de Carrera	<b>UTN * SANTA FE</b>
	Dibujó	20/04	FN		
	Revisó				
	Aprobó				
Observaciones:	Escala	Descripción:			Año: 2024
	1:2.5	Junta brida de descarga			Profesores: Monti, Ruben Benzi, Sebastián Brunas, Cristian
					N° de Plano: PF-FDM-10-00
Formato A4				N° de Hoja: 1	