Sistema móvil de recolección y limpieza de cereales

Ramirez Lucas Exequiel

Stanicich Marcos

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

Rosario, Argentina

Año 2025

Sistema móvil de recolección y limpieza de cereales

Ramirez Lucas Exequiel

Stanicich Marcos

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al título de:

Ingeniero Mecánico

Directores:

Ing. Pedro Sismondi

Ing. Guillermo Rodríguez

Ing. Juan Sismondi

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

Rosario, Argentina

Año

Agradecimientos

A lo largo de la carrera atravesamos numerosos desafíos y aprendizajes. Este proyecto final fue uno de los más importantes, no solo por marcar el cierre de una etapa, sino también por ser el punto de partida hacia nuestra vida profesional.

Nuestro agradecimiento principal es para nuestras familias, que estuvieron siempre presentes con su apoyo incondicional, su paciencia y su confianza en nosotros. También queremos agradecer a nuestros amigos, tanto a los de siempre como a los que esta etapa nos regaló, por acompañarnos y alentarnos en cada momento.

Finalmente, agradecemos a los profesores que nos guiaron durante estos años. Sus conocimientos, dedicación y enseñanzas dejaron una huella que llevaremos con nosotros, tanto en la vida como en nuestro futuro profesional.

Resumen

El proyecto consistió en diseñar una máquina para recuperar y limpiar el cereal que suele derramarse en rutas debido a accidentes, aperturas involuntarias de boquillas de los camiones y en zonas portuarias. Este tipo de derrames es frecuente y genera pérdidas importantes, por lo que se buscó una solución práctica que permita realizar la recolección de manera más rápida, cómoda, segura y eficiente.

El trabajo se centró principalmente en el sistema neumático. Para ello se estudiaron las fases del transporte neumático, haciendo foco en la fase diluida por ser la más adecuada para mover cereales sin obstrucciones. Con esa base se calcularon las velocidades mínimas de transporte, las pérdidas de carga y las condiciones necesarias para asegurar el funcionamiento del sistema.

A partir de este análisis se seleccionaron los componentes comerciales principales, como la turbina multietapa y la válvula rotativa. Por otro lado, se diseñaron los elementos específicos del equipo, entre ellos la boquilla de succión, los ciclones separadores, la zaranda rotativa y la estructura que integra todo el conjunto.

Estos desarrollos permitieron adaptar la máquina a distintas condiciones de trabajo y optimizar el proceso de recuperación.

El resultado es un equipo móvil capaz de recolectar el cereal derramado y a su vez limpiarlo en el mismo proceso, ofreciendo una alternativa eficiente y práctica.

Palabras clave: transporte neumático, fase diluida, recolección de cereal, ciclón, turbina, zaranda rotativa.

Abstract

The project consisted of designing a machine to recover and clean up grain that is often spilled on roads due to accidents, accidental opening of truck nozzles, and in port areas. These types of spills are common and cause significant losses, so a practical solution was sought to make collection faster, more convenient, safer, and more efficient.

The work focused mainly on the pneumatic system. To this end, the phases of pneumatic transport were studied, focusing on the diluted phase as it is the most suitable for moving grain without obstructions. On this basis, the minimum transport speeds, pressure losses and conditions necessary to ensure the system's operation were calculated.

Based on this analysis, the main commercial components were selected, such as the multi-stage turbine and the rotary valve. In addition, specific elements of the equipment were designed, including the suction nozzle, the separator cyclones, the rotary screen and the structure that integrates the entire assembly.

These developments made it possible to adapt the machine to different working conditions and optimise the recovery process.

The result is a mobile piece of equipment capable of collecting spilled grain and cleaning it in the same process, offering an efficient and practical alternative.

Keywords: pneumatic transport, dilute phase, grain collection, cyclone, turbine, rotary screen

Contenido

Sistema móvil de recolección y limpieza de cereales I

Agradecimientos III

Resumen IV

Abstract V

1- Introducción 1
1.1 Contexto y alcance de la cadena agroexportadora de Argentina 1
1.2 Problemáticas de pérdidas y su impacto 1
1.3 Objetivos generales 2
1.4 Objetivos específicos 4

2 - Marco teórico 6
2.1 Métodos de transporte de cereal 6
2.2 Conceptos básicos sobre transporte neumático de sólidos 7
2.2.1 Relación de carga de sólidos. 7
2.2.2 Transporte en fase diluida 8
2.2.3 Transporte en fase densa 9
2.2.4 Límites diluida/densa 9
2.2.5 Fluidización 10
2.2.6 Longitud de aceleración 11
2.2.7 Permeabilidad 12
2.2.8 Velocidad superficial del aire. 12
2.2.9 Saltación 12
2.2.10 Choking 12
2.3 Clasificación de los transportadores neumáticos 13
2.3.1 Transporte por succión en fase diluida 13
2.3.2 Transporte por presión positiva en fase diluida 14
2.3.3 Transporte combinado 15
2.4 Componentes de un sistema de transporte neumático 16
2.4.1 Dispositivos de separación gas-sólido 17
2.4.2 Diseño y dimensiones típicas de ciclones 19
2.4.3 Válvulas dosificadoras 19
2.4.4 Boquillas de succión 23
2.4.5 Elementos de impulsión 24

3 - Variables y condiciones de diseño 27
3.1 Variables de diseño 27
3.2 Condiciones límites 28
3.3 Objetivos vinculados al diseño 28

4 - Propuestas de solución 30
4.1 Planteamiento de alternativas 30
4.2 Evaluación comparativa 31
4.3 Elección de la solución final 32
4.4 Desarrollo de la propuesta 33

4.4.1 Descripción general del equipo 34
4.4.2 Descripción detallada del equipo....35

5- Cálculo de un sistema de transporte neumático. 42
5.1 Requerimientos para el diseño 42
5.2 Diseño del ciclón 43
5.2.1 Diseño geométrico del ciclón principal 44
5.2.2 Dimensiones del ciclón principal y secundario 49
5.3 Determinación del diámetro de tubería de succión y presión 52
5.3.1 Determinación del diámetro de tubería de succión....52
5.3.2 Determinación del diámetro de tubería de presión 55
5.4 Calculo de pérdidas de energía en la tubería de succión y presión 58
5.4.1 Calculo de pérdidas de energía en tuberías en succión 58
5.4.2 Calculo de pérdidas de energía en tuberías en presión 67
5.5 Calculo de pérdidas de energía en accesorios del sistema neumático 74
5.5.1 Calculo de pérdidas de energía en codos en succión 75
5.6 Calculo de pérdidas de energía en ciclón separador principal y secundario 76
5.7 Calculo de pérdidas de energía en Venturi 78
5.8 Calculo de potencia requerida por el sistema de transporte neumático. 81
5.9 Desarrollo de zaranda rotativa....83
5.9.1 Fundamentos adoptados....83

6- Selección de componentes del sistema neumático. 89
6.1 Selección de motor....89
6.2 Selección de turbina multietapa para sistema neumático....91
6.3 Selección de válvula rotativa 92
6.4 Selección de embrague 96
6.5 Selección de acoplamientos, poleas y correas. 98
6.6 Selección de tuberías y codos 102
6.7 Selección de rodamientos....104
6.8 Motor hidráulico zaranda 106

Conclusiones y recomendaciones 108
Conclusión....108
Recomendaciones....109

Referencias 110
Bibliografías....110
Catálogos y fichas técnicas 110

Anexo A - Memoria de calculo....111
A.1 - Introducción 111
A.2 - Datos y cálculos....111
A.3 - Pérdidas de carga totales del sistema....113
A.4 - Potencia requerida y validación del sistema....114
A-5 - Cálculo del ciclón separador principal....115
A-6 - Cálculo del ciclón separador secundario....115
A-7 - Cálculo del ciclón separador secundario....116

Anexo B - Elección de solución....117

Anexo C - Planos 118

1- Introducción

1.1 Contexto y alcance de la cadena agroexportadora de Argentina

Argentina se encuentra entre los principales productores y exportadores mundiales de granos. El corredor fluvial San Lorenzo – Rosario – Timbúes concentra aproximadamente las tres cuartas partes del comercio agroindustrial del país. Como se puede ver en la **Figura 1-1** Durante el año 2024, los puertos nacionales embarcan 89,3 millones de toneladas de granos, harinas y aceites, el 76 % se despacha a través del Up-River, equivalente a 67 Mt.

Esto implicaría picos de circulación de entre 12.000 a 15.000 camiones por día, además de trenes y barcazas, lo que exige operaciones ininterrumpidas y altos estándares de calidad en toda la cadena logística.

Exportaciones oleaginosas, cereales y subproductos por puertos en el mundo Año 2024

En toneladas

Puertos	Complejo Soja	Complejo Maíz	Complejo Trigo	Resto Cereales	Resto Oleaginosas	TOTAL
1° - New Orleans, LA - EE.UU.	**37.004.760**	**28.027.346**	**4.487.132**	**2.468.412**	**16.405**	**72.004.056**
2° - Gran Rosario, SF - ARG	**34.994.808**	**24.012.277**	**4.641.524**	**1.348.960**	**911.906**	**65.909.475**
3° - Porto De Santos, SP - BRA	38.397.575	16.693.810	543	256.454	259.140	55.607.521
4° - Columbia-Snake, OR - EE.UU.	8.007.967	9.313.775	11.463.834	772.670		29.558.246
5° - Novorossiysk, KDS - RUS	-	-	25.663.913	635.840	89.148	26.388.901
6° - Vancouver, BC - CAN	1.067.000	-	13.231.351	1.468.600	8.588.678	24.355.629
7° - Chornomorsk, KHM - UKR	326.573	9.904.005	7.124.240	949.558	3.867.447	22.171.823
8° - Porto De Paranagua, PR - BRA	20.713.517	1.234.704	59.174	31.899	37.222	22.076.516
9° - Kavkaz-Taman, KDS - RUS	6.000	683.940	17.663.156	2.875.061	764.763	21.992.920
10° Irf Sao Luis, MA - BRA	14.041.575	4.277.290	26	9.636	3	18.328.531
11° Porto De Rio Grande, RS - BRA	14.635.124	76.126	2.358.355	1.060.959	51.154	18.181.718
12° Belém, PA - BRA	9.727.338	7.858.390	22	147	9	17.585.907
13° Odessa, ODS - UKR	1.047.550	6.052.388	5.607.320	511.280	1.566.093	14.784.631
14° Porto De Sao Francisco Do Sul, SC - BRA	7.001.297	2.393.812	10	27.825	159	9.423.102
15° Perth-Fremantle-Kwinana, WA - AUS	-	-	5.859.138	2.200.320	1.048.369	9.107.827

Fuente: @BCRmercados. Elaborado en base a datos de Comercio Exterior de Brasil. Ministerio de Industria, Comercio Exterior y servicios de Brasil, FAS Global Agriculture Trade System Online. U.S. Census Bureau Trade Data, U.S. Customs District Data y Datos de Ministerio de Agricultura y Pesca de la Nación de Argentina.

Figura 1-1: Ranking mundial de exportaciones de granos y subproductos por puerto (2024)

1.2 Problemáticas de pérdidas y su impacto

En este contexto de intensa actividad logística, la pérdida de granos durante el transporte y las maniobras portuarias constituye una problemática de relevancia para productores, transportistas y operadores. Las mermas se originan en accidentes, vuelcos, apertura accidental o intencional de compuertas de camiones **Figura *1-2***, así como en derrames producidos durante las operaciones de carga y descarga.

En todos los casos, el cereal derramado se mezcla con tierra, piedras, partículas metálicas y otros residuos, lo que inviabiliza su recuperación mediante métodos convencionales.

Figura 1-2: Apertura de boquillas de camión

De acuerdo con las estimaciones de la Bolsa de Comercio de Rosario, las pérdidas anuales alcanzan entre 1 % y 4 % del volumen transportado, lo que equivale a 600.000 – 2,4 Mt de cereal. A ello se suman las mermas durante las operaciones portuarias que ronda entre el 1-2%, lo que representa hasta 1,2 Mt.

1.3 Objetivos generales

El presente proyecto tiene por finalidad diseñar y calcular un equipo destinado a la recolección y limpieza de cereal derramado, con el objetivo de que el producto pueda reintegrarse al transporte y al circuito comercial manteniendo su calidad.

Se estima que, si se logra recuperar entre el 50 % y el 80 % del volumen derramado, podrían recuperarse entre 300.000 y 1,9 millones de toneladas anuales como se puede ver en la **Figura 1- 3**. El proyecto se enfoca especialmente en la fracción más difícil de recuperar que sería aproximadamente el 5 %, estos requerirían equipos especializados.

Aun así, esta porción representa entre 15.000 y 95.000 toneladas por año, equivalentes a entre 1,3 y 8,7 camiones diarios considerando una capacidad promedio de 30 t por vehículo.

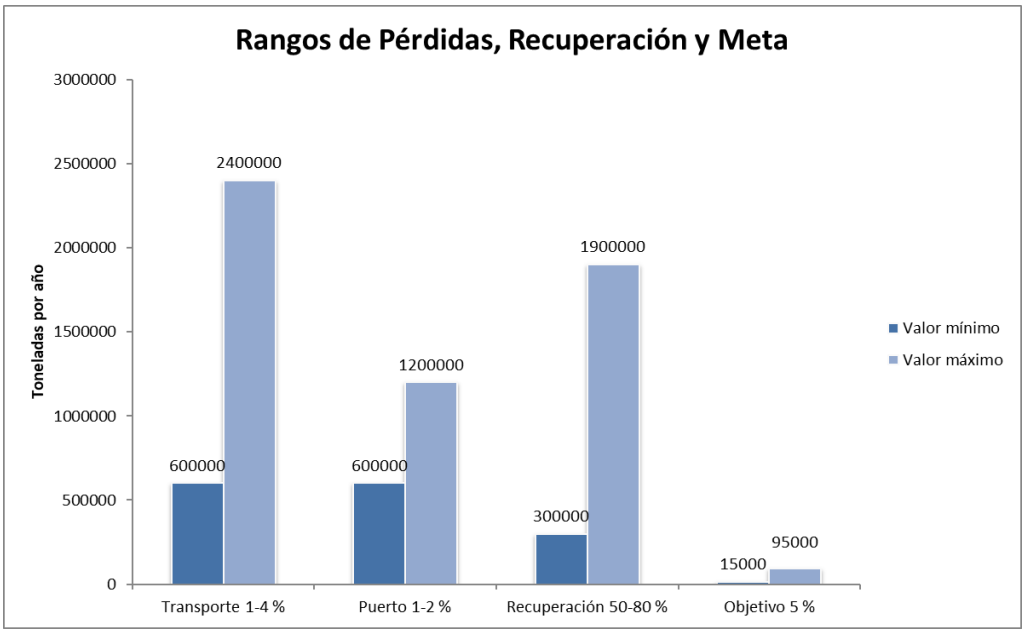


Figura 1- 3: Resumen de pérdidas y objetivo

El sistema propuesto se pensó como un equipo de transporte neumático en fase diluida, capaz de levantar, separar y limpiar el cereal de manera eficiente y con mínimo daño mecánico.

La solución debe asegurar que el producto recolectado retorne al transportista o al propietario en condiciones aptas para su comercialización.

Los métodos actualmente utilizados como ser el tornillos sinfín resultan ineficientes en estas condiciones: requieren intervención manual, no separan impurezas y pueden dañar el grano durante el proceso (la incorporación de residuos al cereal disminuye su calidad y lo invalida comercialmente).

Es importante destacar que la aplicación descrita anteriormente no limita el alcance del sistema diseñado, ya que el equipo puede adaptarse a otras tareas, tales como la limpieza de fondos de silos y celdas de almacenamiento, o la recuperación de material en lugares de difícil acceso.

De esta manera, además de optimizar la eficiencia operativa, el sistema reduce los riesgos laborales y simplifica las tareas del operario.

1.4 Objetivos específicos

Para alcanzar el objetivo general planteado, se establecen los siguientes objetivos específicos:

1. Calcular el caudal de aire y la velocidad de aspiración necesarios para transportar 20 toneladas por hora (t/h) de cereal.
2. Determinar el tipo de transporte neumático y el método operativo más adecuado para las condiciones de trabajo previstas.
3. Dimensionar un ciclón separador primario y un ciclón secundario para la separación de polvo y partículas volátiles.
4. Diseñar el sistema de limpieza mecánica del cereal (zaranda).
5. Calcular las pérdidas de carga totales en el circuito neumático, considerando tuberías, mangueras, codos, ciclones y accesorios.
6. Determinar la potencia requerida y consumida por el sistema de transporte.
7. Seleccionar los componentes comerciales que conforman el equipo.
8. Definir la fuente de energía y seleccionar la turbina o ventilador que posibilite el transporte neumático.
9. Diseñar la estructura metálica portante de la plataforma, que soporte el ciclón, trómel, turbina y tolva de almacenamiento.
10. Establecer regulaciones operativas para distintos tipos y estados del cereal, ajustando el sistema en fases de limpieza, aspiración y transporte.

A continuación, en la **Figura 1-4**, se representa el diagrama de flujo del proceso de limpieza, se describen las etapas básicas del circuito de recolección y limpieza del cereal, desde su ingreso por la boquilla de succión hasta su descarga final en la tolva de almacenamiento.

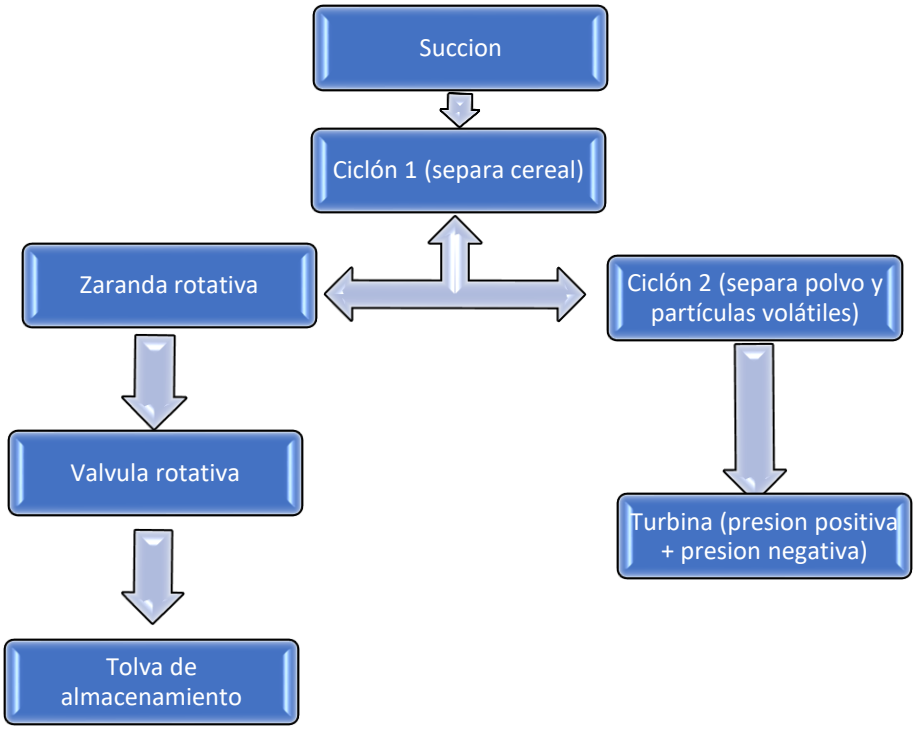


Figura 1-4: Diagrama de flujo del proceso de limpieza y transporte neumático.

En la etapa de succión, el cereal es aspirado por la boquilla y conducido hacia el ciclón separador principal (mediante manguera corrugada y cañerías), donde se separan las partículas pesadas (piedras, materiales metálicos o maderas) y el material útil proveniente del sector de recolección.

Posteriormente, el flujo de cereal se dirige a la zaranda, en la cual se realiza la limpieza mecánica antes de su descarga final a la tolva de almacenamiento pasando antes a través de una válvula rotativa.

En paralelo, un segundo ciclón retiene las partículas finas y el polvo, permitiendo que la turbina mantenga las presiones de vacío y soplado requeridas para el funcionamiento del sistema.

2 - Marco teórico

2.1 Métodos de transporte de cereal

El manejo de cereales abarca un amplio conjunto de tecnologías, cada una tiene sus ventajas y limitaciones según la distancia, topografía y el caudal a transportar.

Por ejemplo, los transportadores de tornillo sinfín se utilizan tradicionalmente para recorridos cortos y medianos (hasta 20-30 m) y flujos de varias decenas de toneladas por hora. En estos equipos, un eje helicoidal gira dentro de un tubo, impulsando el grano hacia adelante. Su sencillez constructiva y su bajo costo los hacen muy conocidos en la industria, aunque el contacto mecánico directo con el cereal puede generar daño mecánico. Además, resulta rígido frente a cambios de dirección o pendiente.

Cuando se necesita cubrir trayectos más extensos o superar desniveles moderados, se emplean cintas transportadoras y elevadores de cangilones.

Las cintas de goma o PVC permiten desplazar el producto en forma continua, ya sea horizontalmente o con ligera pendiente, mientras que los cangilones, fijados a una cinta o cadena, posibilitan el transporte vertical de granos a grandes alturas.

Ambos sistemas ofrecen altas capacidades de transporte, aunque demandan estructuras lineales y expuestas, y presentan componentes móviles (rodillos, cadenas, tambores) que requieren mantenimiento periódico.

En configuraciones mixtas, los transportadores de cadena escalonada combinan robustez con cierta flexibilidad en el trazado, aunque su principio de funcionamiento (arrastre del material) puede provocar compresión o daño sobre el grano, además de ocupar un espacio considerable en planta.

A diferencia de los anteriores, los sistemas de transporte neumático movilizan el cereal mediante corrientes de aire a presión o vacío dentro de conductos cerrados.

Esta modalidad libera al diseñador de las restricciones geométricas de alineación y reduce notablemente la generación de polvo y la contaminación ambiental.

El transporte neumático puede operar en fase diluida, con concentraciones bajas de sólidos suspendidos en el flujo de aire, o en fase densa, donde las partículas avanzan en forma de tapones o lechos fluidizados a baja velocidad.

También existen regímenes intermedios (semidensos) que combinan características de ambos extremos.

Aunque la complejidad de los ciclones y válvulas rotativas suelen ser mayores, estos sistemas ofrecen gran versatilidad frente a cambios de dirección, variaciones de nivel y multiplicidad de puntos de carga y descarga.

Por estas razones, el transporte neumático constituye una de las soluciones más flexibles y limpias para el manejo de cereales, especialmente en entornos portuarios y plantas de acopio.

A partir de esta descripción general de los métodos convencionales, en el siguiente apartado se tratará la clasificación del transporte neumático de sólidos, analizando sus modos de funcionamiento (fase diluida, densa e intermedia), equipos de aspiración, separadores, etc.

2.2 Conceptos básicos sobre transporte neumático de sólidos

El transporte neumático constituye una aplicación directa de los principios de la dinámica de fluidos en sistemas bifásicos (gas-sólido). Su comprensión requiere definir ciertos conceptos fundamentales que permiten caracterizar el régimen de flujo, la interacción entre las fases y los límites operativos de cada modo de transporte.

2.2.1 Relación de carga de sólidos.

La relación de carga de sólidos se define como la razón entre el flujo másico del material transportado y el flujo másico del aire utilizado para moverlo.

Se trata de una magnitud adimensional cuyo valor se mantiene prácticamente constante a lo largo del conducto, ya que no depende de la presión de transporte. Este parámetro resulta fundamental para determinar el tipo de régimen (fase diluida o densa) y las condiciones óptimas de operación.

2.2.2 Transporte en fase diluida

El transporte en fase diluida **Figura 2-1** se produce cuando las partículas sólidas son transportadas en suspensión dentro de la tubería.

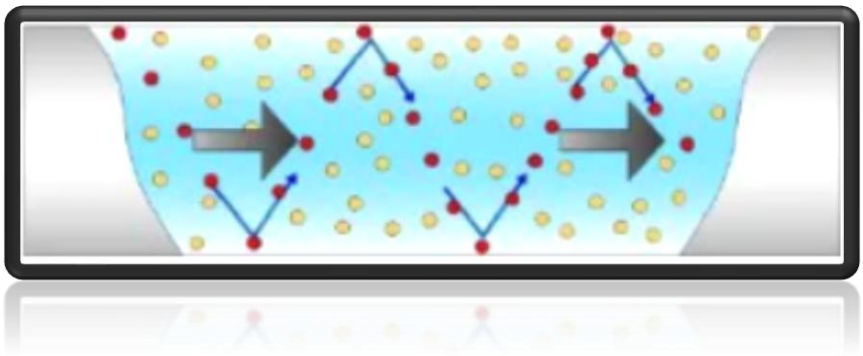


Figura 2-1: Transporte en fase diluida

Para que esto ocurra, el flujo de aire debe alcanzar una velocidad mínima de suspensión, suficiente para mantener el material en movimiento continuo sin depositarse.

En la mayoría de los casos, esta velocidad se encuentra en el rango de 13 a 15 m/s.

Este sistema se caracteriza por:

- Altas velocidades del gas.
- Bajas concentraciones de sólidos (menores al 1 % en volumen).
- Pérdidas de carga reducidas (menores a 5 mbar/m).

El transporte neumático en fase diluida es adecuado para distancias relativamente cortas y procesos continuos, siendo el único modo que puede operar bajo presión negativa.

En este método de transporte, las partículas se comportan como si estuvieran completamente suspendidas e independientes entre sí, predominando las fuerzas fluido-partícula sobre las interacciones entre partículas.

2.2.3 Transporte en fase densa

El transporte en fase densa **Figura 2-2** ocurre cuando la velocidad del gas es bajas, a estas velocidades el material no permanece suspendido, sino que avanza en forma de tapones o cartuchos moviéndose de forma intermitentes dentro de la tubería.

Se caracteriza por:

- Velocidades del gas entre 1 y 5 m/s.
- Altas concentraciones de sólidos (superiores al 30 % en volumen).
- Grandes pérdidas de carga (superiores a 20 mbar/m).

En este régimen, las partículas mantienen contacto entre sí, generándose una mayor interacción y fricción interna. Este tipo de transporte es adecuado para materiales frágiles o abrasivos, ya que minimiza la velocidad de impacto y, por tanto, el daño mecánico.

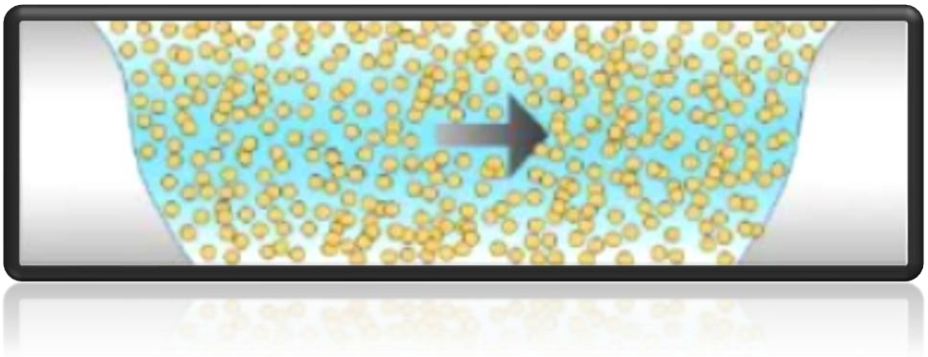


Figura 2-2: Transporte en fase densa

2.2.4 Límites diluida/densa

No existe una frontera estricta entre ambos modos de transporte. Dicha transición se evalúa mediante la velocidad de “choking” o velocidad de estrangulamiento, que representa el punto donde el flujo de gas deja de ser capaz de mantener todas las partículas en suspensión.

Por lo tanto, cuando la velocidad del aire supera la velocidad de choking, el sistema opera en fase diluida; si es inferior, el transporte se desarrolla en fase densa.

La determinación de esta velocidad depende de las propiedades físicas del material (densidad, tamaño y forma de partícula) y de las condiciones del flujo (presión y temperatura).

2.2.5 Fluidización

La fluidización constituye el fenómeno fundamental que posibilita el transporte neumático de sólidos. Modos posibles de fluidización ver **Figura 2-3**.

Este proceso se da cuando un flujo de gas atraviesa un conjunto de partículas y las suspende parcial o totalmente, haciendo que el conjunto se comporte como un fluido continuo.

El grado de fluidización determina el tipo de régimen de transporte (fase diluida o fase densa) y afecta directamente las condiciones de funcionamiento del sistema, tales como el consumo de potencia, el desgaste de las tuberías y la estabilidad del flujo.

Al conjunto de partículas suspendidas se lo denomina lecho fluidizado.

Desde un punto de vista macroscópico, cuando un flujo de aire de bajo caudal atraviesa un conjunto de partículas en reposo, el sistema se comporta como un lecho fijo, en el cual las partículas permanecen inmóviles.

Al aumentar gradualmente el caudal, la velocidad del gas aumenta y algunas partículas comienzan a vibrar o desplazarse localmente, originando el denominado lecho expandido.

Cuando la fuerza de arrastre del gas se iguala al peso de las partículas, se alcanza un estado de suspensión completa; a la velocidad de gas correspondiente a dicho estado se la denomina velocidad mínima de fluidización.

A partir de este punto, las fuerzas de fricción y cohesión entre partículas desaparecen prácticamente, y el conjunto adopta un comportamiento semifluido, donde las partículas se desplazan libremente dentro del gas.

Si el caudal de aire continúa aumentando:

- Se produce una fluidización particulada o uniforme, en la cual la mezcla gas-sólido es homogénea y las burbujas son poco perceptibles.

- Con mayores velocidades, el movimiento se torna irregular y violento, dando lugar a la fluidización agregativa o burbujeante, donde se forman burbujas de gas que ascienden a través del lecho y colapsan en la superficie.

Estas burbujas pueden alcanzar tamaños considerables dependiendo de la geometría del recipiente o del conducto. A medida que ascienden, empujan el material superior como si se tratara de un pistón, generando un movimiento oscilante de partículas que luego caen al desintegrarse la burbuja.

A este fenómeno se lo aprovecha en sistemas de transporte en fase densa, donde el material avanza por pulsos o “tapones” intermitentes impulsados por el gas.

En los lechos fluidizados densos, existe un límite claramente definido entre la región de partículas suspendidas y la superficie del lecho.

Al incrementarse aún más la velocidad del fluido, la fuerza de arrastre supera el peso aparente de las partículas, las cuales se incorporan completamente al flujo de aire, dando lugar a una fluidización en fase diluida, característica de los sistemas de transporte neumático por suspensión.

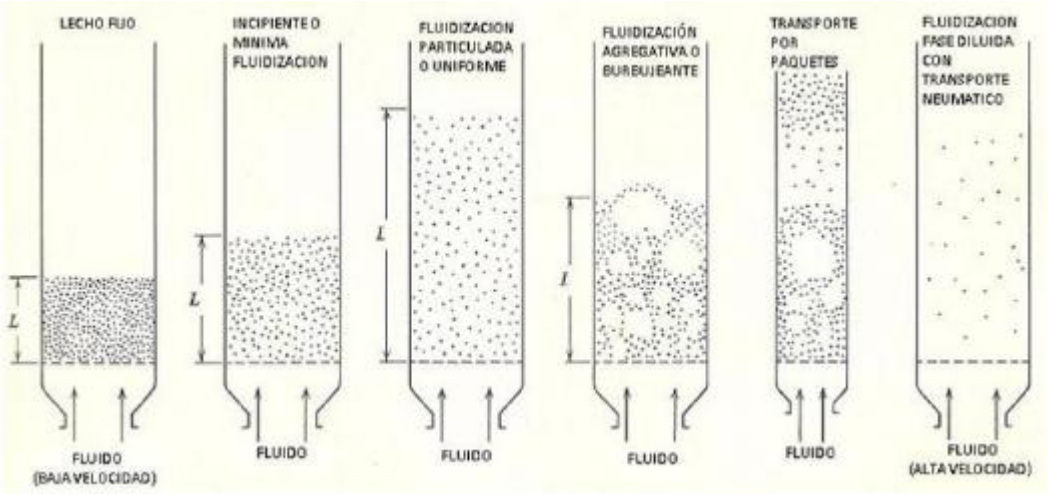


Figura 2-3: Distintos modos de fluidización

2.2.6 Longitud de aceleración

La longitud de aceleración es la distancia necesaria para que las partículas sólidas alcancen su velocidad terminal dentro de la tubería.

Cuando el material es introducido desde reposo, las partículas requieren un tramo inicial para alcanzar la velocidad del flujo de aire. Este parámetro influye en el diseño del sistema de alimentación y en la ubicación de los accesorios (codos, válvulas, uniones).

2.2.7 Permeabilidad

La permeabilidad expresa la capacidad de un material para permitir el paso de un fluido a través de su estructura sin alterar su configuración interna. De esta forma, un material se considera permeable cuando deja atravesar una cantidad apreciable de fluido en un tiempo determinado; si la cantidad es despreciable, se lo considera impermeable.

2.2.8 Velocidad superficial del aire.

La velocidad superficial del aire es la velocidad de referencia del gas dentro del conducto, sin considerar la presencia de partículas sólidas. Se la utiliza para determinar la velocidad de transporte efectiva y los coeficientes de fricción en los cálculos de pérdida de carga.

2.2.9 Saltación

La saltación describe el proceso mediante el cual las partículas comienzan a depositarse en el fondo de una tubería horizontal cuando la velocidad del aire cae por debajo del valor mínimo de suspensión. Por lo tanto, la velocidad de saltación es la velocidad mínima de operación para mantener el régimen de transporte en fase diluida.

2.2.10 Choking

El fenómeno de choking (bloqueo) se presenta principalmente en tuberías verticales. Este ocurre cuando las partículas cercanas a la pared invierten su movimiento y comienzan a descender, provocando una acumulación progresiva del material hasta obstruir la línea de transporte.

En operación continua, este efecto puede ser muy perjudicial, causando pérdidas de capacidad o interrupciones en el flujo, por lo que debe evitarse mediante una selección adecuada de la velocidad del gas y del caudal de alimentación.

2.3 Clasificación de los transportadores neumáticos

De acuerdo con la bibliografía consultada [1], los sistemas de transporte neumático pueden clasificarse en función de la presión de operación y del régimen de flujo en dos categorías principales:

- Transporte en fase diluida.
- Transporte en fase densa.

Cada tipo presenta principios de funcionamiento y combinaciones particulares **Figura 2-4**, según el método empleado para el movimiento del aire y la alimentación del material.

En este apartado se van a analizar las configuraciones más utilizadas en la industria. Como ser los sistemas de succión (presión negativa) y sistemas de impulsión (presión positiva), así como los sistemas combinados, que integran ambas modalidades.

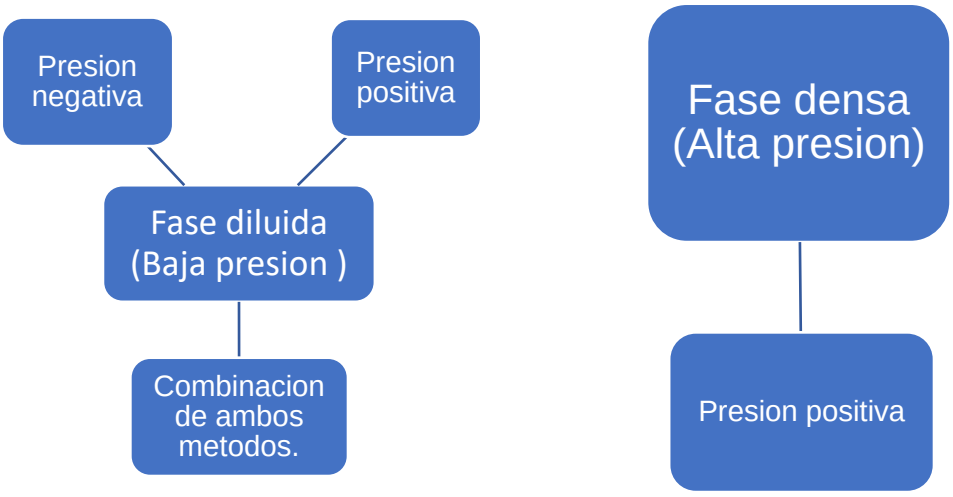


Figura 2-4: Clasificación de transporte neumático.

2.3.1 Transporte por succión en fase diluida

El transporte por succión, también llamado sistema de presión negativa, se emplea comúnmente para extraer material desde múltiples puntos hacia un solo destino **Figura 2-5**.

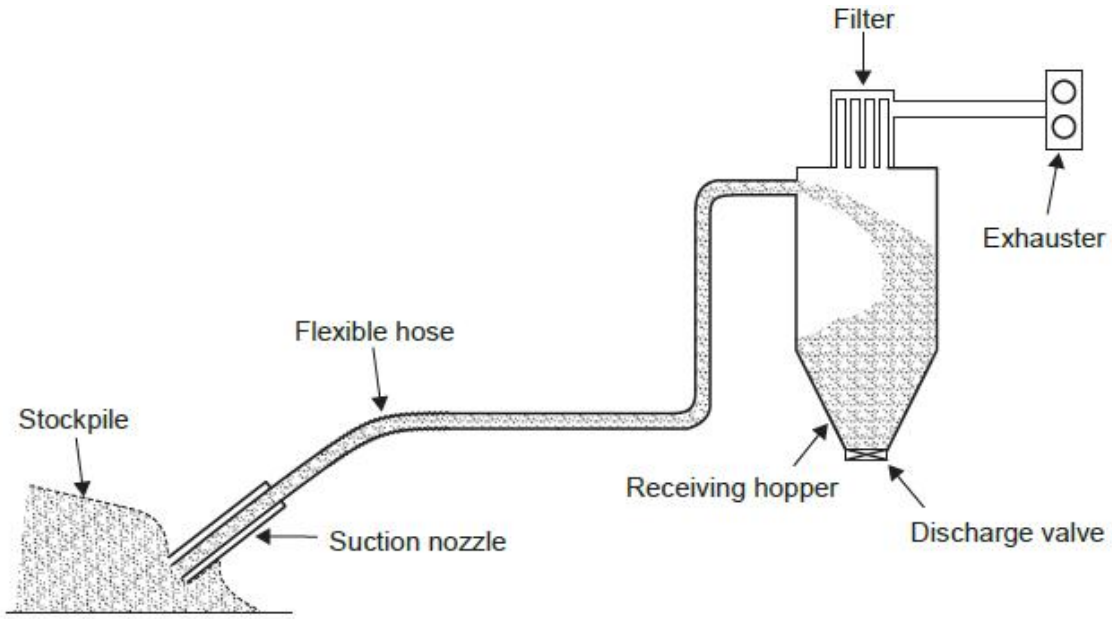


Figura 2-5: Esquema de un sistema de transporte por succión en fase diluida.

En este tipo de sistema, la presión en la línea de alimentación es ligeramente inferior a la atmosférica, lo que permite aspirar el material y conducirlo a través de la red de tuberías hacia un ciclón o separador. Dado que la diferencia de presión en el punto de carga es mínima, la alimentación desde varias fuentes hacia una línea común no presenta inconvenientes significativos.

Una ventaja importante de este método de transporte es que todas las fugas de aire se producen hacia el interior del sistema, evitando la emisión de partículas al ambiente. Esto es especialmente beneficioso al manipular materiales tóxicos, inflamables o explosivos, ya que reduce el riesgo de contaminación o ignición.

Sin embargo, debido a que el aire de transporte pasa a través del impulsor o extractor, es fundamental proteger la turbina o soplante frente a posibles fallas en los filtros del sistema de separación gas-sólido, ya que la entrada accidental de partículas puede causar daños mecánicos.

2.3.2 Transporte por presión positiva en fase diluida

El transporte por presión positiva constituye la modalidad más frecuente en la industria.

En este tipo de sistema, el aire comprimido es impulsado a través de una red de tuberías, empujando el material hacia uno o varios puntos de descarga a presión atmosférica **Figura 2-*6***.

Una de las principales dificultades de esta configuración es la alimentación del material a la línea presurizada, ya que el aire tiende a escapar por los dispositivos de carga. Para evitar esto se utilizan diferentes métodos de alimentación, entre los cuales se destacan las válvulas rotativas, los inyectores tipo Venturi, los tornillos dosificadores y los tanques de soplado.

Los dispositivos dosificadores se seleccionan según el tipo de material, la presión de trabajo y la capacidad de transporte requerida.

Los sistemas de presión positiva permiten la distribución del material hacia múltiples puntos de descarga mediante válvulas desviadoras, esto facilita la alimentación de distintos silos o tolvas.

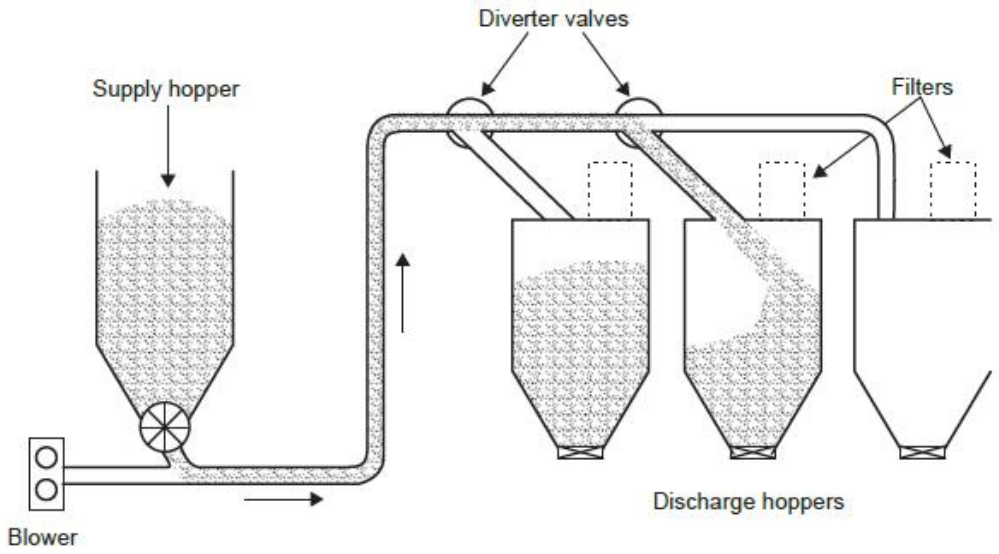


Figura 2- 6: Esquema de un sistema de transporte por presión positiva en fase diluida.

2.3.3 Transporte combinado

Los sistemas combinados integran, en una misma instalación, las ventajas de los sistemas por succión y los sistemas por presión positiva.

En estas configuraciones, el material se aspira mediante presión negativa desde la zona de carga y, tras pasar por un ciclón separador o una válvula intermedia, se reinyecta al circuito de presión positiva para continuar su transporte hacia el destino final.

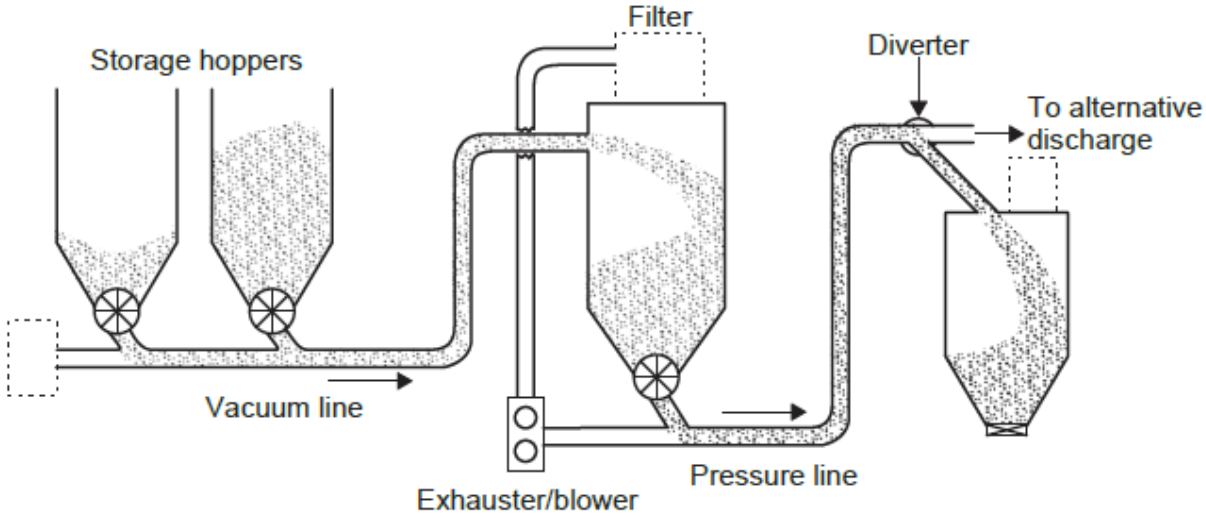


Figura 2- 7: Esquema de un sistema combinado de succión e impulsión.

Este tipo de sistemas se utiliza principalmente cuando se requiere cubrir distancias mayores o dividir el proceso en etapas.

Aunque el transporte neumático en general presenta limitaciones en alcance frente a otros métodos de transporte, la combinación de etapas de vacío y presión permite incrementar la eficiencia del recorrido total manteniendo la versatilidad del sistema.

2.4 Componentes de un sistema de transporte neumático.

Los transportadores neumáticos de cereal se caracterizan por su simplicidad constructiva y el reducido número de partes móviles, lo que facilita el mantenimiento y aumenta su fiabilidad operativa.

En su configuración básica, un sistema de este tipo está compuesto por los siguientes elementos:

- Una fuente de aire comprimido (soplador, ventilador o compresor), que genera la corriente de gas.

- Un dispositivo dosificador (válvula rotativa, Venturi, etc.), encargado de introducir el cereal en el flujo de aire sin comprometer la estanqueidad del sistema.
- Una red de tuberías o mangueras flexibles, por donde circula la mezcla sólido-fluido.
- Un separador ciclónico o cámara de sedimentación, que decanta el grano y devuelve el aire limpio al ambiente o al circuito.

También pueden incorporarse válvulas desviadoras, que permiten modificar el recorrido del producto y dirigirlo hacia distintos puntos de carga o descarga.

2.4.1 Dispositivos de separación gas-sólido

Los dispositivos de separación cumplen dos funciones esenciales:

- Recuperar la mayor cantidad posible de material transportado.
- Minimizar la emisión de polvo o partículas hacia el entorno.

La selección del tipo de separador depende en primera medida del tamaño de partícula y del caudal de aire, estos parámetros determinan la eficiencia y el tipo de dispositivo más adecuado.

- **2.4.1.1 Mecanismos de separación**

Cuando el material está formado por partículas grandes y pesadas, sin presencia significativa de polvo fino, puede recolectarse simplemente en un contenedor de decantación, donde el sólido cae por gravedad y el gas se extrae por un respiradero.

Cuando se trata de partículas más pequeñas, se recurre a la inducción de movimiento rotacional en la corriente gas-sólido, generando fuerzas centrífugas que separan las partículas hacia las paredes del dispositivo. Este principio constituye la base de los separadores ciclónicos. En un ciclón de flujo inverso, el gas se introduce tangencialmente en la parte superior cilíndrica, creando un vórtice descendente **Figura 2- 8**.

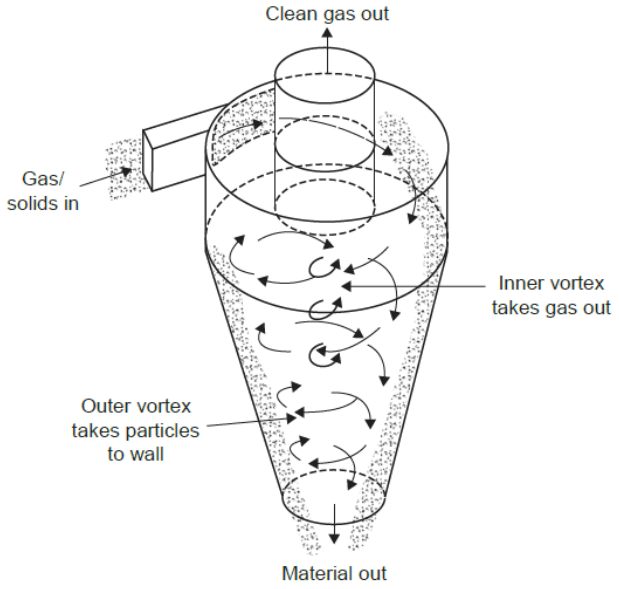


Figura 2- 8: Ciclón separador de flujo inverso

Las partículas migran hacia el exterior y descienden hasta la salida inferior cónica, mientras que el gas limpio invierte su dirección y sale por el conducto axial superior.

- **2.4.1.2 Cámaras de sedimentación por gravedad**

El dispositivo más simple de separación es la cámara de sedimentación por gravedad, se trata de reducir la velocidad de la corriente gas-sólido y se aumenta el tiempo de residencia, favoreciendo que las partículas se depositen por efecto gravitacional.

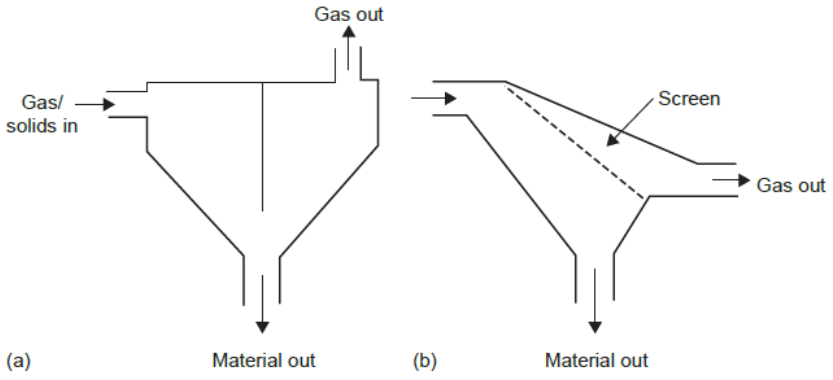


Figura 2- 9: Cámara de sedimentación por gravedad.

Este tipo de cámara se utiliza en sistemas de baja carga másica o como etapa previa a un ciclón o filtro de alta eficiencia.

2.4.2 Diseño y dimensiones típicas de ciclones

Las dimensiones de un ciclón dependen de la naturaleza del material y del nivel de eficiencia requerido. Los ciclones de alta eficiencia poseen una entrada estrecha y una salida de gas más reducida, esto aumenta la velocidad tangencial y mejora la separación de partículas finas.

En cambio, los ciclones de alta capacidad tienen secciones mayores y menores pérdidas de carga, aunque su eficiencia es inferior.

En aplicaciones industriales, se evita el uso de ciclones de gran diámetro y se prefieren múltiples unidades pequeñas en paralelo, lo que mejora el rendimiento global.

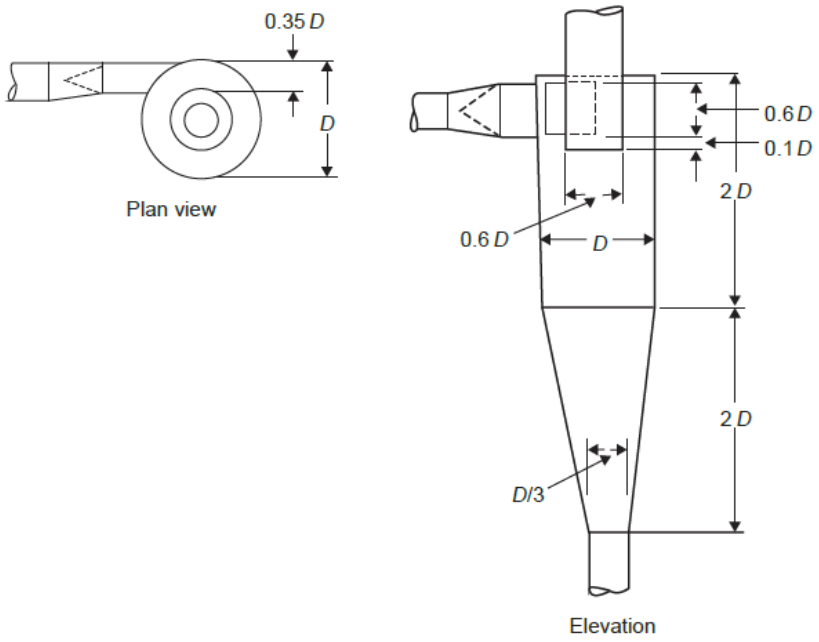


Figura 2- 10: Ciclones de alta eficiencia, alta capacidad y convencional.

2.4.3 Válvulas dosificadoras

La válvula rotativa o esclusa de aire es el dispositivo más común para la alimentación de material en las líneas de transporte **Figura 2- 11**.

Está compuesta por un rotor de álabes que gira dentro de una carcasa fija, dividiendo el flujo en cavidades que se llenan y vacían cíclicamente.

Su función principal es mantener la estanqueidad del sistema mientras dosifica el material hacia el flujo de aire.

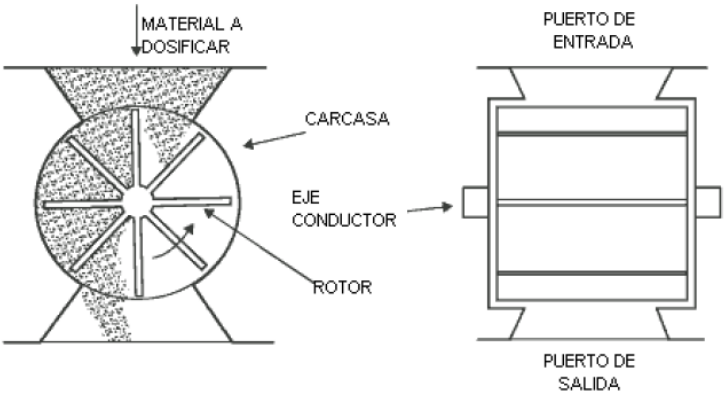


Figura 2- 11: Esquema conceptual de funcionamiento de una válvula dosificadora.

- **2.4.3.1 Desgaste y fugas**

Debido a la naturaleza del mecanismo de alimentación, las válvulas rotativas son más adecuadas para el manejo de materiales relativamente poco abrasivos. Esto se debe a que, cuando se emplean en sistemas de presión positiva, la diferencia de presión entre la cámara de alimentación y la línea de transporte, sumada a la holgura necesaria entre las palas del rotor y la carcasa, provoca una fuga parcial de aire a través del dispositivo.

Debido a esto, el desgaste no solo se origina por fricción mecánica convencional, sino también por erosión debida a la corriente de aire que se fuga, ya que arrastra partículas a gran velocidad a través de las holguras.

En un sistema de transporte neumático de presión positiva, las fugas de aire se producen inevitablemente en tres zonas principales:

- A través de los bolsillos vacíos del rotor durante su retorno.
- Mediante las holguras entre las puntas de las palas y la carcasa.
- A través de los espacios laterales entre las palas y las tapas de la carcasa.

La **Figura 2- 12** ilustra los flujos de aire y las rutas típicas por donde fuga el aire en una válvula rotativa que opera en estas condiciones. También se indican los valores relativos de presión para cada región del sistema.

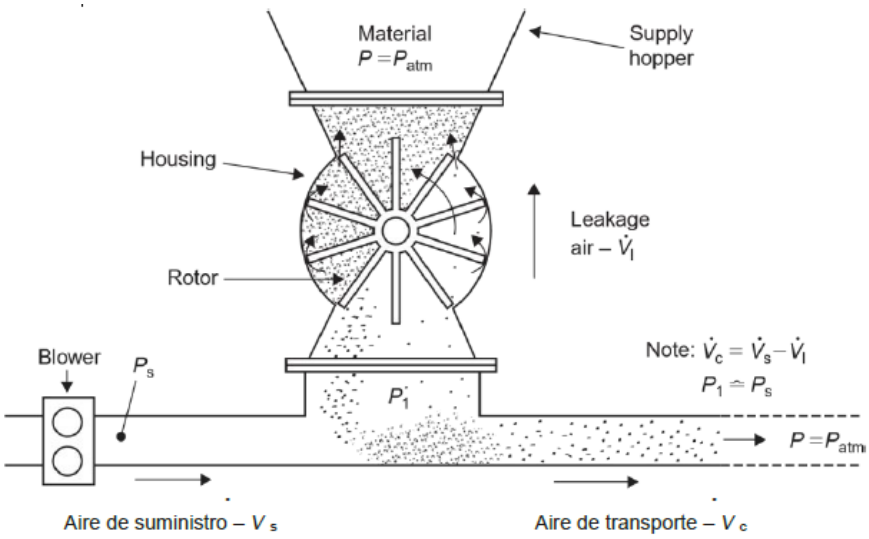


Figura 2- 12: Flujos de aire y rutas de fuga en una válvula rotativa de presión positiva.

El aire que se fuga a través de la válvula reduce la eficiencia global y debe considerarse al dimensionar la capacidad del soplador o compresor.

La mayoría de los fabricantes proporcionan datos experimentales sobre la tasa de fuga de aire de sus válvulas, lo que permite compensar dicha pérdida en el cálculo del caudal total requerido por el equipo.

- **2.4.3.2 Velocidad de alimentación del material**

El caudal volumétrico de una válvula rotativa es proporcional al volumen de desplazamiento del rotor y a su velocidad angular. Para obtener el caudal másico, se multiplica por la densidad aparente del material y por la eficiencia volumétrica de la válvula.

La eficiencia volumétrica depende de varios factores, principalmente de las fugas de aire entre las palas y la carcasa. Cuando el aire se filtra a través de la válvula, puede impedir el flujo del material, provocando que las cavidades del rotor no se llenen completamente, lo que reduce la eficiencia.

Además, las fugas pueden disminuir la densidad aparente del sólido, ya que el aire infiltrado genera un estado fluidizado del material dentro de la tolva. Como consecuencia la densidad aparente fluidizada puede ser significativamente menor que la densidad “tal como se vierte”.

Por este motivo, la eficiencia de una válvula rotativa que alimenta un sistema de presión negativa suele ser mayor que la de una que trabaja en presión positiva, donde las fugas son más notorias.

Otro factor determinante es la velocidad de rotación del rotor. A bajas velocidades (hasta aproximadamente 20 rpm), la eficiencia de llenado se mantiene prácticamente constante, ya que el tiempo disponible para llenar cada cavidad es suficiente. Sin embargo, al aumentar la velocidad de rotación, el tiempo de llenado disminuye y la eficiencia comienza a caer de manera creciente, dando lugar a un comportamiento no lineal del caudal dosificado.

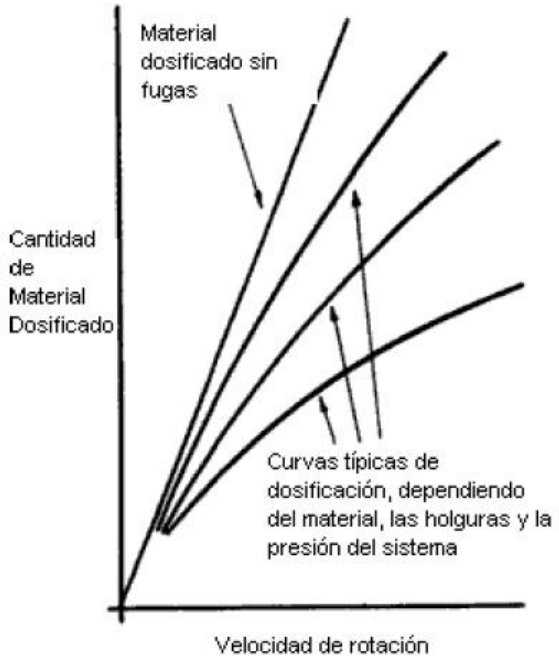


Figura 2-13: Curvas típicas de dosificación de una válvula rotativa en función de la velocidad de rotación.

Se observa en la **Figura 2-13** que la cantidad de material dosificado aumenta con la velocidad del rotor, pero a partir de un cierto punto las fugas y las limitaciones de llenado reducen la pendiente de la curva, alejándose del comportamiento ideal de una válvula sin fugas.

2.4.4 Boquillas de succión

Las boquillas de succión son el punto de ingreso del material en los sistemas de transporte neumático por vacío. Por lo tanto su diseño debe garantizar un flujo de aire suficiente en la zona de entrada, evitando la obstrucción de la línea cuando la boquilla se encuentra parcialmente o totalmente sumergida en el material.

Para lograr una alimentación estable, las boquillas suelen incorporar dos entradas de aire:

- Una primaria, ubicada en el extremo inferior de la boquilla, que facilita el arrastre inicial del material.
- Una secundaria, situada aguas arriba, que estabiliza la corriente de aire y ayuda a mantener la suspensión de las partículas.

Un diseño común es el de la **Figura 2-** 14. Donde el extremo exterior de la boquilla se prolonga mediante un manguito o camisa (sleeve) cuya longitud “a” debe ser suficiente para impedir que el flujo de aire quede cubierto por el material durante el funcionamiento. Asimismo, la altura “b” correspondiente a la profundidad de inmersión en el material, esta debe limitarse para evitar el bloqueo del paso de aire y la formación de tapones dentro de la línea de aspiración.

De este modo, la boquilla permite mantener un caudal uniforme y minimizar las pulsaciones de alimentación, condiciones necesarias para garantizar un transporte continuo y eficiente del cereal aspirado.

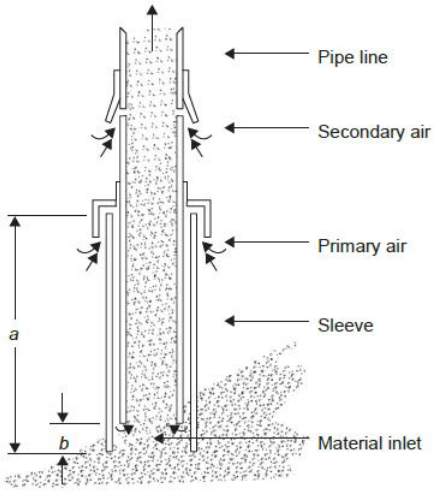


Figura 2- 14: Esquema teórico de una boquilla de succión con alimentación por aire primario y secundario.

2.4.5 Elementos de impulsión

La fuente de aire es el componente esencial del sistema neumático, ya que determina la capacidad y el alcance del transporte. Su selección depende de la distancia, el caudal de material, el diámetro de tubería y la relación másica sólido-gas.

Los elementos impulsores se clasifican en ventiladores, sopladores y compresores.

- **2.4.5.1 Ventiladores**

Los ventiladores constituyen una de las fuentes más utilizadas para generar flujo de aire en sistemas de transporte neumático en fase diluida.

Su principal característica es la capacidad de entregar grandes volúmenes de aire a bajas presiones, lo que los hace adecuados para recorridos cortos o medianos, donde las pérdidas de carga del sistema son limitadas y las posibilidades de obstrucción son mínimas.

El incremento en la tasa de material transportado puede lograrse aumentando el diámetro de la tubería. Teniendo en cuenta que esto también implica la necesidad de un mayor caudal de aire, lo que incrementa la potencia demandada por el ventilador.

La principal desventaja de estos equipos radica en su curva característica de funcionamiento, que suele ser plana o suavemente descendente (***Figura 2-15***).

Esto significa que una pequeña variación en la presión del sistema como ser debido a acumulación de material o a una obstrucción parcial produce una gran variación del caudal entregado. Cuando esto ocurre, el flujo de aire puede ser insuficiente para mantener las partículas en suspensión, generando asentamientos o bloqueos en la línea de transporte.

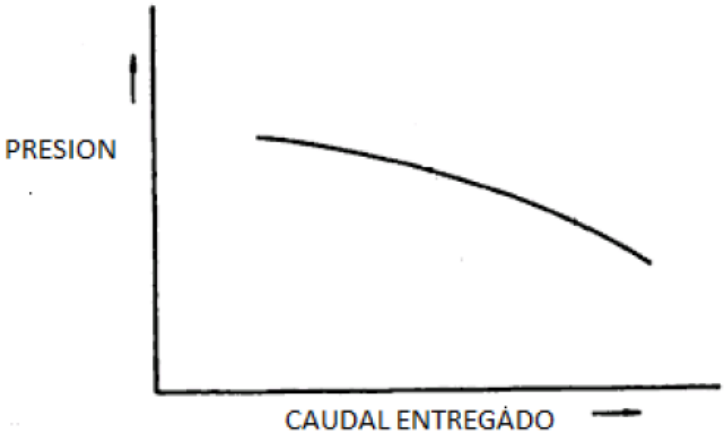


Figura 2-15: Curva característica típica de un ventilador: relación entre presión y caudal entregado.

- **2.4.5.2 Sopladores**

Los sopladores son equipos ampliamente utilizados en sistemas de transporte neumático en fase diluida, especialmente cuando las caídas de presión son moderadas (hasta 1 bar).

Se colocan en un punto intermedio entre los ventiladores de baja presión y gran caudal y los compresores de alta presión y menor caudal.

Su curva característica (**Figura 2-16**) presenta una pendiente pronunciada, lo que nos indica que el caudal entregado varía poco ante cambios en la presión del sistema. Esta propiedad los hace especialmente convenientes para el transporte continuo de materiales sólidos, ya que la probabilidad de obstrucción por disminución del flujo de aire es mucho menor que en el caso de los ventiladores.

Figura 2-16: Curva característica típica de un soplador: relación entre presión y caudal entregado.

Los sopladores son apropiados para sistemas mixtos de presión y vacío, pudiendo trabajar en un rango de presiones relativamente amplio sin comprometer la estabilidad del caudal.

Debido a esta versatilidad, son los equipos más empleados en sistemas de recolección, transporte y limpieza de granos, donde se requiere mantener una velocidad de transporte constante para evitar tanto la caída de partículas como el daño mecánico del cereal.

Entre los tipos más comunes se encuentran los sopladores de lóbulos rotativos, los centrífugos multietapa y los regenerativos, cada uno con características particulares en cuanto a eficiencia, nivel sonoro y mantenimiento.

En general, los sopladores ofrecen bajo nivel de pulsaciones, operación continua y mayor fiabilidad que los ventiladores.

- **2.4.5.3 Compresores**

Los compresores proporcionan presiones medias y altas con grandes caudales de aire, siendo adecuados para sistemas de trabajo pesado.

Algunas configuraciones generan flujos pulsantes o variables, lo que puede requerir amortiguadores de pulsaciones para mantener la estabilidad del sistema.

3 - Variables y condiciones de diseño

3.1 Variables de diseño

En la presente etapa se definen las variables que condicionan el desempeño y la configuración del sistema de recolección y limpieza de cereal. Cada una de ellas influye directamente en las decisiones de dimensionamiento, selección de componentes y criterios de operación del equipo.

- Caudal de trabajo: se establece una capacidad nominal de 20 t/h, suficiente para alcanzar una recuperación diaria de entre 30 y 45 toneladas de cereal.
- Nivel de limpieza alcanzado: se fija un porcentaje máximo de impurezas de 2-3 % en el producto final.
- Manipulabilidad: el sistema debe ser operable por una sola persona, mediante controles simples e intuitivos, reduciendo la necesidad de maniobras manuales.
- Portabilidad: el equipo debe poder montarse sobre un vehículo y trasladarse fácilmente, permitiendo su uso en diferentes entornos sin requerir equipos auxiliares.
- Adaptabilidad de descarga: el cereal limpio debe poder descargarse en tolvas, camiones o sistemas de transporte posteriores, asegurando flexibilidad operativa.
- Fuente de alimentación: se prioriza una fuente energética autónoma (motor propio o toma de fuerza), buscando eficiencia y facilidad de conexión.
- Mantenibilidad: el diseño debe facilitar la limpieza, inspección y reemplazo de componentes, reduciendo al mínimo el tiempo de parada.
- Eficiencia energética: se busca una relación favorable entre energía consumida y cantidad de grano recuperado, optimizando el rendimiento global del sistema.
- Humedad del cereal: se considera como una variable crítica, ya que afecta la adherencia de impurezas y la facilidad de transporte neumático.

- Mecanismo de levante: se adopta un sistema de succión, capaz de recolectar el material derramado sin necesidad de trabajo manual y con bajo daño mecánico al grano.

3.2 Condiciones límites

A partir de las variables establecidas, se definen las restricciones de diseño que delimitan el campo de trabajo del sistema, garantizando su funcionamiento seguro y eficiente:

- Seguridad operativa: el equipo debe cumplir con las normas vigentes de higiene y seguridad industrial, evitando riesgos mecánicos, eléctricos o de exposición al polvo para el operario.
- Impacto ambiental: el sistema debe minimizar la emisión de partículas al ambiente y evitar acumulaciones de residuos secundarios, reduciendo el impacto en zonas portuarias.
- Requisitos reglamentarios: se deben respetar las condiciones de recepción de cereal establecidas por SENASA y la Bolsa de Comercio de Rosario, en lo referente a humedad, impurezas y daño de grano.

3.3 Objetivos vinculados al diseño

Los siguientes objetivos guían el desarrollo del diseño del equipo, estableciendo los parámetros de desempeño técnico y funcional esperados:

- Recuperar entre 30 y 45 t/día de cereal derramado.
- Garantizar un nivel de limpieza ≤ 2-3 % de impurezas en el producto final.
- Diseñar un equipo compacto, ergonómico y seguro, apto para operar en condiciones portuarias exigentes.
- Minimizar el daño en los granos, manteniendo un porcentaje de granos quebrados ≤ 2-3 %.
- Optimizar el costo operativo, maximizando la eficiencia energética y la productividad.

- Facilitar el mantenimiento mediante el uso de componentes comerciales estandarizados y fácilmente reemplazables.

4 - Propuestas de solución

4.1 Planteamiento de alternativas

El diseño de un sistema móvil para la recolección y limpieza de cereal puede abordarse mediante distintos enfoques, dependiendo de los recursos disponibles, el grado de automatización deseado y el nivel de eficiencia buscado.

En esta etapa se analizaron tres alternativas, cada una con características, ventajas y limitaciones.

- Propuesta 1 - Sistema de succión con limpieza por zaranda

Esta alternativa propone la recolección del cereal mediante un sistema de succión, que transporta la mezcla de granos e impurezas hacia el interior del equipo.

El material que ingresa atraviesa una zaranda rotativa, la cual realiza la separación mecánica de piedras, terrones y residuos de gran tamaño.

El cereal limpio se descarga posteriormente a través de una válvula rotativa, que garantiza un flujo continuo de material y evita pérdidas de presión en el circuito neumático.

Su principal fortaleza es la versatilidad operativa, ya que puede emplearse en zonas portuarias, silos, zonas de accidentes y con distintos tipos de grano.

Además de todo lo mencionado se suma la facilidad de transporte, representando una solución integral para el problema planteado.

- Propuesta 2 - Sistema de tornillo flexible con limpieza por aire

En esta opción, la recolección del cereal derramado se realiza mediante un tornillo sinfín flexible, que eleva el material hacia un separador neumático donde una corriente de aire remueve las impurezas más livianas.

El sistema se caracteriza por su simplicidad constructiva y menor costo inicial, siendo una alternativa viable para aplicaciones de baja escala.

Sin embargo, presenta limitaciones operativas significativas:

- Alcance reducido, ya que no puede superar grandes distancias.
- Mayor riesgo de daño en el grano, debido a la compresión mecánica entre las hélices y el tubo.
- Escasa adaptabilidad a diferentes escenarios o tipos de superficie.

En consecuencia, aunque representa una opción económica, no resulta adecuada para un sistema móvil de trabajo continuo y de alta capacidad.

❖ Propuesta 3 - Recolección manual con barrido y elevación por chimango

La tercera alternativa plantea un enfoque de bajo costo y escasa complejidad técnica, basado en la recolección manual del cereal con escobas o palas, para luego transferirlo mediante un chimango y efectuar una limpieza por corriente de aire ascendente.

Si bien puede resultar útil en situaciones de emergencia o de pequeño volumen, presenta desventajas críticas:

- Alta dependencia de mano de obra y baja eficiencia operativa.
- Riesgos ergonómicos para los operarios.
- Productividad muy limitada y elevada dispersión de polvo.

Por estas razones, esta opción se considera no viable para un uso sistemático ni para volúmenes significativos de recuperación.

4.2 Evaluación comparativa

Con el fin de seleccionar la propuesta más adecuada, se elaboró una evaluación comparativa de las tres alternativas. Los criterios considerados fueron:

- Capacidad de recuperación: volumen de cereal que cada sistema puede recolectar en un período de tiempo determinado.
- Calidad de limpieza esperada: nivel de reducción de impurezas, tomando como referencia los estándares de condición de cámara.
- Facilidad de uso: grado de ergonomía, intuitividad y necesidad de personal especializado.

- Seguridad operativa: riesgos potenciales para el operario durante el funcionamiento.
- Costo operativo y de mantenimiento: consumo energético, frecuencia de reparaciones y disponibilidad de repuestos.
- Impacto en la calidad del grano: porcentaje de granos quebrados o dañados por cada sistema.

La matriz de ponderación (incluida en el Anexo B - Elección de solución) muestra que la Propuesta 1 obtiene la puntuación más alta en la mayoría de los aspectos evaluados. Se destaca en capacidad de adaptación, eficiencia en la recolección y operación más segura, mientras que la Propuesta 2 obtiene resultados intermedios y la Propuesta 3 resulta claramente limitada frente a los requerimientos del proyecto.

4.3 Elección de la solución final

A partir del análisis comparativo realizado en el apartado anterior, se selecciona la Propuesta 1 - Sistema de succión con limpieza por zaranda como base para el diseño definitivo del equipo de recolección y limpieza de cereal.

Es importante señalar que los resultados obtenidos corresponden a una evaluación teórica, orientada a establecer objetivos de diseño.

Si bien se espera alcanzar un nivel de limpieza del 2-3 % de impurezas y un bajo porcentaje de grano quebrado, dichos valores deben considerarse como metas proyectadas, sujetas a verificación experimental en posibles futuras etapas.

Entre las ventajas más relevantes de la propuesta seleccionada se destacan:

- Alta versatilidad, permitiendo operar en distintos entornos: puertos, rutas, áreas de carga y descarga.
- Mayor autonomía, al poder ser transportado sobre una plataforma autopropulsada o remolcable.
- Adaptabilidad a diferentes tipos de cereal, gracias a la acción combinada del sistema de succión y la zaranda rotativa.
- Posibilidad de ampliación de capacidad, mediante ajustes en el diámetro de las mangueras, la potencia de la turbina o la configuración del ciclón.

4.4 Desarrollo de la propuesta

El sistema propuesto opera bajo el principio de transporte neumático en fase diluida por succión, diseñado para recolectar y limpiar cereal derramado en superficies irregulares o de difícil acceso.

El proceso se desarrolla en etapas sucesivas, que garantizan la separación eficiente de impurezas y la conservación de la calidad del grano recuperado.

A continuación, se detalla el funcionamiento de cada etapa y de los principales componentes del sistema, comenzando con una vista general del equipo y su distribución funcional.

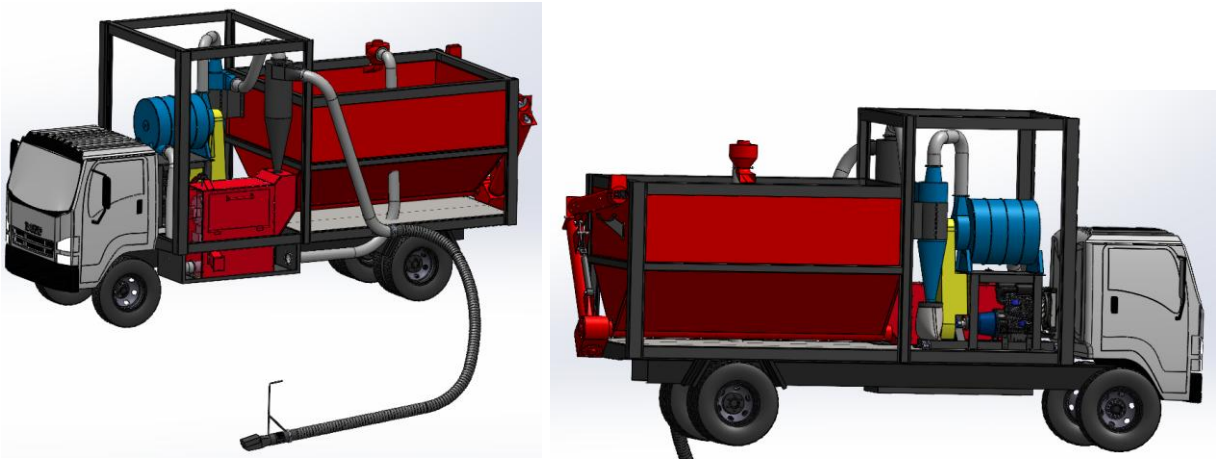


Figura 4-1: Vistas generales del equipo.

La **Figura 4-1** muestra la disposición general del conjunto montado sobre un camión utilizado como plataforma, conformado por los siguientes módulos principales:

- Boquilla de succión y manguera flexible, manipuladas por un operario.
- Ciclón separador principal, encargado de la separación inicial de partículas pesadas.
- Trómel o zaranda rotativa, para la limpieza mecánica.
- Válvula rotativa, que regula la descarga del cereal.
- Turbina centrífuga multietapa, que genera la presión negativa y positiva necesarias para cada etapa del transporte.
- Tolva de almacenamiento, donde se deposita el grano limpio.

4.4.1 Descripción general del equipo

El sistema diseñado está conformado por un circuito neumático de recolección de sólidos en fase diluida, dividido en dos etapas principales: succión y presión.

Ambas actúan de manera coordinada para permitir la recolección, limpieza y posterior traslado del cereal.

La etapa de succión tiene como función aspirar y levantar el cereal depositado en el suelo.

El proceso comienza en la boquilla de aspiración, donde el flujo de aire arrastra el material hacia el interior del sistema a través de una manguera flexible, conectada posteriormente a la cañería principal. Este conducto dirige el cereal hacia el primer ciclón separador, cuya función es separar el aire del sólido.

Mediante un conjunto de conexiones cuidadosamente diseñadas, el cereal separado se conduce hacia una zaranda rotativa, encargada de retener las partículas de mayor tamaño y permitir el paso de los granos.

A partir de este punto, el flujo del material se divide en dos caminos:

- Los materiales de mayor tamaño, no deseados para el proceso, se desplazan hasta el extremo de la zaranda y caen en un compartimiento de descarte.
- El material que atraviesa la malla de la zaranda es dirigido hacia la válvula rotativa, la cual cumple una doble función: sellar la línea neumática y dosificar el cereal hacia el sistema Venturi.

A través del Venturi, el cereal ingresa a la etapa de presión, donde se mezcla nuevamente con el flujo de aire generado por la turbina.

De esta manera, el material limpio es transportado hasta la tolva de acumulación final, desde donde puede ser descargado o transferido hacia el medio de almacenamiento o transporte que se desee.

En cuanto al flujo de aire, luego de la separación principal en el ciclón, el aire cargado de partículas finas continúa su recorrido hacia un segundo ciclón, dimensionado para retener las partículas de menor tamaño.

Desde allí, el aire limpio se dirige hacia la entrada de la turbina, la cual está accionada mediante un sistema de poleas y correas conectadas a un motor diésel de combustión interna.

El sistema de transmisión parte desde el cigüeñal del motor, pasando por un embrague mecánico que permite acoplar o desacoplar la turbina, y finaliza en un acoplamiento elástico encargado de absorber las posibles desalineaciones entre el eje del motor y el eje portapolea de la turbina.

El motor cuenta con un panel de control desde el cual se regulan los parámetros de funcionamiento y seguridad del sistema.

Además, el equipo cuenta con un circuito hidráulico auxiliar, destinado a accionar los mecanismos secundarios.

Si bien en esta etapa se seleccionaron los motores hidráulicos correspondientes a la válvula rotativa y a la zaranda, se prevé que el sistema cuente con una central hidráulica alimentada por una bomba montada sobre el motor principal.

Existen diversas configuraciones posibles para comandar este circuito, ya que además de los motores mencionados, podría accionar los sinfines de descarga de la tolva, así como el pistón hidráulico del tubo de descarga y la compuerta tipo guillotina.

Cabe mencionar que, al tratarse de una plataforma montada sobre un camión, existe la posibilidad de incorporar una bomba hidráulica en la carcasa de la caja de cambios, lo cual permitiría independizar el circuito hidráulico de la descarga de la tolva.

Estos últimos componentes no fueron modelados en detalle, dado que su funcionamiento es similar al de una tolva autodescargable convencional, utilizada comúnmente en el ámbito agrícola, y se consideró fuera del alcance principal del proyecto.

4.4.2 Descripción detallada del equipo

- Boquilla de succión del sistema

La boquilla de succión **Figura 4-2** constituye el punto inicial del proceso, encargándose de aspirar el cereal depositado en el suelo y dirigirlo hacia la manguera flexible del sistema. Su diseño permite regular la entrada de aire auxiliar mediante ranuras ajustables, lo que posibilita mantener una depresión uniforme y evitar la obturación cuando opera próxima al suelo.

En la parte frontal incorpora varillas protectoras o púas, cuya función es impedir el ingreso de objetos grandes o desechos (tales como bolsas o botellas) que podrían obstruir el sistema neumático.

Además, dispone de una tapa ajustable que permite modificar el área efectiva de ingreso del material, adaptando el caudal de aspiración según las condiciones de trabajo.

El conjunto cuenta con un mango para poder maniobrar, facilitando el control por parte del operario, y una conexión desmontable de acople rápido que permite su desmontaje y limpieza sin herramientas especiales.

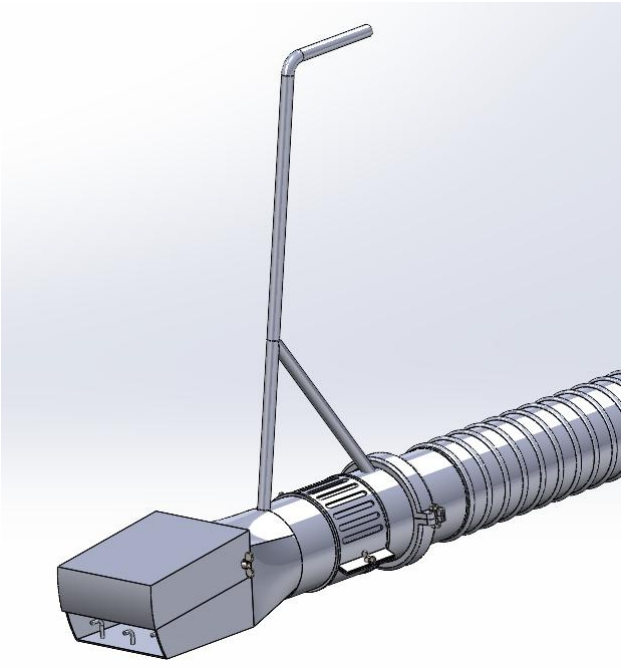


Figura 4-2: Boquilla de succión (SolidWorks)

- Ciclón separador principal

El ciclón separador principal tiene la función de separar el aire del cereal aspirado mediante el efecto centrífugo generado por su entrada tangencial **Figura 2- 8**.

El flujo de mezcla aire-sólido, proveniente de la manguera de succión, ingresa lateralmente al ciclón, donde se produce un vórtice descendente que obliga al cereal a desplazarse hacia las paredes internas del cuerpo del ciclón. En esta zona, las partículas pierden velocidad

progresivamente y descienden por gravedad hacia el cono inferior del ciclón, donde son recolectadas y enviadas a la siguiente etapa del proceso.

El aire limpio asciende por el eje central del vórtice y continúa su recorrido hacia las etapas posteriores del sistema neumático.

En la **Figura 4-3** se visualiza el principio de funcionamiento descrito y la configuración final del ciclón ensamblado dentro del equipo.

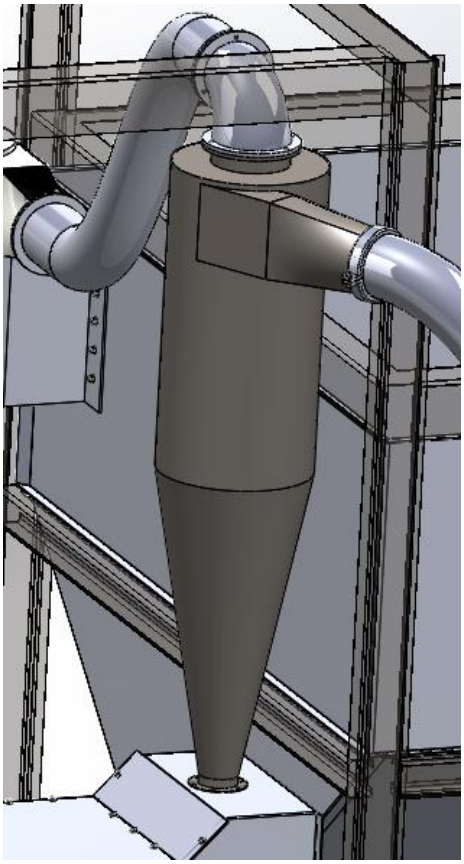


Figura 4-3: Ciclón separador principal (SolidWorks).

- Integración del ciclón con la cámara presurizada y la zaranda rotativa

En la **Figura 4-4** se observa el diseño desde una vista lateral de la cámara presurizada, donde se aprecia la disposición interna de los componentes que la integran.

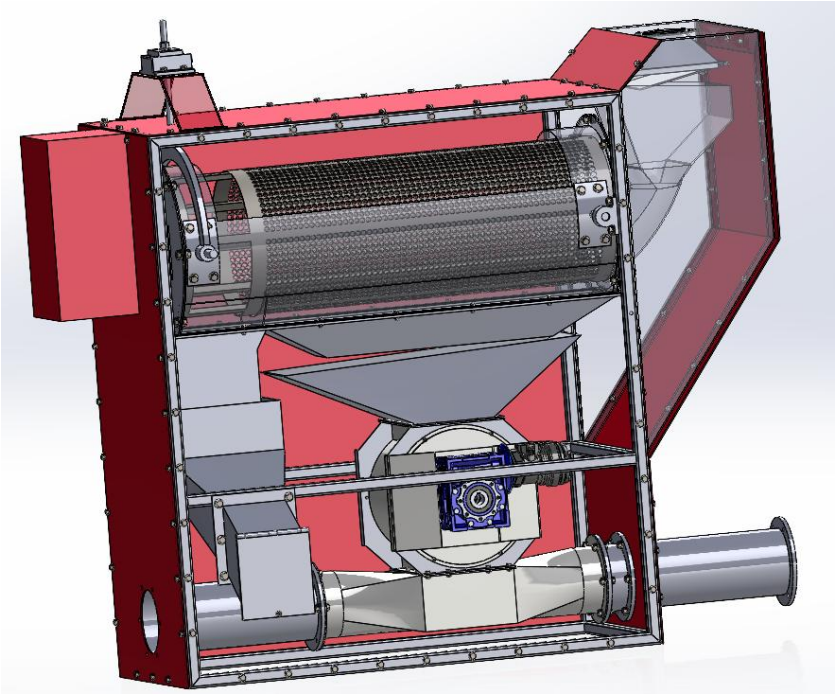
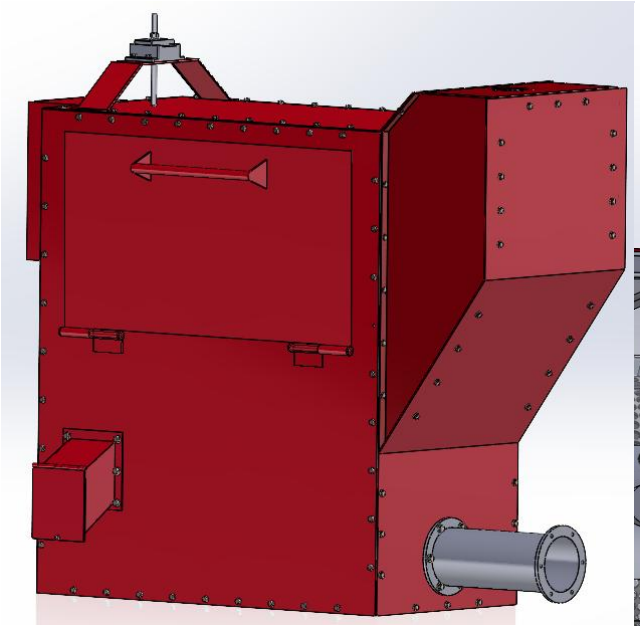


Figura 4-4: Cámara presurizada y disposición de componentes (SolidWorks).

El ciclón separador principal no descarga el cereal directamente sobre la válvula rotativa, sino hacia una cámara presurizada que alberga la zaranda rotativa.

Dentro de este recinto se dispone un sistema de conductos internos que direccionan el flujo del material, garantizando una transición ordenada entre el ciclón, la zaranda y la válvula rotativa (ver **Figura 4-5** y **Figura 4-6**).



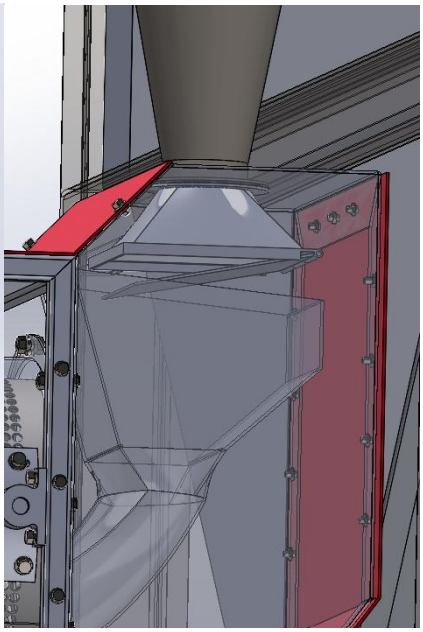


Figura 4-5: Cámara presurizada. **Figura 4-6:** Unión ciclón-zaranda

Esta configuración permite realizar una prelimpieza del cereal, separando impurezas gruesas y finas antes de la dosificación hacia la etapa de presión. Su objetivo principal es proteger la válvula rotativa, mejorar la eficiencia general del sistema y evitar el ingreso de partículas no deseadas al circuito neumático.

En la base del ciclón se incorporó una bandeja invertida con tapa de cierre, cuya función es restringir la aspiración por la parte inferior del ciclón principal durante el arranque del sistema. La tapa está equipada con un resorte calibrado que mantiene el cierre hasta acumular una cierta cantidad de cereal; una vez alcanzado el peso correspondiente, el resorte cede y el material fluye libremente hacia la zaranda.

De esta forma, se garantiza que la succión inicial se produzca únicamente por la boquilla de aspiración, evitando pérdidas de depresión y asegurando un flujo estable y controlado desde el inicio de la operación.

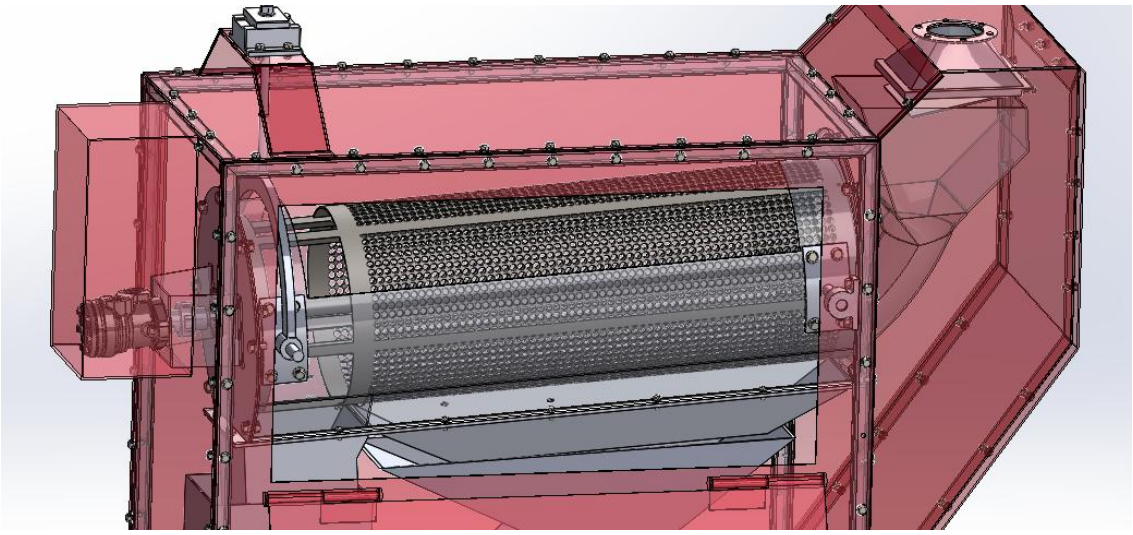


Figura 4-7: Cierre inferior de la zaranda presurizada (SolidWorks).

La zaranda rotativa se encuentra alojada dentro de la cámara presurizada, compartiendo el recinto con la válvula rotativa.

Este diseño permite mantener el equilibrio de presiones entre la descarga del ciclón y la entrada de la válvula, reduciendo el riesgo de reflujo de aire y optimizando la transición del cereal entre etapas.

La cámara contiene las unidades intermedias de separación y regulación del sistema, conformadas por la zaranda rotativa y la válvula rotativa.

El cereal proveniente del ciclón ingresa por la parte superior, cayendo sobre la malla perforada de la zaranda, la cual gira mediante un motor hidráulico acoplado a su eje.

Este conjunto realiza una prelimpieza mecánica, separando impurezas gruesas o cuerpos extraños del cereal. El grano que atraviesa la zaranda es conducido mediante una bandeja de guiado hacia la boca de entrada de la válvula rotativa (**Figura 4-8**).

Dicha válvula dosifica el material y mantiene el sello neumático, evitando fugas de aire entre las etapas de succión y presión.

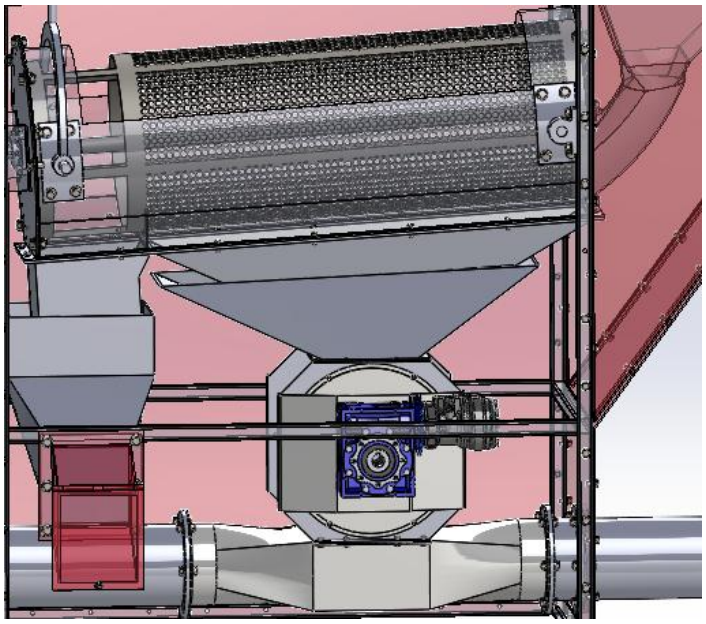


Figura 4-8: Unión zaranda-válvula rotativa (SolidWorks).

La cámara presurizada dispone de tapas desmontables para inspección y limpieza, y de regulaciones mecánicas, como ser el ángulo de inclinación de la zaranda, que permiten ajustar el grado de separación según el tipo de cereal que se esté trabajando.

Los componentes complementarios de la cámara no se detallan individualmente, ya que su función se comprende a partir de la descripción del funcionamiento general y su presencia puede observarse claramente en el conjunto final modelado.

5- Cálculo de un sistema de transporte neumático.

Concluido el análisis de las alternativas presentadas en el capítulo anterior, en este apartado se desarrolla el diseño y dimensionamiento del sistema seleccionado, correspondiente al equipo de recolección y limpieza de cereal derramado.

El proceso de cálculo comprende el dimensionamiento funcional, el diseño mecánico de los componentes principales y la verificación de las condiciones de operación del sistema neumático.

A partir de estos resultados se realiza posteriormente la selección de los componentes comerciales que integran el conjunto, garantizando su correcto funcionamiento y la coherencia entre las distintas etapas de succión, limpieza y transporte.

5.1 Requerimientos para el diseño

Para el desarrollo del sistema de transporte neumático se definen los parámetros de entrada que condicionan el dimensionamiento y cálculo del equipo.

Estos valores representan las condiciones de diseño base obtenidas a partir del planteamiento de la problemática y de los objetivos de desempeño del sistema.

Datos generales del sistema:

- Capacidad de recolección de 20t/h.
- Volumen de la tolva de transporte 10000 L.

Distancias de transporte:

  - Etapa de succión: longitud horizontal 26 m y longitud vertical 8 m.
  - Etapa de presión: longitud horizontal 4 m y longitud vertical 8 m.

Propiedades del material transportado:

El diseño se realizará tomando como base el maíz, considerado el caso más desfavorable por su tamaño y densidad.

- Diámetro del grano de maíz 0.009 m.
- Densidad real 1250-1350 kg/m3
- Densidad aparente 720-780 Kg/m3

Fluido de transporte (aire): Densidad 1.21 Kg/m3.

5.2 Diseño del ciclón

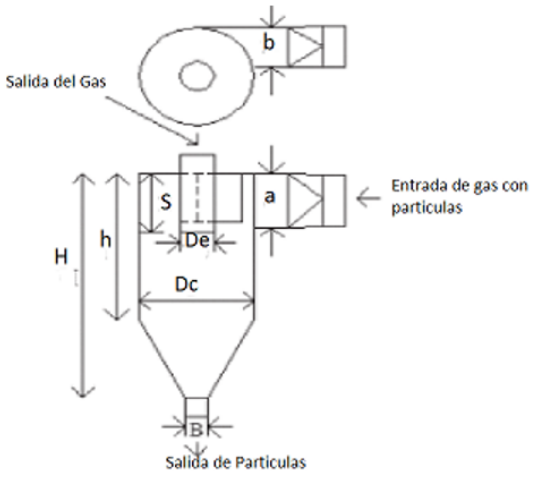
El comportamiento de los separadores ciclónicos depende fundamentalmente de dos variables:

- Velocidad del gas en la entrada del ciclón.
- Tamaño característico de las partículas a separar.

A partir de estas dos condiciones se selecciona la familia de ciclones que mejor se adapta a las características del proceso y del material transportado.

En este caso, dado que el sistema está destinado a manipular partículas de tamaño medio a grande, como granos de maíz, se opta por emplear ciclones de la familia convencional, los cuales presentan un comportamiento estable y eficiente en este rango de tamaños de partículas.

Dentro de dicha familia, se seleccionan los ciclones con entrada tangencial y salida axial tipo Zenz (**Figura 5-1**), ampliamente utilizados en aplicaciones industriales por su simplicidad constructiva, baja pérdida de carga y buena eficiencia de separación para sólidos de densidad media-alta.



Dimensión	Descripción
a	Altura de la entrada de gas
b	Ancho de la entrada de gas
S	Longitud del tubo de salida
De	Diámetro del tubo de salida
h	Altura del cuerpo cilíndrico
H	Altura tota del ciclón
B	Diámetro de salida para las partículas solidas

Figura 5-1: Dimensiones generales de un ciclón tipo convencional (basado en diseño Zenz).

5.2.1 Diseño geométrico del ciclón principal

Para el dimensionamiento del ciclón el primer paso es determinar su diámetro, para ello se hace uso de la ecuación 1 la cual define el área de entrada del ciclón para posteriormente obtener el diámetro.

$$A_{ec} = \frac{\dot{Q}}{V_e} \tag{1}$$

Donde:

$A_{ec} = Area\ de\ entrada\ del\ ciclon\ [m]$

$\dot{Q} = Caudal\ de\ aire\ [m^3/h]$

$V_e = Velocidad\ del\ fluido\ (aire)\ [m/s]$

Para el dimensionamiento del sistema de transporte neumático en fase diluida, fue necesario seleccionar una velocidad del aire que garantice el arrastre eficiente y continuo de las partículas (cereal), evitando sedimentaciones, pérdidas de carga excesivas o daño mecánico.

Según lo indicado por David Mills [1] en la Guía de diseño de transporte neumático, la velocidad de las partículas en suspensión suele ser inferior a la del aire, con relaciones de

deslizamiento típicas del 70 % al 80 %. En base a esto, la bibliografía establece como referencia velocidades de 12 a 16 m/s e incluso mayores dependiendo del tamaño de la partícula (Para los cálculos se utilizó una velocidad $C_1 = 16\ m/s$).

Para asegurar el arrastre adecuado en fase diluida, se adoptó una velocidad del aire 20 % superior a la velocidad de la partícula. De este modo se obtiene:

$$V_e = 1.2 * C_p \tag{2}$$

$C_p = Velocidad\ de\ la\ particula\ [m/s]$

6.2.1.1 Calculo del caudal de aire de entrada al ciclón

Para determinar el caudal de aire se utiliza las siguientes ecuaciones las cuales se combinan.

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}}{\phi} \tag{3}$$

$$\dot{Q} = \frac{\dot{m}_a}{\rho} \tag{4}$$

Donde:

$\dot{m}_a = Flujo\ masico\ del\ aire\ [Kg/h]$

$\dot{m} = Flujo\ masico\ del\ cereal\ [Kg/h]$

$\rho = Densidad\ del\ aire\ [Kg/m^3]$

$\phi = Relacion\ \ masica$

Para determinar los diámetros de cañería adecuados en el sistema de transporte neumático, se partió del conocimiento del flujo de material sólido a recolectar (flujo másico de cereal).

A partir de ese valor se procedió de la siguiente manera:

- Selección de cañerías de diámetro estandarizado, dentro de los disponibles comercialmente (luego se verificará el área de la cañería seleccionada para obtener un transporte en fase diluida).

- Estimación de la velocidad de transporte del cereal (C1), asegurando que se mantuviera dentro del rango adecuado para un transporte en fase diluida, de acuerdo al tipo (maíz, soja, trigo).

Ahora igualando las ecuaciones 2 y 3 obtenemos:

$$\dot{Q} * \rho = \frac{\dot{m}}{\phi} \tag{5}$$

Despejando ϕ:

$$\phi = \frac{\dot{m}}{\dot{Q} * \rho} \tag{6}$$

Si de la ecuación 1 despejamos $\dot{Q}$:

$$\dot{Q} = V_e * A_{ec} \tag{7}$$

Ahora si reemplazamos 7 en 6

$$\phi = \frac{\dot{m}}{(\frac{A_{ec}}{V_e}) * \rho} \tag{8}$$

Se reemplazará en la ecuación 7 con los valores que conocemos para poder obtener la relación másica.

$$\phi = \frac{5.55 Kg/s}{\left(19.2 \frac{m}{s} * 0.0201 m^2\right) * 1.21 Kg/m^3} = 11.882 \tag{9}$$

Para el transporte en fase diluida, los valores máximos de la relación de carga de solidos que se pueden alcanzar es del orden de 15, según lo recomendado por el autor. Este valor puede ser superior si la distancia a transportar es corta. En nuestro caso el valor es significativamente menor, lo que nos garantiza un transporte en fase diluida.

Una vez garantizado el transporte en fase diluida podemos decir que:

- $\phi = 11.882$ lo cual nos garantiza un transporte en fase diluida ya que es menor a 15.
- $A_{ec} = 0.0201\ m^2$ el cual obtenemos por definir las cañerías. Diámetro interno 160mm.

- $C_1 = 16\, m/s$ velocidad de la partícula, seleccionada del rango admisible.
- $V_e = 1.2 * C_1 = 19.2 \frac{m}{s}$ velocidad del fluido un 20% mayor a la de la partícula.

Con estos valores podemos proceder a realizar el cálculo dimensional del ciclón.

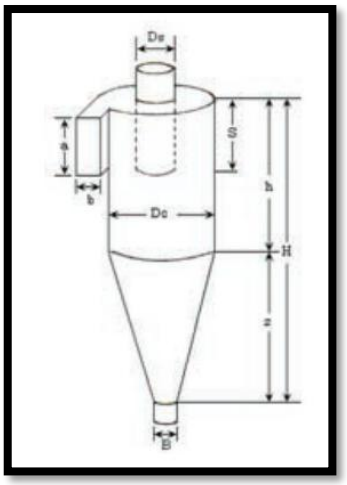


Tabla 3. Características de los ciclones convencionales

Dimensión	Nomenclatura	Tipo de ciclón			
		Lapple	Swift	Peterson-Whitby	Zenz
Diámetro del ciclón	Dc/Dc	1.0	1.0	1.0	1.0
Altura de entrada	a/Dc	0.5	0.5	0.583	0.5
Ancho de entrada	b/Dc	0.25	0.25	0.208	0.25
Altura de salida	S/Dc	0.625	0.6	0.583	0.75
Diámetro de salida	Ds/Dc	0.5	0.5	0.5	0.5
Altura parte cilíndrica	h/Dc	2.0	1.75	1.333	2.0
Altura parte cónica	z/Dc	2.0	2.0	1.837	2.0
Altura total del ciclón	H/Dc	4.0	3.75	3.17	4.0
Diámetro salida partículas	B/Dc	0.25	0.4	0.5	0.25
Factor de configuración	G	402.88	381.79	342.29	425.41
Número cabezas de velocidad	NH	8.0	8.0	7.76	8.0
Número de vórtices	N	6.0	5.5	3.9	6.0

Figura 5-2: Dimensiones típicas de un ciclón tipo Zenz

- Cálculo de diámetro del ciclón principal

Con el área calcula a partir de la selección de la cañería y validada con ϕ. Se procede a calcular el diámetro del ciclón haciendo uso de las siguientes ecuaciones.

$$A_{ec} = a * b \tag{10}$$

$$a = 0.5 * D_c \tag{11}$$

$$b = 0.25 * D_c \tag{12}$$

Reemplazando 11 y 12 en 10 obtenemos finalmente.

$$D_c = \sqrt{8 * A_{ec}} \tag{13}$$

Donde:

$a = Altura\ de\ boquilla\ de\ ingreso\ del\ ciclon\ [m]$

$b = Ancho\ de\ boquilla\ de\ ingreso\ del\ ciclon\ [m]$

$D_c = Diametro\ del\ ciclon\ [m]$

De este modo obtenemos que:

$$D_c = \sqrt{8 * A_{ec}} = \sqrt{8 * 0.0201\ m^2} = 0.401\ m$$

- Repetiremos los cálculos para el ciclón secundario el cual se encargará de separar el particulado fino.

$$A_{ec} = a * b \tag{10}$$

$$a = 0.6 * D_c \tag{11}$$

$$b = 0.35 * D_c \tag{12}$$

Reemplazando 11 y 12 en 10 obtenemos finalmente.

$$D_c = \sqrt{8 * A_{ec}} \tag{13}$$

Donde:

- $a = Altura\ de\ boquilla\ de\ ingreso\ del\ ciclon\ [m]$
- $b = Ancho\ de\ boquilla\ de\ ingreso\ del\ ciclon\ [m]$
- $D_c = Diametro\ del\ ciclon\ [m]$

De este modo obtenemos que:

$$D_c = \sqrt{8 * A_{ec}} = \sqrt{8 * 0.0201\ m^2} = 0.401\ m$$

5.2.2 Dimensiones del ciclón principal y secundario

Obtenido el diámetro del ciclón se procederá a calcular los demás parámetros del ciclón teniendo en cuenta las relaciones para ciclones tipo zenz que se ven en **Figura 5-2** .

Dimensiones del ciclón principal

- Altura de la boquilla de entrada del ciclón

$$a = 0.5 * D_c = 0.201\, m$$

- Ancho de la boquilla de entrada del ciclón

$$b = 0.25 * D_c = 0.100\, m$$

- Altura cilíndrica

$$h = 2 * D_c = 0.802\, m$$

- Altura del cono

$$z = 2 * D_c = 0.802\, m$$

- Altura del total del ciclón

$$H = 4 * D_c = 1.604\, m$$

- Altura de penetración de salida del aire

$$S = 0.75 * D_c = 0.301\, m$$

- Salida de cereal inferior

$$B = 0.25 * D_c = 0.100\, m$$

- Diámetro de aire superior

$$D_s = 0.50 * D_c = 0.201\, m$$

Dimensiones del ciclón secundario

El ciclón secundario tiene como finalidad separar las partículas más finas antes de que el flujo de aire ingrese a la turbina centrífuga, evitando el desgaste de sus componentes y reduciendo la emisión de polvo al ambiente.

Debido a esta función específica, las características geométricas del ciclón secundario difieren de las del ciclón principal. En este caso, el tamaño de partícula objetivo es considerablemente menor, por lo que se requiere una mayor eficiencia de recolección.

Para alcanzar dicho objetivo, se seleccionan ciclones de menor diámetro, ya que estos presentan mayores aceleraciones centrífugas y, por lo tanto, mayor capacidad de separación de partículas finas.

En situaciones donde se busca incrementar la capacidad de limpieza sin comprometer la eficiencia, puede recurrirse al uso de varios ciclones en serie o en paralelo, en lugar de un único ciclón de gran tamaño. Esta disposición modular permite mantener una alta eficiencia de separación mientras se evita el sobredimensionamiento del sistema.

Las dimensiones del ciclón secundario se determinaron mediante el mismo procedimiento de cálculo empleado para el ciclón principal, cuyos valores y relaciones geométricas se encontraran en la hoja de cálculo anexa.

- Cálculo de resuspension.

Después de obtener las dimensiones del ciclón se procede al cálculo de resuspension.

Para poder verificar esto se utiliza la siguiente condición:

$$\frac{V_{ec}}{V_s} < 1{,}35 \tag{14}$$

Donde:

$V_s = Velocidad\ de\ saltacion\ [m/s]$

- Velocidad de saltación

La velocidad de saltación la calcularemos utilizando la siguiente expresión:

$$V_s = \left(\frac{4 * \dot{m} * 10^{\alpha} * g^{\frac{\beta}{2}} * D_{ts}^{\left(\frac{\beta}{2}-2\right)}}{\pi * \rho_g} \right)^{\frac{1}{\beta+1}} \tag{15}$$

Donde:

α= 1440*$D_p + 1{,}96$

β= 1100*$D_p + 2{,}5$

$D_p = Diametro\ de\ la\ particula\ a\ transportar\ [m]$

$g = DAceleracion\ de\ la\ gravedad\ [m/s^2]$

$D_{ts} = Diametro\ de\ la\ tuberia\ (Definido\ anteriormente)[m]$

Para el cálculo de la velocidad de saltación se utilizará el diámetro de tubería definido anteriormente ($D_{ts} = 160mm$).

El diámetro de la partícula se asume como $D_p = 0.009\mathrm{m}$. El cual corresponde a tomar un tamaño de grano relativamente grande.

$$\alpha = 1440 * 0.009 + 1{,}96$$

$$\alpha = 14.92$$

$$\beta = 1100 * 0.009 + 2{,}5$$

$$\beta = 12{,}4$$

Entonces la velocidad de saltación es:

$$V_s = \left(\frac{4 * 20000(\frac{Kg}{h}) * 10^{14.92} * 9.8\ (\frac{m}{s^2})^{\frac{12.4}{2}} * 0.16(m)^{\left(\frac{12.4}{2}-2\right)}}{\pi * 720\ (\frac{Kg}{m^3})}\right)^{\frac{1}{12.4+1}}$$

$$V_s = 24\ \frac{m}{s}$$

Con los cálculos realizados para verificar que no haya resuspencion en el ciclón se debe verificar la ecuación 14.

$$\frac{19.2\,\frac{m}{s}}{24\,\frac{m}{s}} = 0.8 < 1{,}35$$

Con este valor obtenido podemos verificar que no va a haber resuspencion por tal razón el diámetro y las medidas determinadas para el ciclón son adecuadas para este elemento.

5.3 Determinación del diámetro de tubería de succión y presión

Para la determinación del diámetro de las tuberías empleadas en las etapas de succión y presión, es fundamental contar con los parámetros de entrada que condicionan el diseño del sistema neumático. Entre estos parámetros se incluyen principalmente la capacidad de transporte de material, la velocidad del flujo de aire y la naturaleza del sólido transportado (densidad aparente, tamaño de partícula y comportamiento de flujo).

La correcta selección del diámetro de tubería es muy importante, ya que de ella depende el régimen de flujo del sistema, la pérdida de carga total, la eficiencia del transporte y la potencia requerida por la turbina.

Un diámetro excesivamente grande puede disminuir la velocidad del gas, provocando la decantación del material y posibles obstrucciones, mientras que un diámetro demasiado pequeño incrementa las pérdidas por fricción y la demanda energética.

Por ello, el dimensionamiento de las líneas de succión y presión debe garantizar un equilibrio óptimo entre caudal, velocidad y pérdida de presión, manteniendo el flujo en fase diluida estable para asegurar la continuidad del transporte y la integridad del cereal.

5.3.1 Determinación del diámetro de tubería de succión

El dimensionamiento de la tubería de succión se realizó asumiendo un diámetro inicial, que luego se verificó para asegurar el transporte en fase diluida sin generar pérdidas de carga excesivas.

En caso de que la relación sólido-gas resultara demasiado diluida, se optaría por un diámetro menor para incrementar la velocidad del aire y estabilizar el flujo.

Para este diseño se seleccionó un diámetro comercial de 160 mm, que permite mantener un equilibrio adecuado entre velocidad de transporte, eficiencia energética y continuidad de flujo.

- Flujo masico del material en la etapa de succión

Como la capacidad del sistema de transporte lo definimos en 20 ton/h, lo transformaremos para obtenerlo en kg/s.

$$\dot{m} = 20\left(\frac{ton}{h}\right) * \frac{1000}{3600}\left(\frac{Kg}{s}\right) = 5.55\left(\frac{Kg}{s}\right)$$

Donde:

$\dot{m} = Flujo\ masico\ del\ cereal\ [Kg/s]$

- Flujo de material en la etapa de succión

Para calcular el área utilizaremos el diámetro de tubería seleccionado de 160mm.

$$A = \left(\frac{\pi}{4}\right) * D_t^2 = 0.0201m^2$$

Donde:

$D_t = Diametro\ de\ la\ tuberia$

$A = Area\ de\ la\ tuberia$

- Caudal de aire en succión

Se calculo el aire necesario para poder obtener el transporte del cereal.

$$\dot{Q_{gs}} = C_1 * \varepsilon * A \qquad (16)$$

Donde:

$\dot{Q_{gs}} = Caudal\ de\ gas\ en\ succion\ [m^3]$

$C_1 = Velocidad\ de\ transporte\ recomendado\ \left[\frac{m}{s}\right]$

$\varepsilon = Porosidad$

- Porosidad: La porosidad es necesaria para poder determinar el caudal en la etapa de succión lo cual se calcula mediante la ecuación 17.

$$\varepsilon = \frac{\rho_s}{\rho_s + \frac{\rho_g}{\rho_s}} \tag{17}$$

Donde:

$\rho_s = Densidad\ del\ producto\ aparente\ (Maiz) \left[\frac{m^3}{s}\right]$

$\rho_g = Densidad\ del\ fluido\ (aire) \left[\frac{m^3}{s}\right]$

$$\varepsilon = \frac{720\ Kg/m^3}{720\ Kg/m^3 + \frac{1{,}21\ Kg/m^3}{720\ Kg/m^3}}$$

$$\varepsilon = 0.99$$

Con la porosidad determinada y con los demás valores obtenidos anteriormente se calcula el caudal de gas en la succión.

$$\dot{Q}_{gs} = 19.2\frac{m}{s} * 0.99 * 0.0201m^2$$

$$\dot{Q}_{gs} = 0.386\ m^3$$

- Flujo masico de gas en succión

Se calculo el flujo masico de aire para determinar posteriormente la relación másica y así poder definir finalmente si se logra un óptimo transporte del cereal.

$$\dot{m}_{as} = \dot{Q}_{gs} * \rho_g \tag{18}$$

Donde:

$\dot{m}_{as} = flujo\ masico\ en\ succion\ \left[\frac{Kg}{s}\right]$

$$\dot{m}_{as} = 0.386\, m^3 * \ 1{,}21\, Kg/m^3$$

$$\dot{m}_{as} = 0.467\, Kg/s$$

- Relación másica

Finalmente se calculó la relación másica para así definir si el transporte del producto con el diámetro asumido de cañería es el adecuado.

$$\mu_s = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{as}} \tag{19}$$

Donde:

$\mu_s = Relacion\ masica\ en\ succion$

$$\mu_s = \frac{5.55\left(\frac{Kg}{s}\right)}{0.467\left(\frac{Kg}{s}\right)}$$

$$\mu_s = 11.88$$

Según el libro de referencia para el transporte en fase diluida, los valores máximos de la relación de carga de sólidos que se pueden alcanzar suelen ser del orden de 15. Este valor puede ser ligeramente superior si la distancia de transporte es corta, si la caída de presión en la línea de transporte es alta o si se puede emplear una velocidad de aire de transporte baja. Si la presión del aire es baja o si la tubería es muy larga, el valor de la relación de carga de sólidos será mucho menor.

En el cálculo realizado tenemos un valor de relación másica de 11.8 lo cual nos indica un transporte del producto en fase diluida asegurándonos que el diámetro seleccionado es el correcto.

5.3.2 Determinación del diámetro de tubería de presión

Al igual que en la etapa de succión, se asume un diámetro con la cual se esperó y posteriormente se verifico obtener un transporte con relación másica diluida y a la vez se espera no tener perdidas de carga muy grandes (En caso de que la relación másica sea muy

diluida, se debería buscar un diámetro de tubería menor para obtener un transporte menos diluido y disminuir la perdida de carga).

En nuestro caso se asumió un diámetro de 160mm (comercial).

- Flujo masico del material en la etapa de presión

El flujo masico es igual en la etapa de succión como en la etapa de presión.

$$\dot{m} = 20\left(\frac{ton}{h}\right) * \frac{1000}{3600}\left(\frac{Kg}{s}\right) = 5.55\left(\frac{Kg}{s}\right)$$

Donde:

$\dot{m} = Flujo\ masico\ del\ cereal\ [Kg/h]$

- Flujo de material en la etapa de succión

Para calcular el área utilizaremos el diámetro de tubería seleccionado de 160mm.

$$A = \left(\frac{\pi}{4}\right) * D_t^2 = 0.0201m^2$$

Donde:

$D_t = Diametro\ de\ la\ tuberia$

$A = Area\ de\ la\ tuberia$

- Caudal de aire en presión

Se calculará el aire necesario para poder obtener el transporte del cereal en la etapa de presión, para esto utilizaremos nuevamente la ecuación 16.

$$\dot{Q_{gp}} = C_1 * \varepsilon * A \tag{16}$$

Donde:

$\dot{Q_{gp}} = Caudal\ de\ gas\ en\ presion\ [m^3]$

$C_1 = Velocidad\ de\ transporte\ recomendado\ \left[\frac{m}{s}\right]$

$\varepsilon = Porosidad$

Con la porosidad determinada en la etapa de succión y con los demás valores obtenidos anteriormente se calcula el caudal de gas en la etapa de presión.

$$\dot{Q}_{gp} = 19.2\frac{m}{s} * 0.99 * 0.0201m^2$$

$$\dot{Q}_{gp} = 0.386\ m^3$$

- Flujo masico de gas en presión

De igual manera que en succión se determinara el flujo masico de aire para la etapa de presión utilizando la ecuación 18.

$$\dot{m}_{ap} = \dot{Q}_{gp} * \ \rho_g \tag{18}$$

Donde:

$\dot{m}_{ap} = flujo\ masico\ en\ presion\ \left[\frac{Kg}{s}\right]$

$$\dot{m}_{ap} = 0.386\ m^3 * \ 1{,}21\ Kg/m^3$$

$$\dot{m}_{ap} = 0.467\ Kg/s$$

- Relación másica

Finalmente se calculó la relación másica y así definir si el transporte del producto con el diámetro asumido es de acuerdo o no.

$$\mu_p = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_{ap}} \tag{20}$$

Donde:

$\mu_p = Relacion\ masica\ en\ presion$

$$\mu_p = \frac{5.55\left(\frac{Kg}{s}\right)}{0.467\left(\frac{Kg}{s}\right)}$$

$$\mu_p = 11.88$$

En el cálculo realizado tenemos un valor de relación másica de 11.8 másica para la etapa de presión lo cual nos indica un transporte del producto en fase diluida asegurándonos que el diámetro seleccionado es correcto.

5.4 Calculo de pérdidas de energía en la tubería de succión y presión

Se determinaron las pérdidas de energía en las tuberías horizontales y verticales correspondientes a las etapas de succión y presión del sistema neumático.

Para ello, se consideraron los principales parámetros físicos del fluido y del material transportado, necesarios para el cálculo de las pérdidas por fricción y accesorios.

Entre las variables requeridas se incluyen:

- Viscosidad dinámica del aire.
- Densidad del cereal transportado.
- Dimensiones y longitud de los tramos de tubería.
- Coeficientes de fricción y pérdidas locales, que se detallarán en los apartados siguientes.

5.4.1 Calculo de pérdidas de energía en tuberías en succión

Para el cálculo de las pérdidas de carga en la tubería de succión se consideran las longitudes efectivas del sistema neumático, tanto en los tramos horizontales como en los verticales.

A partir de estas dimensiones y de las características del flujo se procede a determinar las pérdidas por fricción y pérdidas locales, aplicando los coeficientes correspondientes a codos, uniones y boquilla de aspiración.

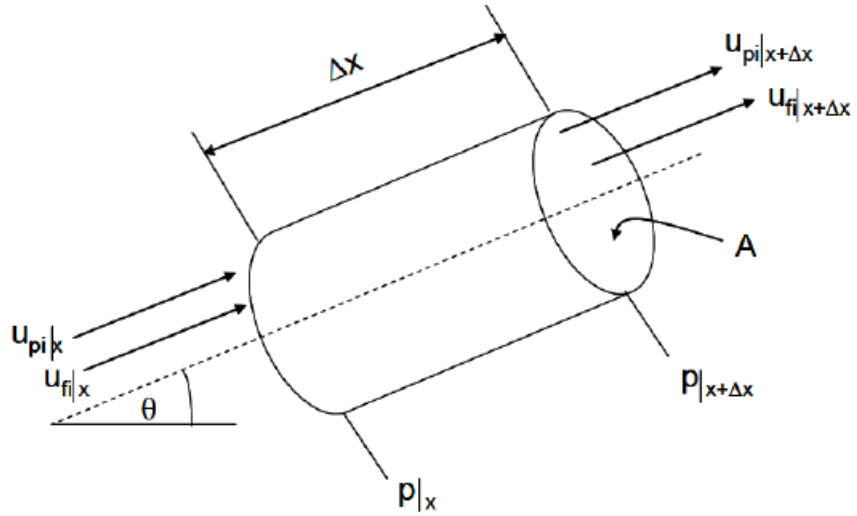


Figura 5-3: Elemento diferencial de longitud Δx para el análisis de pérdidas en una tubería

Se analizará la **Figura 5-3** y se procederá a realizar un balance de energía mecánica donde se tiene:

$$P_1 - P_2 = \frac{1}{2}\,\varepsilon\rho_f\mu_{fi}^2 + \frac{1}{2}\,(1-\varepsilon)\rho_p\mu_{pi}^2 + F_{fw}L + F_{pw}L + (1-\varepsilon)L\rho_p g\sin\theta + \varepsilon L\rho_f g\sin\theta \qquad (21)$$

En la ecuación 21 se indican las pérdidas de energía por aceleración del gas, aceleración de los sólidos, fricción del gas con la pared, fricción de los sólidos con la pared, energía potencial de los sólidos y energía potencial del gas.

Donde:

$P_1 - P_2 = \ \Delta P = Diferencia\ de\ presion\ [Pa]$

$\varepsilon = Porosidad$

$\rho_f = Densidad\ del\ fluido\ [kg/m^3]$

$\mu_{fi} = Velocidad\ intersticial\ del\ fluido [m/s]$

$\rho_p = Densidad\ de\ la\ particula\ [kg/m^3]$

$\mu_{pi} = Velocidad\ intersticial\ de\ la\ particula\ [m/s]$

$F_{fw}L = Friccion\ del\ gas\ con\ la\ pared$

$F_{pw}L = Frinccion\ de\ las\ particulas\ con\ la\ pared$

$g = Aceleracion\ de\ la\ gravedad\ [m/s^3]$

- Perdidas de energía en etapa de succión tramo horizontal

Por tratarse del cálculo de perdida de energía en tramo horizontal, los dos últimos términos de la ecuación 21 se vuelven cero quedando la ecuación de la siguiente manera.

$$P_1 - P_2 = \frac{1}{2}\ \varepsilon\rho_f\mu_{fi}^2 + \frac{1}{2}\ (1-\varepsilon)\rho_p\mu_{pi}^2 + F_{fw}L + F_{pw}L \tag{22}$$

- Velocidad de sedimentación del gas.

Como en la etapa de succión existen tramos tanto verticales como horizontales se calculo la velocidad de sedimentación ya que esta es mayor que la velocidad de ahogo.

$$\frac{\dot{m}}{\rho_f * u_{sal} * A} = \left[\frac{1}{10^{(1440x+1.96)}}\right]\left(\frac{u_{sal}}{\sqrt{gD}}\right)^{(1100x+2.5)} \tag{23}$$

Donde:

$\dot{m} = Flujo\ masico\ de\ material\ [Kg/s]$

$u_{sal} = Velocidad\ de\ saltacion\ [m/s]$

$x = Diametro\ de\ la\ particula\ [m]$

$D = Diametro\ de\ la\ tuberia\ en\ succion\ [m]$

$A = Area\ de\ la\ seccion\ transversal\ de\ tuberia\ de\ succion\ [m^2]$

$$\frac{5.55\left(\frac{Kg}{s}\right)}{1.21\ kg/m^3 * u_{sal} * 0.0201m^2} = \left[\frac{1}{10^{(1440(0.009)+1.96)}}\right]\left(\frac{u_{sal}}{\sqrt{9.8\frac{m}{s^2} * 0.16m}}\right)^{(1100(0.009)+2.5)}$$

$$u_{sal} = 24\frac{m}{s^2}$$

Se multiplica por 1,5 para asegurar suficiente caudal.

$$u_{sal} = 36\frac{m}{s^2}$$

- Cálculo de la perdida de energía en etapa de succión tramo horizontal.

Se hace uso de la ecuación 21.

Para poder utilizar dicha ecuación es necesario determinar la velocidad intersticial del fluido y del cereal, y también la fricción tanto del gas y del cereal con la pared de la tubería.

- Cálculo de la velocidad intersticial del cereal.

Para determinar la velocidad intersticial del fluido se utiliza la ecuación 24.

$$\mu_{pi} = C_1\left(1 - 0.0638x^{0.3}{\rho_p}^{0.5}\right) \tag{24}$$

Donde:

$C_1 = Velocidad\ del\ fluido\ en\ succion\ [Kg/s]$

$$\mu_{pi} = 19.2\frac{m}{s}\left(1 - 0.0638(0.009)^{0.3}720\frac{Kg}{m^3}^{\ 0.5}\right)$$

$$\mu_{pi} = 11.2\frac{m}{s}$$

- Cálculo de la velocidad intersticial del fluido.

Para determinar este valor se utiliza la ecuación 25.

$$\mu_{fi} = \frac{C_1}{\varepsilon} \tag{25}$$

$$\mu_{fi} = \frac{19.2\frac{m}{s}}{0.99}$$

$$\mu_{fi} = 19.2\ m/s$$

- Cálculo del término $F_{fw}L$ etapa de succión tramo horizontal.

Para este cálculo primero se determinó el número de Reynolds.

$$Re_D = \frac{\rho_f *_{C_1} * D}{\mu} \tag{26}$$

Donde:

$\mu = Viscosidad\ dinamica\ del\ aire\ [Ns/m^2]$

Este valor se obtuvo del grafico de la **Figura 5-4**. Utilizando como dato de entrada la temperatura ambiente y obteniendo como salida el valor de densidad buscado y utilizado para los cálculos.

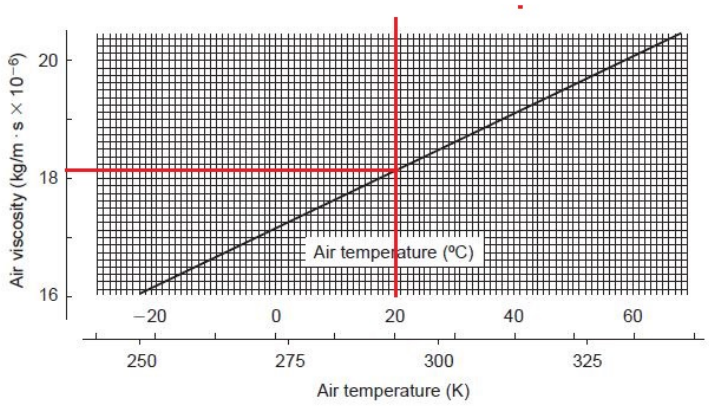


Figura 5-4: Influencia de la temperatura en la viscosidad del aire.

$$Re_D = \frac{1.21\frac{kg}{m^3} * 19.2\frac{m}{s} * 0.16m}{1{,}82 * 10^{-5}\ Ns/m^2}$$

$$Re_D = 204237$$

Con el número de Reynolds determinado se calcula el coeficiente de fricción del gas con respecto a la pared.

$$f = 0.184 * {Re_D}^{-1/5} \tag{27}$$

$$f = 0.184 * (204237)^{-1/5}$$

$$f = 0.01595$$

Con los términos anteriores podemos determinar finalmente el valor del termino $F_{fw}L$.

$$F_{fw}L = \frac{2 * f * \rho_f * C_1 * L}{D} \tag{28}$$

Donde:

$L = Longitud\ horizontal\ en\ succion\ [m]$

$$F_{fw}L = \frac{2 * 0.01595 * 19.2\frac{m}{s} * 26m}{0.16m}$$

$$F_{fw}L = 2254.25\ Pa$$

- Cálculo del término $F_{pw}L$ etapa de succión tramo horizontal.

Al igual que en el término anterior debemos calcular el número de Reynolds.

$$Re_P = \frac{\rho_f * (u_{fi} - u_{pi}) * x}{\mu} \tag{29}$$

$$Re_P = \frac{1.21\frac{kg}{m^3} * (19.2\frac{m}{s} - 11.2\frac{m}{s}) * 0.16m}{1{,}82 * 10^{-5}\ Ns/m^2}$$

$$Re_P = 4786$$

Con el Reynolds calculado se determina el coeficiente de fricción del cereal con respecto a la pared.

Antes de proseguir con el cálculo se debe determinar el termino C_d, el cual se calcula de la siguiente manera.

$$C_d = 18.5 * {Re_P}^{-0.6} \tag{30}$$

$$C_d = 18.5 * (4786)^{-0.6}$$

$$C_d = 0.11$$

Entonces el coeficiente de fricción es:

$$f_p = \frac{3}{8}\frac{\rho_f}{\rho_p}\frac{D}{x}\ C_d\ \left(\frac{u_{fi} - u_{pi}}{u_{pi}}\right)^2 \tag{31}$$

$$f_p = \frac{3}{8} * \frac{1.21\frac{kg}{m^3}}{720\frac{kg}{m^3}} * \frac{0.16m}{0.009} * 0.11 * \left(\frac{19.2\frac{m}{s} - 11.2\frac{m}{s}}{11.2\frac{m}{s}}\right)^2$$

$$f_p = 0.000655$$

Con estos términos definidos podemos calcular el termino $F_{pw}L$

$$F_{pw}L = \frac{2 * f_p * (1-\varepsilon) * \rho_p * u_{pi}^2}{D} \tag{32}$$

$$F_{pw}L = \frac{2 * 0.000655 * (1-0.99) * 720\frac{kg}{m^3} * (11.2\frac{m}{s})^2}{0.16m}$$

$$F_{pw}L = 192.25\ Pa$$

Ahora se determina la perdida de energía en el tramo horizontal de la etapa de succión haciendo uso de la ecuación 22.

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{1}{2}\ \varepsilon\rho_f\mu_{fi}^2 + \frac{1}{2}\ (1-\varepsilon)\rho_p\mu_{pi}^2 + F_{fw}L + F_{pw}L \tag{22}$$

$$\Delta Phorizon = \frac{1}{2}\ (0.99)(1.21\frac{kg}{m^3})(19.2\frac{m}{s})^2 + \frac{1}{2}\ (1-0.99)(1.21\frac{kg}{m^3})(11.2\frac{m}{s})^2 + 2254.25\ Pa + 192.25\ Pa$$

$$\Delta Ptramo\ horizon = 3118{,}92\ Pa$$

- Perdidas de energía en etapa de succión tramo vertical

Utilizaremos el balance de energía (ecuación 21) para determinar la perdida de energía en el tramo vertical.

Tendremos en cuenta algunas consideraciones que simplifican el balance de energía final.

- Por tratarse de tramos verticales los últimos dos términos son multiplicados por uno por tratarse del seno de un ángulo recto.
- Los dos primeros términos se desprecian ya que son dominantes en tramos horizontales.

Obteniendo de esta manera el balance de la ecuación 33:

$$P_1 - P_2 = F_{fw}L + F_{pw}L + (1-\varepsilon)L\rho_p g + \varepsilon L\rho_f g \tag{33}$$

- Cálculo del termino $F_{fw}L$ en la etapa de succión tramo vertical.

Se procederá a calcular el número de Reynolds.

$$Re_D = \frac{\rho_f * C_1 * D}{\mu} \tag{34}$$

$$Re_D = \frac{1.21\frac{kg}{m^3} * 19.2\frac{m}{s} * 0.16m}{1{,}82 * 10^{-5}\ Ns/m^2}$$

$$Re_D = 204237$$

Con este valor obtenido se calcula el coeficiente de fricción del gas con respecto a las paredes de la tubería.

$$f = 0.184 * {Re_D}^{-1/5} \tag{35}$$

$$f = 0.184 * (204237)^{-1/5}$$

$$f = 0.01595$$

Con los términos anteriores podemos determinar el valor del termino $F_{fw}L$.

$$F_{fw}L = \frac{2 * f * \rho_f * C_1 * L_v}{D} \tag{36}$$

Donde:

$L_v = Longitud\ vertical\ en\ succion\ [m]$

$$F_{fw}L = \frac{2 * 0.01595 * 19.2\frac{m}{s} * 4m}{0.16m}$$

$$F_{fw}L = 346.81\ Pa$$

- Cálculo del término $F_{pw}L$ para el tramo vertical en succión.

De igual manera comenzaremos calculando el número de Reynolds.

$$Re_P = \frac{\rho_f * (u_{fi} - u_{pi}) * x}{\mu} \tag{37}$$

$$Re_P = \frac{1.21\frac{kg}{m^3} * (19.2\frac{m}{s} - 11.2\frac{m}{s}) * 0.009m}{1{,}82 * 10^{-5}\ Ns/m^2}$$

$$Re_P = 4786$$

Con el Reynolds calculado se determina el coeficiente de fricción del cereal con respecto a la pared.

Antes de proseguir con el cálculo se debe determinar el termino C_d, el cual se calcula de la siguiente manera.

$$C_d = 18.5 * {Re_P}^{-0.6} \tag{38}$$

$$C_d = 18.5 * (4786)^{-0.6}$$

$$C_d = 0.11$$

Entonces el coeficiente de fricción es:

$$f_p = \frac{3}{8}\frac{\rho_f}{\rho_p}\frac{D}{x}\ C_d\ \left(\frac{u_{fi} - u_{pi}}{u_{pi}}\right)^2 \tag{39}$$

$$f_p = \frac{3}{8} * \frac{1.21\frac{kg}{m^3}}{720\frac{kg}{m^3}} * \frac{0.16m}{0.009} * 0.11 * \left(\frac{19.2\frac{m}{s} - 11.2\frac{m}{s}}{11.2\frac{m}{s}}\right)^2$$

$$f_p = 0.000655$$

A continuación, calcularemos el termino G para poder determinar el valor de $F_{pw}L$

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \tag{40}$$

Donde:

$G = Flujo\ másico\ total\ por\ unidad\ de\ área\ [\frac{Kg}{s * m^2}]$

$$G = \frac{5{,}55\ kg/s}{0.0201 m^2}$$

$$G = 276{,}04 \frac{kg}{s * m^2}$$

Con todos los términos calculados procederemos a determinar el termino $F_{pw}L$

$$F_{pw}L = 0.057 * G * L_v * \sqrt{\frac{g}{D}} \tag{41}$$

$$F_{pw}L = 0.057 * 276{,}04 \frac{kg}{s * m^2} * 4m * \sqrt{\frac{\left(9.8 \frac{m}{s^2}\right)}{0.16m}}$$

$$F_{pw}L = 492.6\ Pa$$

Ahora determinaremos la perdida de energía en el tramo vertical en la etapa de sección, para tal fin utilizaremos la ecuación 33.

$$\Delta Petapa\ vertical = 346.81\ Pa + 492.6\ Pa + (1 - 0.99)4m * 1.21 \frac{kg}{m^3} * 9.8 \frac{m}{s^2} + 0.99 * 4m * 720 \frac{kg}{m^3} * 9.8 \frac{m}{s^2}$$

$$\Delta Ptramo\ vertical = 1168{,}6\ Pa$$

Finalmente podemos calcular las pérdidas de energía totales en la etapa de succión:

$$\Delta Petapa\ \text{succión} = \Delta Ptramo\ \text{hotizon} + \Delta Ptramo\ \text{vertical}$$

$$\Delta Petapa\ \text{succión} = 3118{,}92\ Pa + 1168{,}6\ Pa$$

$$\Delta Petapa\ \text{succión} = 4287{,}49\ \text{Pa}$$

5.4.2 Calculo de pérdidas de energía en tuberías en presión

De igual manera que en la etapa de succión se utilizó el balance de energía que se obtuvo de forma gráfica para determinar las pérdidas de energía en los tramos horizontales y verticales en la etapa de presión.

Para determinar está perdida de energía se utilizó la ecuación 21 al igual que en la etapa de succión.

$$P_1 - P_2 = \frac{1}{2}\,\varepsilon\rho_f\mu_{fi}^2 + \frac{1}{2}\,(1-\varepsilon)\rho_p\mu_{pi}^2 + F_{fw}L + F_{pw}L + (1-\varepsilon)L\rho_p g\sin\theta + \varepsilon L\rho_f g\sin\theta$$

- Perdidas de energía en etapa de presión tramo horizontal

Por tratarse de un tramo horizontal los dos últimos términos de la ecuación 21 se hacen cero quedando para el análisis la ecuación 41.

$$P_1 - P_2 = \frac{1}{2}\,\varepsilon\rho_f\mu_{fi}^2 + \frac{1}{2}\,(1-\varepsilon)\rho_p\mu_{pi}^2 + F_{fw}L + F_{pw}L \tag{42}$$

- Velocidad de sedimentación del gas.

Al igual que en la etapa de succión existen tramos tanto verticales como horizontales se calcula la velocidad de sedimentación ya que esta es mayor que la velocidad de ahogo. Utilizando nuevamente la ecuación 23.

$$\frac{\dot{m}}{\rho_f * u_{sal} * A} = \left[\frac{1}{10^{(1440x+1.96)}}\right]\left(\frac{u_{sal}}{\sqrt{gD}}\right)^{(1100x+2.5)} \tag{23}$$

$$\frac{5.55\left(\frac{Kg}{s}\right)}{1.21\,kg/m^3 * u_{sal} * 0.0201m^2} = \left[\frac{1}{10^{(1440(0.009)+1.96)}}\right]\left(\frac{u_{sal}}{\sqrt{9.8\frac{m}{s^2} * 0.16m}}\right)^{(1100(0.009)+2.5)}$$

$$u_{sal} = 24\frac{m}{s^2}$$

Se multiplica por 1,5 para asegurar suficiente caudal.

$$u_{sal} = 36\frac{m}{s^2}$$

- Cálculo de la velocidad intersticial del cereal.

Para determinar la velocidad intersticial del fluido se utiliza la ecuación 24.

$$\mu_{pi} = C_1\left(1 - 0.0638x^{0.3}{\rho_p}^{0.5}\right)$$

$$\mu_{pi} = 19.2\frac{m}{s}\left(1 - 0.0638(0.009)^{0.3}720\frac{Kg}{m^3}^{0.5}\right)$$

$$\mu_{pi} = 11.2\frac{m}{s}$$

- Cálculo de la velocidad intersticial del fluido.

Para determinar este valor se utiliza la ecuación 25.

$$\mu_{fi} = \frac{C_1}{\varepsilon}$$

$$\mu_{fi} = \frac{19.2\frac{m}{s}}{0.99}$$

$$\mu_{fi} = 19.2\ m/s$$

- Cálculo del término $F_{fw}L$ etapa de succión tramo horizontal.

Para este cálculo primero debemos determinar el número de Reynolds.

$$Re_D = \frac{\rho_f *_{C_1} * D}{\mu} \tag{43}$$

$$Re_D = \frac{1.21\frac{kg}{m^3} * 19.2\frac{m}{s} * 0.16m}{1{,}82 * 10^{-5}\ Ns/m^2}$$

$$Re_D = 204237$$

Con el número de Reynolds determinado se calculó el coeficiente de fricción del gas con respecto a la pared.

$$f = 0.184 * {Re_D}^{-1/5} \tag{44}$$

$$f = 0.184 * (204237)^{-1/5}$$

$$f = 0.01595$$

Con los términos anteriores podemos determinar finalmente el valor del termino $F_{fw}L$.

$$F_{fw}L = \frac{2 * f * \rho_f * C_1 * L}{D} \tag{45}$$

Donde:

$L = Longitud\ horizontal\ en\ presion\ [m]$

$$F_{fw}L = \frac{2 * 0.01595 * 19.2\frac{m}{s} * 4m}{0.16m}$$

$$F_{fw}L = 260.11\ Pa$$

- Cálculo del término $F_{pw}L$ etapa de presión tramo horizontal.

Al igual que en el término anterior debemos calcular el número de Reynolds.

$$Re_P = \frac{\rho_f * (u_{fi} - u_{pi}) * x}{\mu} \tag{46}$$

$$Re_P = \frac{1.21\frac{kg}{m^3} * (19.2\frac{m}{s} - 11.2\frac{m}{s}) * 0.009m}{1{,}82 * 10^{-5}\ Ns/m^2}$$

$$Re_P = 4786$$

Con el Reynolds calculado se determina el coeficiente de fricción del cereal con respecto a la pared.

Antes de proseguir con el cálculo se debe determinar el termino C_d, el cual se calcula de la siguiente manera.

$$C_d = 18.5 * {Re_P}^{-0.6} \tag{47}$$

$$C_d = 18.5 * (4786)^{-0.6}$$

$$C_d = 0.11$$

Entonces el coeficiente de fricción es:

$$f_p = \frac{3}{8}\frac{\rho_f}{\rho_p}\frac{D}{x}\ C_d\ \left(\frac{u_{fi} - u_{pi}}{u_{pi}}\right)^2 \tag{48}$$

$$f_p = \frac{3}{8} * \frac{1.21\frac{kg}{m^3}}{720\frac{kg}{m^3}} * \frac{0.16m}{0.009} * 0.11 * \left(\frac{19.2\frac{m}{s} - 11.2\frac{m}{s}}{11.2\frac{m}{s}}\right)^2$$

$$f_p = 0.000655$$

Con estos términos definidos podemos calcular el termino $F_{pw}L$

$$F_{pw}L = \frac{2 * f_p * (1-\varepsilon) * \rho_p * u_{pi}^2}{D} \tag{49}$$

$$F_{pw}L = \frac{2 * 0.000655 * (1-0.99) * 720\frac{kg}{m^3} * (11.2\frac{m}{s})^2}{0.16m}$$

$$F_{pw}L = 22.18\ Pa$$

Ahora se determina la perdida de energía en el tramo horizontal de la etapa de succión haciendo uso de la ecuación 20.

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{1}{2}\ \varepsilon\rho_f\mu_{fi}^2 + \frac{1}{2}\ (1-\varepsilon)\rho_p\mu_{pi}^2 + F_{fw}L + F_{pw}L \tag{50}$$

$$\Delta Phorizon = \frac{1}{2}\ (0.99)(1.21\frac{kg}{m^3})(19.2\frac{m}{s})^2 + \frac{1}{2}\ (1-0.99)(1.21\frac{kg}{m^3})(11.2\frac{m}{s})^2 + 260.11\ Pa + 22.18\ Pa$$

$$\Delta Ptramo\ horizon = 954{,}71\ Pa$$

- Perdidas de energía en etapa de presión tramo vertical

Utilizaremos el balance de energía (ecuación 21) para determinar la perdida de energía en el tramo vertical.

Tendremos en cuenta algunas consideraciones que simplifican el balance de energía final.

- Por tratarse de tramos verticales los últimos dos términos son multiplicados por uno por tratarse del seno de un ángulo recto.
- Los dos primeros términos se desprecian ya que son dominantes en tramos horizontales.

Obteniendo de esta manera el balance de la ecuación 51:

$$P_1 - P_2 = F_{fw}L + F_{pw}L + (1-\varepsilon)L\rho_p g + \varepsilon L\rho_f g \tag{51}$$

- Cálculo del término $F_{fw}L$ en la etapa de succión tramo vertical.

Se procedió a calcular el número de Reynolds.

$$Re_D = \frac{\rho_f * C_1 * D}{\mu} \tag{52}$$

$$Re_D = \frac{1.21\frac{kg}{m^3} * 19.2\frac{m}{s} * 0.16m}{1{,}82 * 10^{-5}\ Ns/m^2}$$

$$Re_D = 204237$$

Con el valor obtenido se calculó el coeficiente de fricción del gas con respecto a las paredes de la tubería.

$$f = 0.184 * {Re_D}^{-1/5} \tag{53}$$

$$f = 0.184 * (204237)^{-1/5}$$

$$f = 0.01595$$

Con los términos anteriores se determinó el valor del termino $F_{fw}L$.

$$F_{fw}L = \frac{2 * f * \rho_f * C_1 * L_v}{D} \tag{54}$$

Donde:

$L_v = Longitud\ vertical\ en\ presion\ [m]$

$$F_{fw}L = \frac{2 * 0.01595 * 19.2\frac{m}{s} * 4m}{0.16m}$$

$$F_{fw}L = 346.81\ Pa$$

- Cálculo del término $F_{pw}L$ para el tramo vertical en presión.

De igual manera se comenzo calculando el número de Reynolds.

$$Re_P = \frac{\rho_f * (u_{fi} - u_{pi}) * x}{\mu} \tag{55}$$

$$Re_P = \frac{1.21\frac{kg}{m^3} * (19.2\frac{m}{s} - 11.2\frac{m}{s}) * 0.009m}{1{,}82 * 10^{-5}\ Ns/m^2}$$

$$Re_P = 4786$$

Con el Reynolds calculado se determinó el coeficiente de fricción del cereal con respecto a la pared.

Antes de proseguir con el cálculo se determinó el termino C_d, el cual se calculo de la siguiente manera.

$$C_d = 18.5 * {Re_P}^{-0.6} \tag{56}$$

$$C_d = 18.5 * (4786)^{-0.6}$$

$$C_d = 0.11$$

Entonces, el coeficiente de fricción es:

$$f_p = \frac{3}{8}\frac{\rho_f}{\rho_p}\frac{D}{x}\ C_d\ \left(\frac{u_{fi} - u_{pi}}{u_{pi}}\right)^2 \tag{57}$$

$$f_p = \frac{3}{8} * \frac{1.21\frac{kg}{m^3}}{720\frac{kg}{m^3}} * \frac{0.16m}{0.009} * 0.11 * \left(\frac{19.2\frac{m}{s} - 11.2\frac{m}{s}}{11.2\frac{m}{s}}\right)^2$$

$$f_p = 0.000655$$

A continuación, se calculó el termino G para poder determinar el valor de $F_{pw}L$

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \tag{58}$$

Donde:

$G = Flujo\ másico\ total\ por\ unidad\ de\ área\ [\frac{Kg}{s * m^2}]$

$$G = \frac{5{,}55\ kg/s}{0.0201 m^2}$$

$$G = 276{,}04 \frac{kg}{s * m^2}$$

Con todos los términos calculados se procedió a determinar el termino $F_{pw}L$

$$F_{pw}L = 0.057 * G * L_v * \sqrt{\frac{g}{D}} \tag{59}$$

$$F_{pw}L = 0.057 * 276{,}04 \frac{kg}{s * m^2} * 4m * \sqrt{\frac{\left(9.8 \frac{m}{s^2}\right)}{0.16m}}$$

$$F_{pw}L = 492.6\ Pa$$

Ahora determinaremos la perdida de energía en el tramo vertical en la etapa de succión, para tal fin utilizaremos la ecuación 51.

$$\Delta Petapa\ vertical = 346.81\ Pa + 492.6\ Pa + (1 - 0.99)4m * 1.21 \frac{kg}{m^3} * 9.8 \frac{m}{s^2} + 0.99 * 4m * 720 \frac{kg}{m^3} * 9.8 \frac{m}{s^2}$$

$$\Delta Ptramo\ vertical = 1168{,}6\ Pa$$

Finalmente podemos calcular las pérdidas de energía totales en la etapa de presión como:

$$\Delta Petapa\ \text{presión} = \Delta Ptramo\ \text{hotizon} + \Delta Ptramo\ \text{vertical}$$

$$\Delta Petapa\ \text{succión} = 954{,}71\ Pa + 1168{,}6\ Pa$$

$$\Delta Petapa\ \text{succión} = 2123{,}28\ \text{Pa}$$

5.5 Calculo de pérdidas de energía en accesorios del sistema neumático

La pérdida de energía existe en un sistema neumático principalmente debido al cambio de dirección, reducción de área, desvíos, etc. Todos estos son accesorios que podemos encontrar en un sistema de transporte neumático.

5.5.1 Calculo de pérdidas de energía en codos en succión

Para determinar la perdida de carga en los codos se utiliza la ecuación:

$$\Delta PCodos = \frac{K_f * n * \rho_f * {C_1}^2}{2} + \frac{K_p * n * \rho_p * {C_p}^2}{2} \tag{60}$$

En esta ecuación se tiene en cuenta las perdidas tanto para el fluido como para las partículas debido a la interacción de estos con las paredes del accesorio. El primer término de la ecuación representa la parte del fluido y el segundo termino la que corresponde al cereal. Los factores K_f y K_p se utilizan para determinar la perdida localizada en dichos accesorios donde $K_f = 0.65$ y $K_p = 0.027$.

El termino n representa la cantidad de codos que tendremos tanto para succión como para presión. En este caso tendremos en cuenta 6 codos para succión y 6 codos para presión.

Explicado los factores que intervienen en la ecuación 60, calculamos:

- Perdidas en codos etapa de succión

$$\Delta PCodos\ succion = \frac{0.65 * 6 * 1.21\frac{kg}{m^3} * (19.2\frac{m}{s})^2}{2} + \frac{0.027 * 6 * 720\frac{kg}{m^3} * (16\frac{m}{s})^2}{2}$$

$$\Delta PCodos\ succion = 569\ Pa$$

En esta etapa también debemos tener en cuenta la perdida de carga debido a la boquilla la cual calcularemos como si se tratara de un codo con la ecuación 61. Para este caso se tiene en cuenta un factor $K_{boq} = 0.8$ que corresponde a una entrada abrupta.

$$\Delta Pboq = \frac{K_{boq} * n * \rho_f * {C_1}^2}{2} \tag{61}$$

$$\Delta Pboq = \frac{0.8 * 6 * 1.21\frac{kg}{m^3} * (19.2\frac{m}{s})^2}{2}$$

$$\Delta Pboq = 178{,}42\ Pa$$

Finalmente se obtiene que la perdida de carga en el tramo de succión es:

$$\Delta Ptramo\ succion = \Delta PCodos\ succion + \Delta Pboq$$

$$\Delta Ptramo\ succion = 569\ Pa + 178{,}42\ Pa$$

$$\Delta Ptramo\ succion = 747\ Pa$$

- Perdidas en codos etapa de presión

Utilizaremos nuevamente la ecuación 60 pero esta vez para la etapa de presión.

$$\Delta PCodos\ presion = \frac{K_f * n * \rho_f * {C_1}^2}{2} + \frac{K_p * n * \rho_p * (C_p)^2}{2}$$

$$\Delta PCodos\ presion = \frac{0.65 * 6 * 1.21\frac{kg}{m^3} * (19.2\frac{m}{s})^2}{2} + \frac{0.027 * 6 * 720\frac{kg}{m^3} * (16\frac{m}{s})^2}{2}$$

$$\Delta PCodos\ presion = 569\ Pa$$

Por último, calcularemos la perdida de carga total correspondiente a los accesorios del sistema neumático.

$$\Delta Ptotal\ accesorios = \Delta Ptramo\ succion + \Delta PCodos\ presion$$

$$\Delta Ptotal\ accesorios = 747\ Pa + 569\ Pa$$

$$\Delta Ptotal\ accesorios = 1316\ Pa$$

5.6 Calculo de pérdidas de energía en ciclón separador principal y secundario

Para determinar las pérdidas de carga en los ciclones se utiliza la ecuación 61.

$$\Delta Pciclon = \frac{1}{2} * \rho_f * {C_1}^2 * NH \tag{62}$$

Donde:

$NH = numero\ de\ cabezas\ de\ velocidad$

- Cálculo del número de cabezas de velocidad NH

$$NH = K * \left(\frac{a * b}{D_s^2}\right) \tag{63}$$

Donde:

$K = 16.\ Constante\ que\ depende\ del\ tipo\ y\ familia\ de\ ciclone\ (tabla)$

$a = Altura\ de\ boquilla\ de\ ingreso\ del\ ciclon\ [m]$

$b = Ancho\ de\ boquilla\ de\ ingreso\ del\ ciclon\ [m]$

Calcularemos NH para poder determinar finalmente la perdida de carga en el ciclón principal

$$NH = 16 * \left(\frac{0.201m * 0.100m}{(0.201m)^2}\right)$$

$$NH = 8$$

Calculado el termino NH obtendremos la perdida de energia en ciclon separador principal utilizando la ecuacion 62:

$$\Delta Pciclonprin = \frac{1}{2} * 1.21\frac{kg}{m^3} * \left(21.6\frac{m}{s}\right)^2 * 8$$

$$\Delta Pciclonprin = 2258\ Pa$$

- Perdida de energia en ciclon secundario

De igual manera que para el ciclón principal comenzaremos calculando el factor NH para posteriormente determinar la perdida de carga.

Para tal fin comenzaremos evaluando la ecuación 63 con los datos del ciclón secundario.

$$NH = K * \left(\frac{a * b}{D_s^2}\right)$$

$$NH = 16 * \left(\frac{0.208m * 0.121m}{(0.346m)^2}\right)$$

$$NH = 9.3$$

Podemos obtener entonces la perdida de carga a partir de la ecuacion 62.

$$\Delta Pciclonsec = \frac{1}{2} * \rho_f * {C_1}^2 * NH$$

$$\Delta Pciclonsec = \frac{1}{2} * 1.21 \frac{kg}{m^3} * \left(21.6 \frac{m}{s}\right)^2 * 9.3$$

$$\Delta Pciclonsec = 2634{,}5\ Pa$$

Finalmente obtenemos que la perdida de carga en los ciclones resulta ser de:

$$\Delta Pciclon = \Delta Pciclonprin + \Delta Pciclonsec$$

$$\Delta Pciclon = 2258\ Pa + 2634{,}5\ Pa$$

$$\Delta Pciclon = 4892{,}66\ Pa$$

5.7 Calculo de pérdidas de energía en Venturi

Las ventajas particulares de usar alimentadores Venturi para líneas de transporte de presión positiva son la mínima altura libre requerida, la ausencia de piezas móviles y, si el dispositivo está correctamente diseñado, la ausencia de fugas de aire en el alimentador, como ocurre con casi todos los demás tipos de alimentadores. Un Venturi consiste básicamente en una reducción controlada de la sección transversal de la tubería en la zona donde se alimenta el material desde la tolva de suministro, como se muestra en la **Figura 5-5**.

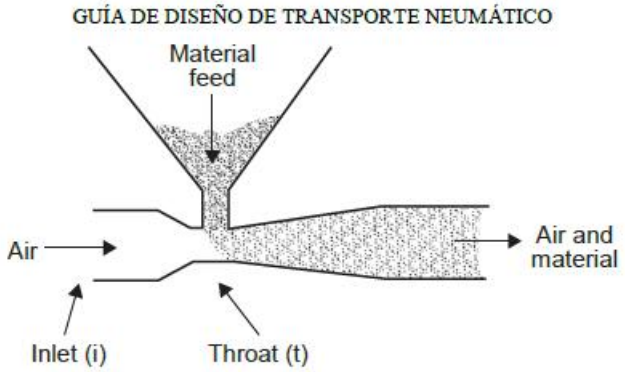


Figura 5-5: Ilustración de alimentador tipo Venturi

Una consecuencia de esta reducción del área de flujo es un aumento de la velocidad del aire de arrastre y la correspondiente disminución de la presión en esta región. Con un venturi correctamente diseñado, la presión en la garganta debería ser ligeramente inferior, o aproximadamente igual, a la de la tolva de suministro, que, en la mayoría de las aplicaciones, es la presión atmosférica. Esto facilita que el material fluya fácilmente por

gravedad hacia la tubería, y en estas condiciones no se producirán fugas de aire del alimentador que obstaculicen la alimentación del material.

- Determinación de parámetros del Venturi

Para poder determinar la perdida de energía generada por el Venturi que está localizado en la etapa de presión del circuito neumático primero debe determinar una serie de parámetros que se irán detallando conforme se vaya avanzando en los cálculos.

- Velocidad en la garganta del Venturi

Para poder determinar esta velocidad se utilizará la ecuación

$$C_t = \left\{ 2 * C_p * T_i \left[1 - \left(\frac{p_t}{p_i} \right)^{\frac{\lambda-1}{\lambda}} \right] + {C_i}^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \tag{64}$$

Donde:

$C_p = 1000 \left[\frac{J}{Kg * K} \right]$ $calor\ especifico\ del\ aire$

$T_i = 20\ [°C] = 293\ [K]\ Temp.\ del\ aire$

$p_t = presion\ en\ la\ garganta$

$p_i = presion\ antes\ del\ venturi$

$\lambda = 1{,}4\ Coeficiente\ adiabatico\ del\ aire\ (Cp/Cv)$

$C_i = Velocidad\ de\ entrada\ del\ aire$

Definidos los parametros necesarios se procede a realizar el calculo:

$$C_t = \left\{ 2 * 1000 \left[\frac{J}{Kg * K} \right] * 293\ [K] * \left[1 - \left(\frac{105444\ Pa}{101300\ Pa} \right)^{\frac{1{,}4-1}{1{,}4}} \right] + \left(21.6 \left[\frac{m}{s} \right] \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$C_t = 60 \frac{m}{s}$$

- Diámetro de la garganta D_t

En este caso utilizaremos la ecuación 65 para determinar el diámetro de la garganta del Venturi.

$$D_t = \left\{ \left(\frac{C_i}{C_t} \right) * \left(\frac{p_t}{p_i} \right)^{\frac{-1}{\lambda}} \right\}^{\frac{1}{2}} * d_p \tag{65}$$

Donde:

$d_p = 160\ [mm]\ Diametro\ de\ la\ tuberia\ al\ ingreso\ del\ venturi$

Calculamos:

$$D_t = \left\{ \left(\frac{21.6\ \left[\frac{m}{s}\right]}{60\left[\frac{m}{s}\right]} \right) * \left(\frac{105444\ Pa}{101300\ Pa} \right)^{\frac{-1}{1,4}} \right\}^{\frac{1}{2}} * 0.16\ [m]$$

$$D_t = 0.095m$$

- Perdida de energia en venturi

Para determinar está perdida de energía se utilizo la ecuación 66 que se muestra a continuación.

$$\Delta Pventuri = \frac{1}{2} * \rho_t * Kv * C_t^2 \tag{66}$$

Donde:

$Kv = 0.3; Constante\ recomendada\ para\ caida\ de\ presion\ en\ venturis.$

$\rho_t = 1.254\ \left[\frac{Kg}{m^3}\right] Densidad\ del\ aire\ a\ la\ salida$ (Calculado en función de la presión en la garganta y la temperatura)

Utilizando los demás términos calculados procederemos a determinar finalmente la caída de presión en este accesorio del sistema neumático.

$$\Delta Pventuri = \frac{1}{2} * \rho_t * Kv * C_t^2$$

$$\Delta Pventuri = \frac{1}{2} * 1.254 \left[\frac{Kg}{m^3}\right] * 0.3 * \left(60 \left[\frac{m}{s}\right]\right)^3$$

$$\Delta Pventuri = 677.9\ Pa$$

5.8 Calculo de potencia requerida por el sistema de transporte neumático.

Para estimar la potencia total necesaria del sistema de transporte neumático, se emplea la ecuación propuesta por Mills [1], la cual permite aproximar la potencia en función de las pérdidas de energía totales del circuito.

En primer lugar, se suman las pérdidas de energía correspondientes a la etapa de succión, considerando tanto los tramos horizontales como los verticales, junto con las pérdidas localizadas originadas en accesorios, codos y la boquilla de aspiración.

Del mismo modo, se determinan las pérdidas en la etapa de presión, obteniendo así la pérdida total de energía del sistema.

A partir de estos valores, se construye el cuadro resumen de pérdidas **Figura 5-6**, en el cual se detallan las contribuciones de cada tramo, permitiendo finalmente calcular la potencia requerida para el funcionamiento del equipo.

PERDIDAS EN SUCCION	PERDIDAS EN PRESION
12986,80	**6143,9**

Figura 5-6: Resumen de perdidas por etapa

- Potencia requerida por el sistema en etapa de succión

Para determinar la potencia requerida por el sistema se utilizo la ecuación 67.

$$P = 165 * \dot{m}_a * ln\left(\frac{p_1}{p2}\right) \tag{67}$$

Donde:

$\dot{m}_a = 0.525 \left[\frac{kg}{s}\right]\ flujo\ masico\ (aire)$

$p_1 = 101300\ [Pa]\ presion\ atmosferica$

$p_2 = corresponde\ a\ la\ caida\ de\ presion\ en\ la\ etapa\ de\ succion\ [Pa]$

De esta manera obtenemos:

$$Preq\ succion = 165 * 0.525\ \left[\frac{kg}{s}\right] * ln\left(\frac{101300\ [Pa]}{88313{,}20\ [Pa]}\right)$$

$$Preq\ succion = 11{,}8\ kW$$

- Potencia requerida por el sistema en etapa de presión

Utilizaremos la ecuación 68 para determinar la potencia debido a las perdidas en la etapa de presión.

$$P = 165 * \dot{m}_a * ln\left(\frac{p_3}{p1}\right) \tag{68}$$

Donde:

$p_3 = presion\ positiva\ en\ la\ etapa\ de\ presion\ [Pa]$

De esta forma obtenemos:

$$Preq\ presion = 165 * 0.525\ \left[\frac{kg}{s}\right] * ln\left(\frac{107443{,}94[Pa]}{101300\ \ [Pa]}\right)$$

$$Preq\ presion = 5.11\ kW$$

Finalmente podemos determinar la potencia total requerida por el sistema:

$$Preq\ total = \ Preq\ presion + \ Preq\ succion$$

$$Preq\ total = \ 11{,}8\ kW + \ 5.11\ kW$$

$$Preq\ total = 17\ kW = 22{,}8\ HP$$

Para obtener un valor potencia requerida real se afectará la potencia requerida total calculado anteriormente por un factor de 0.7 para de esta manera tener en cuenta perdidas que hasta el momento despreciamos como ser la eficiencia del motor, perdidas debido al sistema de transmisión, etc.

De esta manera la potencia requerida real quedaría:

$$Preq\ real = \frac{Preq\ total}{0.7}$$

$$Preq\ real = \frac{22{,}8\ HP}{0.7}$$

$$\boxed{Preq\ real\ \cong 33\ HP}$$

5.9 Desarrollo de zaranda rotativa

En este apartado se desarrolló los cálculos necesarios para fundamentar el correcto funcionamiento de manera teórica de la zaranda rotativa, dicho equipo se encargará de separar el cereal de cualquier suciedad que se encuentre con el cereal al ingresar al equipo.

5.9.1 Fundamentos adoptados

- Velocidad critica

La velocidad critica de un tambor cilíndrico se puede estimar con la expresión.

$$N_c = \frac{42.3}{\sqrt{D}}$$

Donde:

$D = Diametro\ del\ tambor\ [m]$

$N_c = Velocidad\ critica\ de\ rotacion\ [RPM]$

$$N_c = \frac{42.3}{\sqrt{0.35[m]}} = 71.5\ [RPM]$$

Por lo general se recomienda operar a una fracción de la velocidad critica de rotación para evitar el centrifugado y mantener el régimen de tumbling o cascading. Dependiendo de la aplicación en la que se utilice se recomiendan velocidades entre 15% - 60% de N_c.

Con velocidades superiores a las recomendadas la eficiencia comienza a caer drásticamente por pegado del material. Para granos se recomiendan trabajar en el rango inferior de

velocidades recomendadas (20% - 25% de N_c.), de esta manera se reducen al mínimo las roturas de granos.

- Área abierta de chapa perforada (OA)

Para determinar el área perforada utilizamos una calculadora, utilizando datos como la distancia entre centro de los agujeros, diámetro de los mismos y el patrón de perforación, Donde este factor se multiplica por el área de la chapa sin contar para estimar el porcentaje de área perforada.

Para nuestro caso se obtuvo un OA = 57% como se puede ver en **Figura 5-7**.

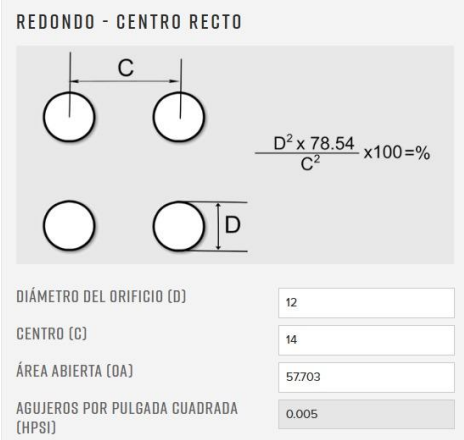


Figura 5-7: Determinación de área abierta.

Donde el área total del cilindro es:

$$A_t = \pi * D * L$$

Donde:

$L = Longitud\ de\ chapa\ perforada\ [m]$

$$A_t = \pi * 0.350\ [m] * 0.9[m]$$

$$A_t = 0.989\ m^2$$

Área abierta efectiva:

$$A_{abierta} = OA * A_t$$

$$A_{abierta} = 0.57 * 0.989\ m^2$$

$$A_{abierta} = 0.56\ m^2$$

- Flujo másico requerido por unidad de área abierta

Como se mencionó anteriormente, el objetivo es alcanzar una capacidad de procesamiento de 20 t/h, equivalente a un flujo másico de:

$$Q = 20\frac{t}{h} = 5.55\frac{kg}{s}$$

considerando como material de diseño el maíz, con una densidad real de:

$$\rho = 720\frac{kg}{m^3}$$

A partir de estos valores, se determina la velocidad superficial necesaria a través de la superficie abierta de la zaranda para mantener dicho caudal:

$$v_{req} = \frac{\dot{m}}{\rho * A_{abierta}}$$

$$v_{req} = \frac{5.55\left[\frac{kg}{s}\right]}{720\left[\frac{kg}{m^3}\right] * 0.56\ [m^2]} = 0.0137\left[\frac{m}{s}\right]$$

El valor obtenido es considerablemente inferior a la velocidad recomendada para mantener una adecuada eficiencia de limpieza. Según la bibliografía, la velocidad óptima corresponde aproximadamente al 20-25 % de la velocidad crítica tangencial, que para el presente caso se estima en:

$$v_{tc} = 0.275\left[\frac{m}{s}\right]$$

Al comparar ambos resultados, se observa que la velocidad requerida representa solo el 5 % de la recomendada, por lo cual se ajusta el régimen de operación de la zaranda a valores dentro del rango eficiente.

De esta forma, se establece que la velocidad de rotación adecuada debe encontrarse entre 12 y 18 rpm, garantizando el equilibrio entre capacidad de limpieza y estabilidad del proceso.

- Torque y potencia de la zaranda

A partir del modelado realizado en SolidWorks, se asignaron materiales a los distintos componentes que conforman el conjunto rotativo de la zaranda, obteniendo los datos necesarios para determinar el par de aceleración requerido para alcanzar la velocidad nominal de 15 rpm, calculada en el apartado anterior.

El par de aceleración se calcula mediante la expresión:

$$T_a = J * \alpha = J * \frac{\omega}{t_a}$$

Donde:

$T_a = Par\ de\ accionamiento\ [N.m]$

$J = Inercia\ rotacional\ [kg.m^2]$

$\omega = Velocidad\ angular\ \left[\frac{1}{seg}\right]$

$t_a = Tiempo\ en\ alcanzar\ el\ regimen\ [seg]$

Según los resultados del software SolidWorks, el subensamblaje a accionar presenta una inercia rotacional de:

$$J = 0.59\ [kg.m^2]$$

Se fija un tiempo de aceleración en:

$$T_a = 1\ [seg]$$

y una velocidad angular correspondiente a:

$$\omega = 15\ [RPM] * \frac{2\pi}{60} = 1{,}571\ [\frac{1}{seg}]$$

Por lo tanto, el par de aceleración resulta:

$$T_a = 0.59\ [kg.m^2] * \frac{1{,}571\ [\frac{1}{seg}]}{1\ [seg]}$$

$$T_a = 0.93\ [N.m]$$

En tambores rotativos, parte de la carga se eleva y cae por efecto de la gravedad generando un régimen de cascading, lo cual introduce un par resistente que puede modelarse empíricamente como:

$$T_c = k_c.m_{ef}.g.R$$

Donde:

$k_c =$ factor de elevación parcial (valores entre $0.1 - 0.25$)

$m_{ef} = Masa\ efectiva\ [kg]$

$R = Radio\ del\ tambor\ [m]$

Según fuentes describen que, en tambores parcialmente llenos, el momento resistente por la carga (k_c) puede expresarse como una fracción entre el 10%-25% del peso efectivo, dependiendo del ángulo de talud interno y el grado de llenado. Y la masa efectiva (m_{ef}) se puede calcular como 10/20% del volumen de la zaranda.

Partiendo de esta información y parándonos en un escenario más conservador adoptamos $k_c = 0.25$.

El volumen del tambor se calcula mediante:

$$V = \pi.R^2.L$$

$$V = \pi.(0.175\ [m])^2.0.9\ [m] = 0.0866\ [m^3]$$

Suponiendo que el tambor se encuentra parcialmente lleno (≈25 %), la masa efectiva del material resulta:

$$m_{ef} = 0.25 * V * \rho_c$$

$$m_{ef} = 0.25 * 0.0866\ [m^3] * 720\left[\frac{kg}{m^3}\right]$$

$$m_{ef} = 15.6\ [kg]$$

El par resistente será entonces:

$$T_c = 0.25.15.6\ [kg].9.8\left[\frac{m}{s}\right].0.175\ [m]$$

$$T_c = 6.71[N.m]$$

Finalmente, el par total requerido se obtiene sumando los pares calculados y aplicando un factor de seguridad de 2:

$$T_r = (T_a + T_c).FS$$

Donde:

$FS = 2. Factor\ de\ seguridad$

$$T_r = (0.93\ [N.m] + 6.71[N.m]).2$$

$$T_r \cong 15.3\ [N.m]$$

Este valor representa el torque total requerido para seleccionar el motor hidráulico que acciona la zaranda rotativa, asegurando un margen adecuado de seguridad y operación confiable.

6- Selección de componentes del sistema neumático.

En este capítulo se presentan los componentes comerciales que integran el sistema neumático, definidos a partir de los resultados obtenidos en los cálculos de diseño y los aspectos funcionales del proyecto.

Cada elemento fue seleccionado en función de su desempeño técnico, disponibilidad comercial y compatibilidad con los requerimientos operativos del equipo.

6.1 Selección de motor

Para la selección del motor que actúa como fuente principal de energía se tomó como referencia la potencia requerida determinada en el Capítulo 5, correspondiente al funcionamiento del sistema neumático.

La potencia real estimada para la etapa de transporte neumático es aproximadamente:

$$Preq\ real\ \cong 33\ HP$$

Sin embargo, el motor debe accionar también una central hidráulica encargada de alimentar todos los componentes hidráulicos del equipo; como ser motores y actuadores del sistema (mecanismos de apertura, giro y descarga). Se estimó que el sistema hidráulico demanda aproximadamente un 50% adicional de potencia, por lo que la potencia neta requerida resulta:

$$Preq\ neta\ \cong 1.5 * Preq\ real$$

$$Preq\ neta = 1.5 *\ 33\ HP$$

$$Preq\ neta = 49.5\ HP$$

Con este valor, se seleccionó el motor Perkins 404D-22T Industrial Diesel Engine, cuyas especificaciones se muestran en la **Figura 6-1**.

Specifications

Power Rating		
Minimum power	36.3 kW	48.7 hp
Maximum power	45.5 kW	61 hp
Rated speed	2600-3000 rpm	
Maximum torque	189.1 Nm @ 1800 rpm	139.5 lb-ft @ 1800 rpm

Emission Standards	
Emissions	EU Stage IIIA/U.S. EPA Tier 4 Interim equivalent

General		
Number of cylinders	4 inline	
Bore	84 mm	3.3 in
Stroke	100 mm	3.9 in
Displacement	2.2 litres	135 cubic in
Aspiration	Turbocharged	
Cycle	4 stroke	
Compression ratio	23.3:1	
Combustion system	Indirect injection	
Rotation (from flywheel end)	Anti-clockwise	
Cooling system	Liquid	

Figura 6-1: Especificaciones del motor seleccionado.

Este modelo entrega una potencia mínima de 48.7 HP y una máxima de 61 HP, cubriendo holgadamente las necesidades energéticas del conjunto.

En la curva característica del motor (**Figura 6-2**) se observa que el régimen operativo utilizado para el diseño del sistema de transmisión (motor-turbina) se encuentra entre 1800 y 2200 rpm, rango que garantiza eficiencia energética y un margen adecuado de par disponible.

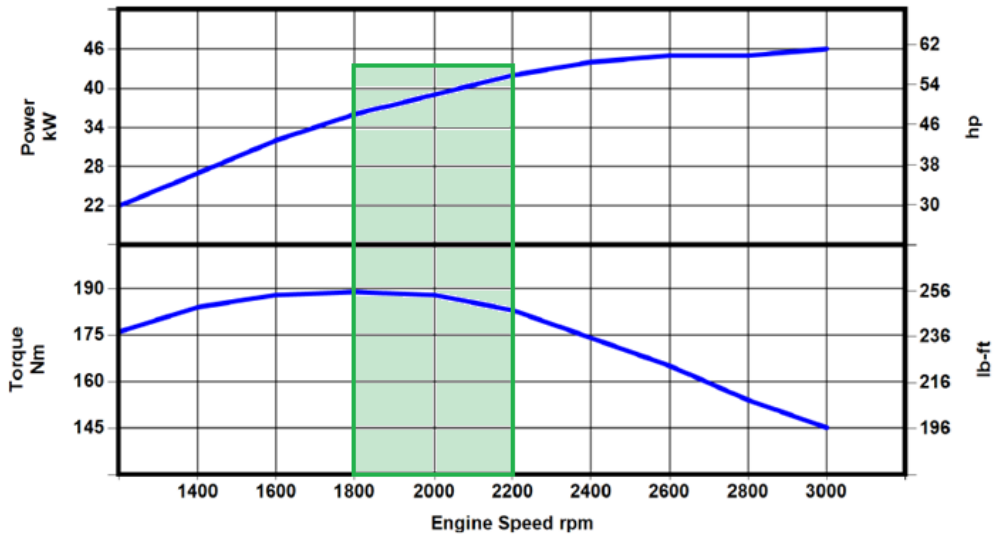


Figura 6-2: Curva característica del motor seleccionado.

6.2 Selección de turbina multietapa para sistema neumático

El dimensionamiento de la turbina centrífuga multietapa se basa en determinar el número de etapas necesarias para alcanzar la presión total de operación:

$$\Delta Ptotal = Netapas * \Delta Petapa$$

Donde:

$\Delta Ptotal = Presion\ maxima\ alcanzada\ por\ la\ turbina$

$Netapas = Numero\ de\ etapas\ (9\ etapas)$

$\Delta Petapa = Es\ el\ valor\ Delta\ Presion\ alcanzado\ por\ cada\ etapa$

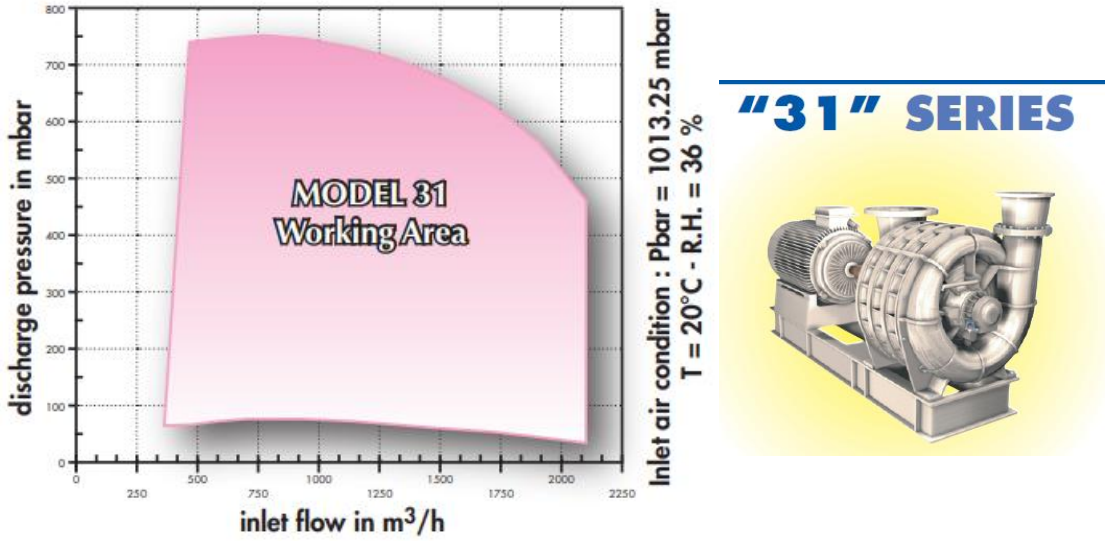


Figura 6-3: Área de trabajo de la turbina.

A partir de la curva característica del modelo seleccionado (**Figura 6-3**), la turbina alcanza una presión total de 75 kPa (750 mbar) con un total de 9 etapas.

Por lo tanto:

$$\Delta Ptotal = 750\ [mbar] = 75\ [kPa]$$

Suponiendo un incremento de presión proporcional entre etapas, se obtiene:

$$\Delta Petapa = \frac{\Delta Ptotal}{Netapas}$$

$$\Delta Petapa = \frac{75\ [kPa]}{9}$$

$$\Delta Petapa = 8.3\ [kPa]$$

Dado que el sistema requiere aproximadamente 20 kPa, el número mínimo de etapas resulta:

$$Netapas = \frac{\Delta Preqtotal}{\Delta Petapa}$$

$$Netapas = \frac{20kPa}{8.3\ kPa} = 2.4$$

Se adopta un diseño de 4 etapas, lo que proporciona un margen de seguridad, mayor flexibilidad operativa y estabilidad frente a variaciones de carga o tipo de material.

6.3 Selección de válvula rotativa

La válvula rotativa regula el flujo de material descargado desde el ciclón, actuando además como esclusa de aire.

Su dimensionamiento se realiza según el caudal volumétrico de sólidos:

$$Q_s = \frac{\dot{m}}{\rho_s}$$

Donde:

$Q_s = Caudal\ volumetrico\ de\ solidos\ \left[\frac{m^3}{h}\right]$

$\dot{m} = Flujo\ masico\ \left[\frac{kg}{s}\right]$

$\rho_s = Densidad\ aparente\ del\ cereal \left[\frac{kg}{m^3}\right]$

Resultando entonces:

$$Q_s = \frac{5{,}55 \left[\frac{kg}{s}\right]}{720\ \left[\frac{kg}{m^3}\right]}$$

$$Q_s = 0.0077 \left[\frac{m^3}{s}\right] = 27.7 \left[\frac{m^3}{h}\right]$$

Con este valor se seleccionó la válvula Kongskilde CA30-G (**Figura 6-4**), adecuada para el caudal calculado y capaz de mantener un flujo estable y continuo.

Technical data:

	CA20	CA30-G	CA40-G	CA50
Rpm	65	37	58	58
Ratio	1:23	1:40	1:25	1:25
Motor output (kW)	0,55	1,1	1,5	1,5
Motor rpm	1.500			
Power supply	3x400V / 50Hz			
Capacity (tons per hour at 700 kg pr m³)	16	42	64	100
Max. pressure (mm Vs / kPa)	2.000 / 19,6	4.000 / 39,2	5.000 / 49,1	8.000 / 80
Weight (kg) CAD	45	84	87	150
Weight (kg) CAE	34	73	76	-

Figura 6-4: Datos técnicos de válvulas rotativas

El régimen de giro se determinó a partir del caudal nominal de catálogo:

Estimaremos las rpm para nuestro caso $Q = 20 \left[\frac{t}{h}\right]$:

$$\dot{m}_{cat} = \frac{42000\ kg}{3600\ s} = 11{,}67 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{V}_{cat} = \frac{11{,}67}{700} = 0.01667 \frac{m^3}{s}$$

$$rps_{cat} = \frac{37}{60} = 0.6167\ rps$$

Si dividimos el flujo volumétrico por segundo con las revoluciones por segundo de catalogo obtenemos el volumen por revolución.

$$V_{rev} = \frac{\dot{V}_{cat}}{rps_{cat}} = \frac{0.01667 \frac{m^3}{s}}{0.6167\ rps}$$

$$V_{rev} = 0.270 \frac{m^3}{rev}$$

Con los siguientes cálculos podremos determinar aproximadamente a qué velocidad debería girar el eje de la válvula rotativa y así en base al reductor que viene con la misma podemos elegir cual es el motor hidráulico adecuado.

Tenemos que hacer circular un caudal de $Q = 20\left[\frac{t}{h}\right]$:

$$\dot{m} = 5.55\frac{kg}{s} \rightarrow \dot{V} = 0.00772\ \frac{m^3}{s}$$

$$rpm_{val} = \frac{\dot{V}}{V_{rev}} = \frac{0.00772\ \frac{m^3}{s}}{0.270\frac{m^3}{rev}} = 0.286rps = 17.2\ rpm$$

Dependiendo del tipo de cereal que se esté procesando vamos a ajustar las rpm de la válvula. Cabe destacar que los valores de densidad para los distintos cereales rondan en +/- 10%, por lo cual el motor seleccionado tiene que tener la capacidad de ajustar sus parámetros operativos en esos valores.

- Selección de motor hidráulico

La misma válvula seleccionada ya viene ensamblada con un reductor de velocidad de relación $i = 1{:}40$. Con esta relación de reducción y la potencia del motor eléctrico requerido por catálogo podemos estimar las rpm y torque que necesitamos para poder seleccionar el motor hidráulico.

$$n_{motor} = n_{valvula} * i = 17.2\ [rpm] * 40 = 680\ [rpm]$$

Torque en eje de la válvula y en el eje del reductor:

- Torque en la válvula (a partir de la potencia pedida)

$$T_{valvula} = \frac{9550 * P[kW]}{n[rpm]} = \frac{9550 * 1.1}{17.2} \cong 610\ N.m$$

- Torque que debe entregar el motor:

$$T_{motor} = \frac{T_{valvula}}{i * \eta_{red}} = \frac{610}{40 * 0.9} \cong 17\ N.m$$

Para asegurar un funcionamiento confiable, se seleccionó un motor con un torque disponible al menos un 20 % superior al requerido, proporcionando un margen de seguridad frente a sobrecargas.

Por lo tanto, tenemos que:

$$T_{motor} = 20.4\ N.m$$

El motor que selecciono para accionar la válvula rotativa es de la marca SAUER DANFOSS modelo OMM 20. La ficha técnica se presenta a continuación **Figura 6-5**.

SAUER DANFOSS

OMM
Technical Information
Technical Data

Technical Data for OMM with 16 mm and 5/8 in Cylindrical Shaft

Type			OMM	OMM	OMM	OMM	OMM	OMM
Motor Size			**8**	**12.5**	**20**	**32**	**40**	**50**
Geometric displacement	cm³ [in³]		8.2 [0.50]	12.5 [0.77]	19.9 [1.22]	31.6 [1.93]	39.8 [2.43]	50 [3.08]
Max. speed	min⁻¹ [rpm]	cont.	1950	1550	1000	630	500	400
		int.[1]	2450	1940	1250	800	630	500
Max. torque	Nm [lbf·in]	cont.	11 [95]	16 [140]	25 [220]	40 [350]	45 [400]	46 [410]
		int.[1]	15 [135]	23 [200]	35 [310]	57 [500]	70 [620]	88 [780]
Max. output	kW [hp]	cont.	1.8 [2.4]	2.4 [3.2]	2.4 [3.2]	2.4 [3.2]	2.2 [3.0]	1.8 [2.4]
		int.[1]	2.6 [3.5]	3.2 [4.3]	3.2 [4.3]	3.2 [4.3]	3.2 [4.3]	3.2 [4.3]
Max. pressure drop	bar [psi]	cont.	100 [1450]	100 [1450]	100 [1450]	100 [1450]	90 [1310]	70 [1020]
		int.[1]	140 [2030]	140 [2030]	140 [2030]	140 [2030]	140 [2030]	140 [2030]
		peak[2]	200 [2900]	200 [2900]	200 [2900]	160 [2320]	160 [2320]	160 [2320]
Max. oil flow	l/min [USgal/min]	cont.	16 [4.2]	20 [5.3]	20 [5.3]	20 [5.3]	20 [5.3]	20 [5.3]
		int.[1]	20 [5.3]	25 [6.6]	25 [6.6]	25 [6.6]	25 [6.6]	25 [6.6]
Max. starting pressure with unloaded shaft	bar [psi]		4 [60]	4 [60]	4 [60]	4 [60]	4 [60]	4 [60]
Min. starting torque	at max. press. drop cont. Nm [lbf·in]		7 [60]	12 [105]	21 [185]	34 [300]	38 [335]	41 [365]
	at max. press. drop int.[1] Nm [lbf·in]		10 [90]	147 [150]	29 [255]	48 [425]	62 [550]	79 [700]
Min. speed[4]	min⁻¹ [rpm]		50	40	30	30	30	30

Figura 6-5: Ficha técnica motores hidráulicos SAUER DANFOSS

Se observa que el motor seleccionado cumple adecuadamente con las especificaciones requeridas. Además, en caso de operar con un caudal reducido lo que implicaría una disminución en la velocidad de rotación, la presión de trabajo correspondiente a la potencia demandada se mantendría por debajo de los valores máximos para los cuales el motor fue diseñado, garantizando su correcto funcionamiento.

Cabe destacar que la válvula rotativa seleccionada incorpora un sistema Venturi integrado en su estructura (**Figura 6-6**), el cual genera la depresión necesaria para mantener el sellado neumático y facilitar la transferencia del material sin pérdidas de presión.

Figura 6-6: Válvula rotativa con Venturi incorporado

6.4 Selección de embrague

- Tipo y configuración elegida

Se seleccionó un PTO mecánico con palanca tipo “over-center”, correspondiente a la serie C de la marca WPT Power (**Figura 6-7**). El conjunto cuenta con carcasa SAE 4 y eje de salida montado sobre rodamientos, lo que garantiza una transmisión robusta y confiable.

El embrague se acopla directamente al volante SAE 7½” del motor Perkins 404D-22T, asegurando una alineación precisa y una instalación compacta. Desde el eje de salida del PTO, el movimiento se transmite mediante un manchón elástico, que compensa posibles desalineaciones y reduce vibraciones. Este manchón conecta con un eje intermedio apoyado en dos bancadas, sobre el cual se encuentra montada la polea motriz encargada de accionar el sistema neumático.

Este nos permite un acoplamiento directo, seguro y fácilmente desacoplable entre el motor y la transmisión principal, protegiendo los componentes frente a sobrecargas y simplificando las tareas de mantenimiento.

Figura 6-7: Ilustración del modelo de embrague seleccionado.

- Cálculo de par de diseño

La potencia entregada por el motor en régimen de trabajo es de 49,5 HP a 1800 rpm.

El par correspondiente se calcula como:

$$T = \frac{HP * 5252}{rpm}$$

$$T = \frac{49.5 * 5252}{1800} = 144.3\ lb * ft \cong 196\ N * m$$

Dado que el embrague no transmite carga radial (la polea está montada sobre eje independiente) y existe un acoplamiento elástico intermedio, se aplica un factor de servicio de 2,0 (servicio pesado, sin impacto directo).

$$T_d = 144.3 * 2.0 = 288.6\ lb * ft \cong 392\ N * m$$

Como podemos ver en la **Figura 6-8** obtenida del catálogo WPT Mechanical Power Take-Off Clutches, el modelo C110 (SAE 4) cumple con el torque de diseño (392 N·m ≈ 289 lb·ft) con un margen del 20 %. Resultando adecuado para el motor Perkins 404D-22T. Además, su patrón SAE 4 coincide con la carcasa del motor (volante SAE 7½”), lo que permite el montaje directo sin adaptadores.

SPECIFICATIONS

Model/ Size	Available SAE Housing Sizes	Maximum Input Torque lb-ft (Nm) Class 1	Duty Service Classification Maximum Clutch Ratings hp (Kw)[1] Class 2	Class 3	Class 4	Maximum Speed rpm[2]	Approx. Net Weight lbs (kgs)
C106	6,5,4	160 (217)	40 (30)	28 (21)	20 (15)	3500	53 (24.0)
C107	6,5,4	177 (240)	57 (43)	38 (28)	28 (21)	3200	56 (25.4)
C108	5,4,3	230 (312)	68 (51)	45 (34)	34 (25)	3100	73 (33.1)
C110	4,3,2	329 (446)	98 (73)	65 (49)	49 (37)	3400	117 (53.1)
SP111	3,2,1	452 (613)	128 (95)	85 (63)	64 (48)	3200	143 (64.9)
SP211	3,2,1	904 (1 226)	255 (190)	170 (128)	128 (95)	3200	157 (71.2)
SP311	3,2	1,620 (2 200)	383 (286)	252 (188)	189 (141)	3200	223 (101.2)
SP114	1,0	800 (1 085)	194 (145)	125 (93)	94 (70)	2400	263 (119.3)
SP214	1,0	1,600 (2 170)	388 (289)	252 (188)	190 (142)	2400	332 (150.6)
SP314	1,0	2,400 (3 255)	582 (434)	374 (279)	281 (210)	2400	413 (187.3)

[1] Horsepower (Kw) ratings may be increased with optional clutch plates.
[2] Contact WPT Engineering for applications requiring higher speeds.

Figura 6-8: Especificaciones del acoplamiento seleccionado.

6.5 Selección de acoplamientos, poleas y correas.

- Acoplamiento

Para la conexión entre el eje del motor diésel y el eje que transmite el movimiento hacia la turbina se seleccionó un acoplamiento elástico GUMMI modelo A-50, de la familia de acoplamientos tipo “tire”.

Este se elegio por su capacidad de absorber vibraciones, compensar desalineaciones y reducir los esfuerzos de transmisión.

El motor utilizado desarrolla una potencia aproximada de 49,5 HP (36,9 kW) a 1800 rpm, lo que genera un par transmisible de:

$$T = \frac{9550 * P}{n} \; [N * m]$$

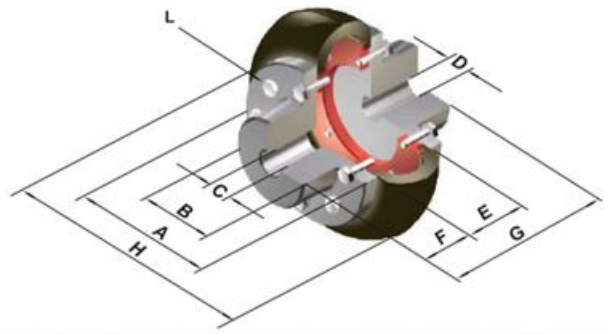
$$T = \frac{9550 * 36.9}{n} \cong 196 \; [N * m]$$

Dado que se trata de una máquina accionada por un motor diésel, con variaciones de carga y arranques frecuentes, se aplica un factor de servicio de 1,75 para contemplar sobrecargas y esfuerzos dinámicos.

De este modo, el par de diseño se calcula como:

$$T_d = 1.75 * 196 \cong 343\ N * m$$

Por lo tanto, el acoplamiento seleccionado debe tener una capacidad nominal de al menos 350 N·m, y una capacidad máxima superior a 450 N·m, valores que se corresponden con las prestaciones del modelo GUMMI A-50, según los datos de catálogo del fabricante como podemos ver en **Figura 6-9**.



A - Ø Flange of the Hub
B - Ø Neck of the Hub
C - Ø Máx. bore
D - Ø Min. bore
E - With of the Flexible Element
F - Length of the Hub
G - Length of the Flexible Coupling
H - Ø Flexible Element
L - Screw

Table III

NORMAL HUB													Metric Hex Cap Screws	
MODEL	Nominal Torque Nm	Torsion (º)	weight (1) (Kg.)	Gd2 (Kg m2)	A	B	C Max	D Min	E	F	G	H	N.	Dimension mm
A-20	45	2º	1.05	0.0017	74	36	24	10	30	25	80	95	12	6 x 1 x 20
A-25	61	5º	1.09	0.0018	74	36	24	10	30	25	80	95	12	6 x 1 x 20
A-30	90	2º	2.40	0.0094	96	49	32	10	40	35	110	127	16	8 x 1,25 x 25
A-35	127	4º	2.65	0.0098	96	49	32	10	40	35	110	127	16	8 x 1,25 x 25
A-45	340	3º	5.00	0.0382	127	70	48	15	50	45	140	167	20	8 x 1,25 x 25
A-50	505	6º	5.32	0.0402	127	70	48	15	50	45	140	167	20	8 x 1,25 x 25
A-60	940	5º	12.50	0.1065	169	100	65	25	65	60	185	224	24	10 x 1,50 x 35
A-70	1287	9º	13.30	0.1593	169	100	65	25	65	60	185	224	24	10 x 1,50 x 35
A-80	1700	5º	24.00	0.504	218	116	85	30	90	80	250	302	20	12 x 1,75 x 45

Figura 6-9: Datos de acoplamientos GUMMI.

- Correas y poleas

Para la transmisión entre el eje del motor y la turbina se seleccionó un sistema de correas trapezoidales sección B, teniendo en cuenta sus prestaciones principales como ser su bajo mantenimiento y capacidad de transmisión de potencia a altas velocidades.

El objetivo buscado fue duplicar la velocidad de rotación, pasando de 1800 rpm en el motor a 3600 rpm en la turbina, con una relación de transmisión de 2:1. Por consideraciones de diseño se adoptó una distancia entre ejes aproximada de 1000mm, y una potencia máxima a transmitir

de 40HP, correspondiente a la demanda real del conjunto de la turbina (ya balanceada dinámicamente).

No se consideró la máxima potencia del motor para que las mismas en caso de problemas actúen como fusibles o advertencia en caso de que algún componente de la turbina presente fallas.

Para determinar la potencia por correa utilizamos la Tabla N.º 20 del catálogo Gates **(Figura 6-10)** para correas sección B, la potencia base transmitida por una sola correa depende de la velocidad del eje rápido y del diámetro de la polea menor.

Para una polea de 200 mm (≈ 7.9 in) que gira a 3600 rpm, la tabla indica una potencia base de 11.8 HP por correa. Adicionalmente, se aplica un incremento por la relación de transmisión 2:1, según la columna de “Additional Horsepower per Belt”, que aporta +1.8 HP.

$$Potencia\ efectiva\ por\ correa = 11.8\ HP + 1.8\ HP = 13.6\ HP$$

Como la potencia requerida por la turbina es de 40 HP, el número de correas necesarias resulta:

$$N = \frac{40HP}{13.6HP} \cong 3$$

Por lo tanto, se seleccionó tres correas B, lo que permite cubrir la potencia requerida con un margen de seguridad adecuado.

- Verificación del ángulo de abrazamiento

Para la disposición adoptada, con una distancia entre ejes de 1000 mm, la verificación del ángulo de contacto se realiza mediante:

$$\sin\theta = \frac{D_L - D_S}{2C} \ => \ \alpha_S = 180° - 2\theta$$

Reemplazando:

$$\sin\theta = \frac{400 - 200}{2 * 1000} = 0.1 => \theta = 5.739°$$

$$\alpha_S = 180° - 2 * (5.739°) = 168.5°$$

El ángulo de abrazamiento en la polea menor resulta α_s = 168.5°, valor muy superior al mínimo recomendado (120°), garantizando una correcta transmisión sin deslizamientos apreciables.

Table No. 20 **Rated Horsepower per Belt** For B Section Hi-Power® II V-Belts and Hi-Power II PowerBand® Belts

RPM of Faster Shaft	Basic Horsepower per Belt for Small Sheave Datum Diameter										
	*4.60	*5.00	*5.20	5.40	5.60	6.00	6.40	6.80	7.40	8.60	9.40
725	2.85	3.37	3.62	3.87	4.13	4.63	5.13	5.62	6.35	7.79	8.73
870	3.27	3.87	4.17	4.47	4.76	5.35	5.93	6.50	7.36	9.02	10.1
950	3.48	4.13	4.46	4.78	5.09	5.73	6.35	6.97	7.88	9.67	10.8
1160	4.02	4.78	5.16	5.54	5.92	6.66	7.39	8.12	9.18	11.3	12.6
1425	4.61	5.52	5.97	6.41	6.85	7.72	8.58	9.42	10.7	13.0	14.5
1750	5.23	6.30	6.82	7.33	7.84	8.85	9.83	10.8	12.2	14.8	16.4
2850	6.43	7.84	8.52	9.18	9.81	11.0	12.2	13.2	14.6		
3450	6.44	7.89	8.58	9.23	9.85	11.0	12.0	12.9			
200	1.02	1.19	1.27	1.35	1.43	1.59	1.75	1.90	2.14	2.60	2.91
400	1.80	2.10	2.25	2.40	2.55	2.85	3.14	3.44	3.87	4.74	5.30
600	2.47	2.90	3.12	3.33	3.55	3.98	4.40	4.82	5.44	6.67	7.47
800	3.07	3.63	3.91	4.18	4.46	5.01	5.55	6.08	6.88	8.44	9.45
1000	3.62	4.29	4.63	4.96	5.30	5.96	6.61	7.25	8.20	10.1	11.3
1200	4.11	4.90	5.29	5.68	6.07	6.83	7.58	8.32	9.42	11.5	12.9
1400	4.56	5.45	5.90	6.33	6.77	7.63	8.47	9.30	10.5	12.9	14.3
1600	4.96	5.95	6.44	6.93	7.41	8.35	9.28	10.2	11.5	14.0	15.6
1800	5.32	6.40	6.93	7.46	7.98	9.00	10.0	11.0	12.4	15.0	16.6
2000	5.63	6.80	7.37	7.93	8.49	9.57	10.6	11.6	13.1	15.8	17.4
2200	5.90	7.14	7.74	8.34	8.92	10.1	11.2	12.2	13.7	16.4	17.9
2400	6.12	7.42	8.05	8.67	9.28	10.5	11.6	12.7	14.2	16.8	18.2
2600	6.29	7.65	8.30	8.94	9.57	10.8	11.9	13.0	14.5	17.0	
2800	6.41	7.81	8.48	9.14	9.78	11.0	12.1	13.2	14.6		
3000	6.48	7.91	8.59	9.26	9.90	11.1	12.2	13.3	14.6		
3200	6.50	7.95	8.63	9.30	9.93	11.1	12.2	13.2	14.4		
3400	6.46	7.91	8.60	9.25	9.88	11.0	12.1	13.0			
3600	6.36	7.81	8.48	9.12	9.73	10.8	11.8				
3800	6.20	7.63	8.29	8.90	9.48	10.5					
4000	5.98	7.37	8.00	8.59	9.13						
4200	5.69	7.04	7.63	8.18							
4400	5.34	6.62	7.17								
4600	4.92	6.11									
4800	4.42										

Drives for rpm-diameter combinations where no horsepower is shown may be practical if all conditions are known. See your local Gates representative.

RPM of Faster Shaft	Additional Horsepower per Belt for Speed Ratio									
	1.00 to 1.01	1.02 to 1.03	1.04 to 1.06	1.07 to 1.08	1.09 to 1.12	1.13 to 1.16	1.17 to 1.22	1.23 to 1.32	1.33 to 1.50	1.51 and over
725	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.24	0.28	0.32	0.36
870	0.00	0.05	0.10	0.15	0.19	0.24	0.29	0.34	0.39	0.44
950	0.00	0.05	0.11	0.16	0.21	0.26	0.32	0.37	0.42	0.48
1160	0.00	0.06	0.13	0.19	0.26	0.32	0.39	0.45	0.52	0.58
1425	0.00	0.08	0.16	0.24	0.32	0.40	0.48	0.55	0.63	0.71
1750	0.00	0.10	0.19	0.29	0.39	0.49	0.58	0.68	0.78	0.88
2850	0.00	0.16	0.32	0.48	0.63	0.79	0.95	1.11	1.27	1.43
3450	0.00	0.19	0.38	0.58	0.77	0.96	1.15	1.34	1.53	1.73
200	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10
400	0.00	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.16	0.18	0.20
600	0.00	0.03	0.07	0.10	0.13	0.17	0.20	0.23	0.27	0.30
800	0.00	0.04	0.09	0.13	0.18	0.22	0.27	0.31	0.36	0.40
1000	0.00	0.06	0.11	0.17	0.22	0.28	0.33	0.39	0.44	0.50
1200	0.00	0.07	0.13	0.20	0.27	0.33	0.40	0.47	0.53	0.60
1400	0.00	0.08	0.16	0.23	0.31	0.39	0.47	0.54	0.62	0.70
1600	0.00	0.09	0.18	0.27	0.36	0.44	0.53	0.62	0.71	0.80
1800	0.00	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
2000	0.00	0.11	0.22	0.33	0.44	0.56	0.67	0.78	0.89	1.00
2200	0.00	0.12	0.24	0.37	0.49	0.61	0.73	0.86	0.98	1.10
2400	0.00	0.13	0.27	0.40	0.53	0.67	0.80	0.93	1.07	1.20
2600	0.00	0.14	0.29	0.43	0.58	0.72	0.87	1.01	1.16	1.30
2800	0.00	0.16	0.31	0.47	0.62	0.78	0.93	1.09	1.25	1.40
3000	0.00	0.17	0.33	0.50	0.67	0.83	1.00	1.17	1.33	1.50
3200	0.00	0.18	0.36	0.53	0.71	0.89	1.07	1.24	1.42	1.60
3400	0.00	0.19	0.38	0.57	0.76	0.94	1.13	1.32	1.51	1.70
3600	0.00	0.20	0.40	0.60	0.80	1.00	1.20	1.40	1.60	1.80
3800	0.00	0.21	0.42	0.63	0.84	1.06	1.27	1.48	1.69	1.90
4000	0.00	0.22	0.45	0.67	0.89	1.11	1.33	1.55	1.78	2.00
4200	0.00	0.23	0.47	0.70	0.93	1.17	1.40	1.63	1.87	2.10
4400	0.00	0.24	0.49	0.73	0.98	1.22	1.47	1.71	1.96	2.20
4600	0.00	0.26	0.51	0.77	1.02	1.28	1.53	1.79	2.05	2.30
4800	0.00	0.27	0.53	0.80	1.07	1.33	1.60	1.87	2.13	2.40

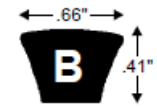


Figura 6-10: Selección de correas sección B

En resumen, para el accionamiento de la turbina se utilizará 3 correas perfil B. Las medidas de las correas que se podría utilizar son aproximadamente entre B115 y B118 según catálogo.

Para la transmisión se seleccionó poleas SKF de 3 canales **Figura 6- 11**, perfil B, con diámetros de 400mm para el eje accionado por el motor y 200mm para la turbina.

Cabe destacar que, siempre que se mantenga constante la relación de transmisión (2:1) y se verifiquen las condiciones de velocidad periférica y ángulo de abrazamiento, el tamaño de las poleas puede escalar proporcionalmente sin alterar el funcionamiento del sistema.

Figura 6- 11: Poleas 3 canales tipo B, diámetro 400 y 200

6.6 Selección de tuberías y codos

Para el sistema de transporte neumático se seleccionaron tuberías y accesorios de la marca Kongskilde, específicamente diseñados para aplicaciones industriales de manipulación de materiales granulares.

Estos componentes cuentan con un recubrimiento antidesgaste en las superficies internas expuestas al flujo del cereal (**Figura 6-12)**, lo que permite aumentar significativamente la vida útil del sistema y reducir los costos de mantenimiento.

El modelo elegido corresponde a la línea Kongskilde OKX 160, cuyas tuberías y codos están fabricados en acero endurecido. Este tratamiento se aplica principalmente en las zonas sometidas a mayores esfuerzos de impacto y fricción, como las paredes exteriores de los codos a 90°, donde el cereal concentra su energía cinética durante el cambio de dirección del flujo.

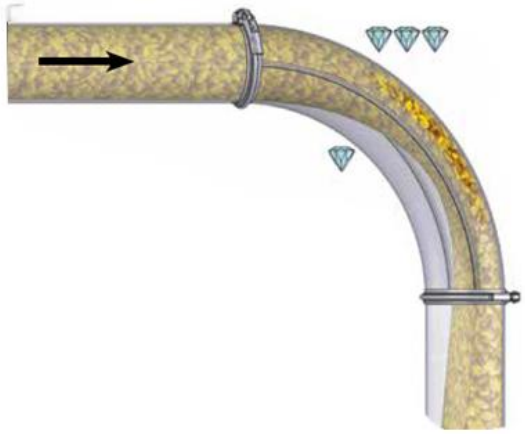


Figura 6-12: Tuberías y codos Kongskilde OKX 160

La utilización de este tipo de material permite minimizar el desgaste erosivo característico de los granos abrasivos (maíz, soja, trigo) y mantener una superficie interior lisa, reduciendo las pérdidas de carga y mejorando la eficiencia general del transporte neumático.

Para la unión entre los distintos tramos de tubería y los codos se adoptarán abrazaderas de sujeción rápida, diseñadas para permitir un montaje y desmontaje sencillo.

Este tipo de conexión ofrece diversas ventajas operativas:

- Facilita la inspección periódica del estado interno de las tuberías.
- Permite reconfigurar el recorrido del sistema según las condiciones de trabajo.
- Simplifica la sustitución de tramos que hayan alcanzado el final de su vida útil.

Las abrazaderas de liberación rápida seleccionadas pertenecen al mismo fabricante, garantizando la compatibilidad dimensional, la hermeticidad del sistema y la facilidad de mantenimiento.

Figura 6-13: Abrazaderas de cierre rápido

6.7 Selección de rodamientos

Para el soporte del eje de la zaranda rotativa se eligieron rodamientos con soporte tipo UCF 204 como se puede ver en la **Figura 6-14**, que son unidades completas formadas por un rodamiento autoalineante y una carcasa cuadrada de cuatro tornillos. Estos rodamientos se usan con mucha frecuencia en máquinas agrícolas e industriales porque son resistentes, fáciles de montar y mantener, y se adaptan bien a pequeñas desalineaciones entre los ejes y los soportes.

El diámetro interior del inserto es de 40 mm, adecuado para el eje de la zaranda, que trabaja a bajas revoluciones y con cargas radiales moderadas, generadas por el peso del tambor y el material que se está clasificando.

Figura 6-14: Rodamiento UCF 204

Se seleccionó este tipo de rodamiento por las siguientes razones:

- Autoalineación: el rodamiento tiene una pista exterior esférica que permite corregir pequeñas desalineaciones.
- Protección contra el polvo: el rodamiento incluye sellos de goma y guardapolvos metálicos, que evitan que ingresen partículas finas o polvo de cereal, algo muy común en este tipo de máquinas.
- Fácil mantenimiento: cuentan con un alemite para lubricarlos fácilmente sin necesidad de desmontar el conjunto.
- Montaje sencillo: se fijan al eje con dos tornillos prisioneros, lo que permite instalarlos y reemplazarlos rápidamente cuando sea necesario.

Para el soporte del eje que transmite el movimiento desde el motor hacia la turbina se seleccionaron rodamientos con soporte tipo pedestal UCP 208, ver figura **Figura 6- 15**.

Estos conjuntos están compuestos por un rodamiento insertable autoalineante montado en una carcasa de fundición gris mecanizada, lo que garantiza una base sólida y de fácil montaje.

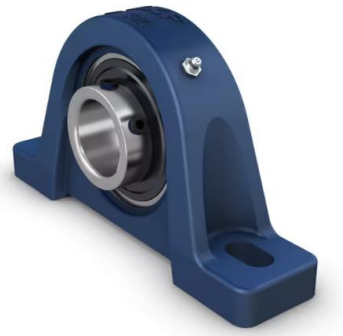
Las unidades UCP son ampliamente utilizadas en sistemas de transmisión por correas o cadenas debido a su robustez, confiabilidad y facilidad de instalación.

El inserto UC208 incluye anillos de retención y tornillos prisioneros para fijación directa al eje, permitiendo un acoplamiento rápido y seguro.

El diseño es autoalineante, lo que le permite compensar ligeras desalineaciones entre los ejes, evitando esfuerzos adicionales sobre la transmisión.

Cuentan con sellos de contacto y guardapolvos metálicos, que protegen el interior del rodamiento del polvo y la humedad, haciéndolos aptos para ambientes industriales o agrícolas.

La unidad se lubrica mediante un alemite, permitiendo un mantenimiento sencillo y prolongando su vida útil.



Características generales:

- Tipo: Soporte tipo pedestal con rodamiento insertado

- Modelo: UCP 208
- Diámetro interior: 40 mm
- Material de la carcasa: Fundición gris
- Sellado: Doble sello con guardapolvos metálico
- Lubricación: Por grasera
- Fijación al eje: Tornillos prisioneros en el aro interior

Figura 6- 15: Rodamiento SKF UCP 208

Aplicaciones típicas: Ejes de transmisión, poleas, sistemas transportadores y maquinaria agrícola.

6.8 Motor hidráulico zaranda

Para el accionamiento de la zaranda rotativa se seleccionó un motor hidráulico de baja velocidad y alto torque (LSHT), perteneciente a la línea Danfoss, modelo OMR 50 (**Figura 6-16**).

Este tipo de motor fue elegido por su capacidad de proporcionar un movimiento suave, controlado y continuo a las bajas velocidades requeridas por el proceso de limpieza y clasificación del cereal, garantizando una operación estable.

El motor seleccionado tiene la capacidad de entregar un torque máximo de 100 N·m y alcanzar velocidades de hasta 775 rpm, permitiendo además un amplio rango de ajuste de velocidad según las necesidades de operación.

La regulación de las rpm se realizará mediante una válvula reguladora de caudal compensada, la cual mantiene la velocidad constante independientemente de las variaciones de presión o caudal en el circuito hidráulico.

Esta configuración asegura que el sistema mantenga una velocidad estable de rotación, esencial para lograr una separación uniforme del material y evitar daños en los componentes mecánicos de la zaranda.

Type			OMR	OMR	OMR	OMR	OMR	OMR	OMR	OMR	OMR
Motor size			**50**	**80**	**100**	**125**	**160**	**200**	**250**	**315**	**375**
Geometric displacement	cm^3 [inch]		51.6 [3.16]	80.3 [4.91]	99.8 [6.11]	125.7 [7.69]	159.6 [9.77]	199.8 [12.23]	249.3 [15.26]	315.7 [19.32]	372.6 [22.80]
Max. speed	min^{-1}	cont.	775	750	600	475	375	300	240	190	160
	[rpm]	int.[1]	970	940	750	600	470	375	300	240	200
Max. torque	N•m [lbf•in]	cont.	100 [890]	195 1730]	240 [2120]	300 [2660]	300 [2660]	300 [2660]	300 [2660]	300 [2660]	300 [2660]
		int.[1]	130 [1150]	220 [1960]	280 [2480]	340 [3010]	390 [3450]	390 [3450]	380 [3360]	420 [3720]	430 [3810]
		peak [2]	170 [1510]	270 [2390]	320 [2830]	370 [3280]	460 [4070]	560 [4960]	600 [5310]	610 [5400]	600 [5310]
Max. output	kW [hp]	cont.	7.0 [9.4]	12.5 [16.8]	13.0 [17.4]	12.5 [16.8]	10.0 [13.4]	8.0 [10.7]	6.0 [8.1]	5.0 [6.7]	4.0 [5.4]
		int.[1]	8.5 [11.4]	15.0 [20.1]	15.0 [20.1]	14.5 [19.4]	12.5 [16.8]	10.0 [13.4]	8.0 [10.7]	6.5 [8.7	6.0 [8.1]
Max. pressure drop	bar [psi]	cont.	140 [2030]	175 [2540]	175 [2540]	175 [2540]	130 [1890]	110 [1600]	80 [1160]	70 [1020]	55 [800]
		int.[1]	175 [2540]	200 [2900]	200 [2900]	200 [2900]	175 [2540]	140 [2030]	110 [1600]	100 [1450]	85 [1230]
		peak[2]	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	200 [2900]	150 [2180]	130 [1890]
Max. oil flow	l/min [US gal/min]	cont.	40 [10.6]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]
		int.[1]	50 [13.2]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]
Max. starting pressure with unloaded shaft	bar [psi]		10 [145]	10 [145]	10 [145]	9 [130]	7 [100]	5 [75]	5 [75]	5 [75]	5 [75]
Min starting torque	at max. press drop cont. N•m [lbf•in]		80 [710]	150 [1330]	200 [1770]	250 [2210]	240 [2120]	260 [2300]	240 [2120]	260 [2300]	240 [2120]
	at max. press.drop int.[1] N•m [lbf•in]		100 [890]	170 [1510]	230 [2040]	280 [2480]	320 [2830]	330 [2920]	310 [2740]	350 [3100]	380 [3360]

[1] Intermittent operation: the permissible values may occur for max. 10% of every minute.

[2] Peak load: the permissible values may occur for max. 1% of every minute.

Figura 6-16: Selección de motor hidráulico Danfoss para la zaranda

Conclusiones y recomendaciones

Conclusión

Llevar adelante este proyecto fue una experiencia muy enriquecedora para nosotros, tanto en lo técnico como en lo personal. Desde el principio nos propusimos abordar un problema real: la pérdida de cereal durante el transporte y en las zonas portuarias. A partir de eso, surgió la idea de diseñar un sistema móvil que pudiera recolectar y limpiar el cereal derramado, algo que no suele verse mucho en nuestro entorno.

El transporte neumático fue un tema totalmente nuevo para nosotros, ya que en la carrera no se estudia con profundidad. Eso nos obligó a investigar bastante y a entender cómo funciona este tipo de sistemas. Fue un desafío, pero también una oportunidad para aprender algo distinto y comprobar que con las herramientas que fuimos adquiriendo a lo largo de la carrera, podíamos enfrentarlo sin problemas.

La parte del diseño fue una de las más desafiantes y, al mismo tiempo, de las más lindas. Nos llevó mucho trabajo pensar cómo integrar todos los componentes para que el sistema no solo funcionara en los cálculos, sino también en la práctica. Lograr que todo encaje dentro de medidas razonables, que pueda transportarse y usarse fácilmente, implicó mucha prueba y error, pero fue muy satisfactorio ver cómo todo empezó a tomar forma y sentido.

El agregado del sistema de limpieza le dio un valor especial al proyecto. No se trataba solo de mover el cereal, sino de lograr que el equipo también pudiera limpiarlo mientras lo recolectaba. Eso nos llevó a pensar en cómo interactúan el aire, el grano y las impurezas, y cómo hacer que todo funcione de manera continua y eficiente. Aunque fue una parte complicada, sentimos que el resultado final dejó una base muy firme para seguir desarrollando el equipo, e incluso poder construir un prototipo en el futuro.

En lo personal, sentimos que este proyecto fue una gran forma de cerrar la carrera. Nos permitió aplicar muchos de los conocimientos que fuimos aprendiendo sobre diseño, mecánica, selección de componentes y llevarlos a algo concreto. Lo más lindo fue ver cómo una idea que surgió de observar un problema cotidiano se transformó en una propuesta real, con potencial para generar un impacto positivo tanto económico como ambiental. Fue una

experiencia que nos deja mucho aprendizaje y la satisfacción de haber creado algo que podría tener una aplicación real en el futuro.

Recomendaciones

De cara a futuras etapas de desarrollo, sería recomendable continuar con estudios experimentales que permitan validar los resultados teóricos y optimizar la configuración del sistema neumático, especialmente en lo referente a las pérdidas de carga, el rendimiento de los ciclones y la eficiencia del módulo de limpieza.

También sería interesante analizar la posibilidad de incorporar sistemas de control automático de caudal y presiones, así como estudiar materiales más resistentes al desgaste y a la abrasión, para garantizar mayor durabilidad en condiciones reales de trabajo.

Referencias

Bibliografías

[1] David Mills 2004 – Pneumatic Conveying Design Guide.

[2] Zenz, F. A., & Othmer, D. F. (1960). Fluidization and Fluid-Particle Systems.

[3] Rhodes, M. (2008). Introduction to Particle Technology.

[4] Geldart, D. (1973). Types of Gas Fluidization. Powder Technology, 7(5)

[5] Guía técnica: Diseño de sistemas de transporte neumático. INTA – Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria (Argentina).

[6]Sistemas de transportes neumáticos para transportar solidos: https://www.sothis.tech/sistemas-para-el-transporte-neumatico-de-solidos/

Catálogos y fichas técnicas

- Perkins Engines – Motor Diesel Industrial 404D-22T
  https://www.perkins.com/en_GB/products/new/perkins/400-series/404d-22t.html
- WPT Power Corporation – PTO Clutches, Serie C110 SAE 4.
  https://wptpower.com/products/mechanical-power-take-offs/
- Gummi USA – Acoplamientos elásticos tipo Tire Coupling A-50.
  https://www.gummiflexcouplings.com/tire-couplings/
- Kongskilde Industries – Sistema OKX 160 y válvulas rotativas CA30-G.
  https://www.kongskilde-industries.com/en/products/
- Danfoss Power Solutions – Motores hidráulicos OMR Serie.
  https://www.danfoss.com/en/products/dps/motors/orbit-motors/omr/
- SKF – Catálogo de rodamientos con soporte tipo UCF y UCP.
  https://www.skf.com/ar/products/bearing-units
- Gates – Catálogo de correas industriales Sección B.
  https://www.gates.com/us/en/power-transmission/v-belts.html

Anexo A - Memoria de calculo

A.1 - Introducción

En este anexo se presenta la memoria de cálculo utilizada para el dimensionamiento y verificación del sistema de transporte neumático diseñado.

Se detallan los principales procedimientos, fórmulas y resultados obtenidos, abarcando tanto la etapa de succión como la etapa de presión, además del cálculo de los componentes más relevantes del equipo.

Las planillas fueron elaboradas en Microsoft Excel, aplicando metodologías del Manual de Diseño de Sistemas de Transporte Neumático (Mills, 2004) [1] y referencias de fabricantes.

A.2 - Datos y cálculos

En la **Tabla A-1** se presentan los principales parámetros empleados en los cálculos del sistema de transporte neumático, tanto para la etapa de succión como para la de presión.

Estos valores incluyen las propiedades del material transportado (maíz), las condiciones del aire de transporte y las variables geométricas y de flujo determinadas en el Capítulo 5.

Los datos constituyen la base para los cálculos de pérdidas de carga, potencia requerida y dimensionamiento de los distintos componentes del equipo.

DATOS Y CALCULOS AUXILIARES		
Simbolo	Valor	Unidades
Cereal	Maiz	
ρs	720	kg/m3
g	9,8	m/s^2
ṁs	5,55	kg/s
Cp	18	m/s
C1	21,6	m/s
Vhp	17,28	m/s
Vhv	15,12	m/s
ṁas	0,525	kg/s
ṁap	0,525	kg/s
ϕs	10,562	
ϕp	10,562	
dp	160	mm
ds	160	mm
As	0,0201	m2
Ap	0,0201	m2
ρ	1,210	kg/m3
Patm	101300	Pa
Q̇	0,434	m3/s
μ	0,0000182	kg*s/m
Ref	229767	
Refp	229767	
Rep	5385	
fgas	0,01555	
Lhs	26	m
Lvs	8	m
Lhp	4	m
Lvp	8	m
Ns	6	Unidad
Np	6	Unidad
X	0,009	m
μfi	21,6	m/s
ε	0,999998	redondeamos
Q̇gs	0,4343	m3/s
Q̇gp	0,4343	m3/s
μpi	12,60	m/s
FfwL(hor,suc)	2853,03	Pa
FpwL(hor, suc)	226,71	Pa
FfwL(hor,pre)	438,93	Pa
FpwL(hor, pre)	34,88	Pa
Cd	0,11	
fpi	0,000610	
FfwL(ver,suc)	877,86	Pa
FpwL(ver,suc)	985,1	Pa
FfwL(ver,pre)	877,9	Pa
FpwL(ver,pre)	985,1	Pa
Kf	0,65	Tabla/grafica
Ks	0,026	Valor sugerido por mills
Kboquilla	0,800	
ρpef		
G	276,04	kg/s.m^2

Tabla A-1: Datos y cálculos auxiliares utilizados para el dimensionamiento del sistema.

A.3 - Pérdidas de carga totales del sistema

En la **Tabla A-2** se resumen las pérdidas de carga obtenidas en cada tramo del sistema, diferenciando las correspondientes a la etapa de succión y a la etapa de presión.

Los valores fueron calculados considerando las longitudes horizontales y verticales, así como las pérdidas localizadas en codos, boquilla de succión, ciclones separadores y sistema Venturi.

Las pérdidas de carga totales resultan de la suma de las pérdidas distribuidas y las localizadas, obteniéndose una caída de presión global que nos permite estimar la potencia neumática requerida para el funcionamiento del sistema.

Perdida de carga horizontales en succion		
Δphors	3930,78	Pa
Perdida de carga verticales en succion		
Δpvers	2521,4	Pa
Perdida de carga total en succion		
Δptotals	6452,16	Pa
Perdida de carga horizontales en presion		
Δphorp	1324,85	Pa
Perdida de carga verticales en presion		
Δpverp	2521,4	Pa
Perdida de carga total en presion		
Δptotalp	3846,22	Pa
Perdida de carga en codos y boquilla en tuberia succion		
Δpcodos,suc,f	1100,85	Pa
Δpcodos,suc,p	315,32	Pa
ΔPboquilla	225,82	Pa
ΔPTOTAL	1642	Pa
Perdida de carga en codos en tuberia presion		
Δpcodos,pres.f	1100,85	Pa
Δpcodos,pres.p	315,32	Pa
ΔPTOTAL	1416	Pa
Perdida de carga en CICLONES SEPRADORES		
Δpciclon	4892,66	Pa
Perdida de carga en VENTURI		
Δp.estimada	1000	Pa
Δp.calculada	678,0	Pa

Tabla A-2: Pérdidas de carga en cada tramo del sistema de transporte neumático.

A.4 - Potencia requerida y validación del sistema

Para estimar la potencia total requerida por el sistema neumático, se aplicó la metodología propuesta por David Mills (2004) [1], basada en la siguiente ecuación:

$$P = 165\dot{m}_a * \ln\left(\frac{p1}{p2}\right) \qquad [kW]$$

donde:

- $\dot{m}_a =$ es el flujo másico de aire [kg/s].
- $p1\ y\ p2\ son\ las\ presiones\ de\ entrada\ y\ salida\ [kPa]$

Los valores de pérdida de presión total en cada etapa (succión y presión) fueron determinados previamente en el cálculo de pérdidas de carga.

A partir de dichos resultados se obtuvieron las siguientes caídas de presión globales:

PERDIDAS EN SUCCION [Pa]	PERDIDAS EN PRESION [Pa]
12986,80	**6262,4**

Tabla A-3:caídas de presión por etapa.

Sustituyendo en la ecuación de Mills se obtiene la potencia total requerida por el sistema, diferenciando el aporte correspondiente a la etapa de succión y a la etapa de presión.

Pot total req. mills succion	11,90	KW
Pot total req. mills presion	5,20	KW
Pot total	17,10	KW
	22,9	HP

Tabla A-4: Cálculo de potencia total requerida según metodología de Mills.

A-5 - Cálculo del ciclón separador principal

Simbolo	Valor	Unidad	Descripcion
Aec	0,0201	m2	Area de entrada del ciclon
Dc	0,401	m	Diametro del ciclon
Dimensiones del ciclon			
a	0,201	m	Altura de entrada
b	0,100	m	Ancho de entrada
h	0,802	m	Altura cilindrica
z	0,802	m	Altura cono
H	1,604	m	Altura total
S	0,301	m	Altura de penetracion de salida de aire
B	0,100	m	Salida de cereal inferior
Ds	0,201	m	Salida de aire superior
CALCULOS			
α	14,92		
β	12,4		
Vs	24,0	m/s	
Rel	0,90085013		No hay resuspencion <1.35
K	16		
NH	8		
Perdida de carga ciclon			
ΔP	2258,2	Pa	

Tabla A- 5: Cálculo de dimensiones y pérdida de carga del ciclón separador principal.

A-6 - Cálculo del ciclón separador secundario

Simbolo	Valor	Unidad	Descripcion
Aec	0,0201	m2	Area de entrada del ciclon
Dc	0,346	m	Diametro del ciclon
Dimensiones del ciclon			
a	0,208	m	Altura de entrada
b	0,121	m	Ancho de entrada
h	0,692	m	Altura cilindrica
z	0,692	m	Altura cono
H	1,384	m	Altura total
S	0,242	m	Altura de penetracion de salida de aire
B	0,115	m	Salida de cereal inferior
Ds	0,208	m	Salida de aire superior
CALCULOS			
α	1,96		
β	2,5		
Vs	20,1	m/s	
Rel	1,07378805		No hay resuspencion <1.35
K	16		
NH	9,3		
Perdida de carca ciclon			
ΔP	2634,5	Pa	

Tabla A- 6: Cálculo de dimensiones y pérdida de carga del ciclón separador secundario.

A-7 - Cálculo del ciclón separador secundario

Simbolo	Valor	Unidad	Descripcion
Ci	21,6	m/s	Velocidada de entrada de aire
Patm	101300,00	Pa	
Pi	107562,39	Pa	Presion antes del venturi
Pt	105562	Pa	Presion en la garganta (Atmosferica)
T	293	K	Temperatura
γ	1,4		Coeficiente adiabatico del aire (Cp/Cv)
Cp	1000	J/Kg*K	Cp del aire
R	287	J/Kg*K	
Ct	60	m/s	Velocidad en la garganta del venturi
ρi	1,205	kg/m3	Densidad del aire a la entradad
ρt	1,255	kg/m3	Densidad del aire a la Salida
dt	0,094	m	Diametro de la garganta(tesis)
dt	0,095	m	Diametro de la garganta(mills)
K venturi	0,3		Constante recomendada para caida de presion en venturis
Perdida de carga en venturi			
Δp.calculada	678,0	Pa	

Tabla A- 7: Perdida de carga en Venturi según Mills.

Anexo B - Elección de solución

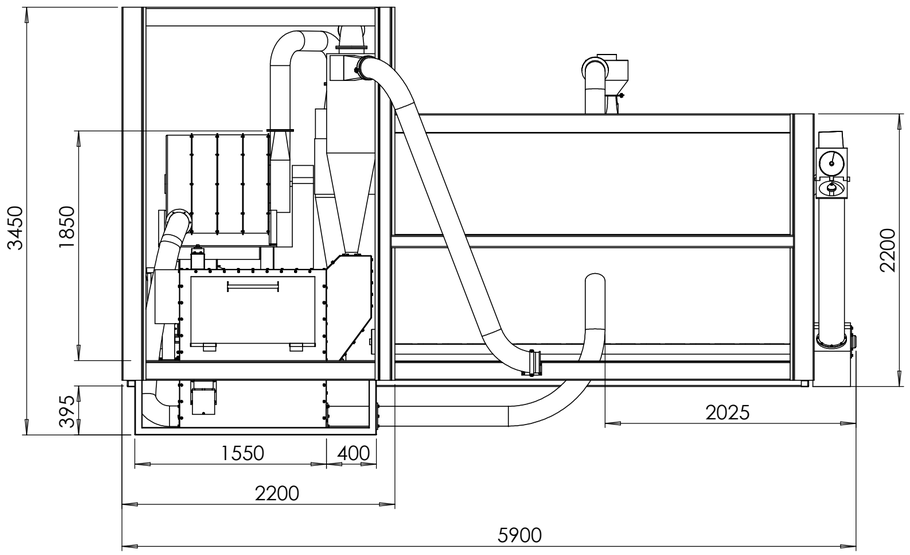
Propuesta	Costo de implementacion	Facilidad de operacion	Eficiencia de recoleccion	Calidad de limpieza	Portabilidad	Mantenimiento	Nivel de automatizacion	Seguridad para el operario	Puntaje Total
Propuesta 1: Succion + Zaranda + Iman	2	5	5	4	4	4	3	5	32
Propuesta 2: Tornillo Flexible + Aire + Zaranda	3	3	3	3	4	3	3	3	25
Propuesta 3: Recoleccion Manual + Zaranda + aire a contraflujo	4	3	2	3	4	3	2	1	22

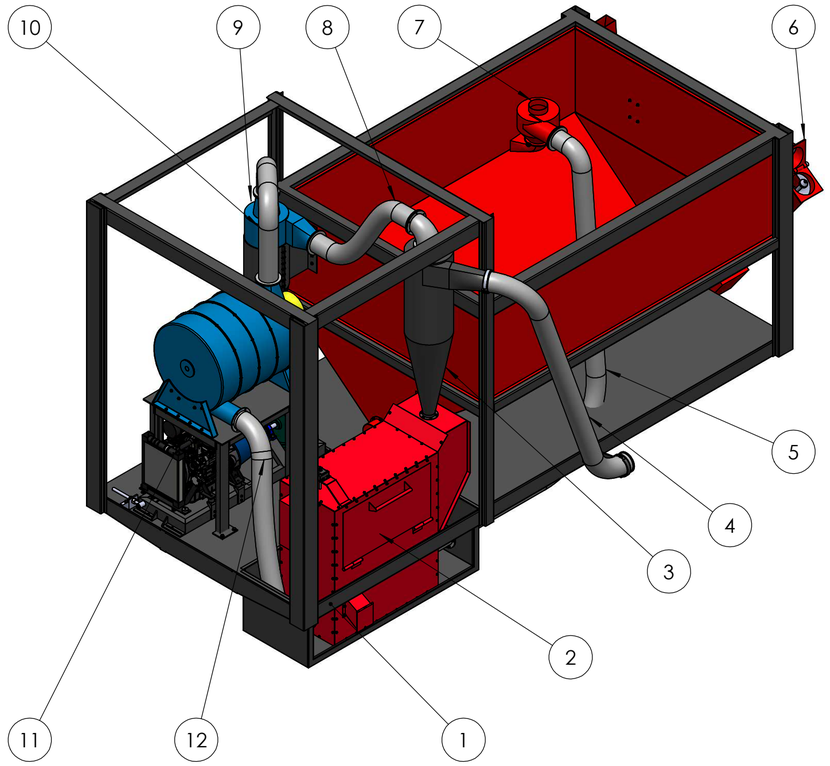
Anexo B-1: Matriz de ponderación

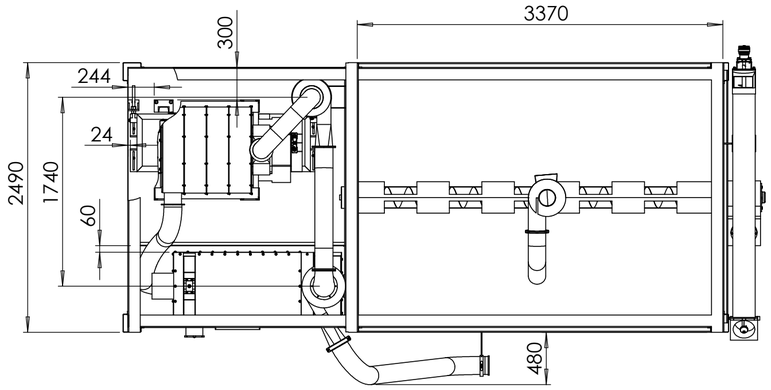
Anexo C - Planos

DESIGNACIÓN	DESCRIPCIÓN	CÓDIGO
CTO-00	Conjunto General	
	Ciclón separador principal	PZA-00-01
	Tubería de ingreso desde boquilla	PZA-00-02
	Tubería de transferencia cámara-tolva	PZA-00-03
	Tubería conexión ciclón filtrante-turbina	PZA-00-04
	Tubería de salida de presión	PZA-00-05
STO-01	Chasis principal con tolva de almacenamiento	
STO-02	Cámara presurizada	
	Brida trasera	PZA-02-01
	Estructura principal tubo cuadrado 30×30×2.6 mm	PZA-02-02
	Bandeja válvula rotativa	PZA-02-03
	Chapa plegada trasera	PZA-02-04
	Chapa plegada trasera superior-lat	PZA-02-05
	Chapa plegada superior	PZA-02-06
	Bancada pivot tambor	PZA-02-07
	Horquilla de regulación tambor	PZA-02-08
	Bandeja desechos interior	PZA-02-09
	Brida delantera	PZA-02-10
	Tapa de inspección	PZA-02-11
	Chapa frontal	PZA-02-12
	Chapa lateral lado puerta	PZA-02-13
	Chapa lateral	PZA-02-14
STO-02A	Zaranda rotativa completa	
	Base motor hid.	PZA-02A-01
	Tapa frontal tambor	PZA-02A-02
	Tambor	PZA-02A-03
	Eje zaranda	PZA-02A-04
	Masa zaranda	PZA-02A-05
	Estrella zaranda	PZA-02A-06
	Tapa trasera	PZA-02A-07
	Boca ingreso zaranda	PZA-02A-08
	Anclaje tambor	PZA-02A-09
	Tambor zaranda	PZA-02A-10
	Tolvas de descarga	PZA-02A-11
STO-02B	Bandeja invertida	
STO-02C	Anclaje y regulación de horquilla	
STO-02D	Bandeja desechos con tapa	
STO-03	Tubo de descarga	
STO-04	Ciclón de descarga	
STO-05	Tubería conexión ciclones	
STO-06	Ciclón filtrante	
STO-07	Unidad motriz	
	Bastidor principal soldado	PZA-07-01
	Tensor regulador	PZA-07-02
	Pata elevadora de motor	PZA-07-03
	Soporte fijo para tensor	PZA-07-04
	Cobertor de correas	PZA-07-05
	Eje polea conductora	PZA-07-06
STO-07A	Mesa fija soporte de turbina	
STO-08	Boquilla de succión	
	Cuerpo principal	PZA-08-01
	Clapeta regulacion	PZA-08-02
	Abrazadera tapon ciega	PZA-08-03
	Abrazadera tapon perforada	PZA-08-04

Anexo C-1: Listado de planos







POS	DESCRIPCION	DESIGNACION	CANT.	OBSERVACIONES
12	Tuberia de salida de presion	PZA-00-05	1	
11	Unidad motriz	STO-07	1	
10	Tuberia conexion ciclon filtrante-turbina	PZA-00-04	1	
9	Ciclon filtrante	STO-06	1	
8	Tuberia conexion ciclones	STO-05	1	
7	Ciclon de descarga	STO-04	1	
6	Tubo de descarga	STO-03	1	
5	Tuberia de tranferencia camara-tolva	PZA-00-03	1	
4	Tuberia de ingreso desde boquilla	PZA-00-02	1	
3	Ciclon separador principal	PZA-00-01	1	
2	Camara presurizada	STO-02	1	
1	Chasis principal con tolva de almacenamiento	STO-01	1	

NOTA:Se omiten la manguera de aspiración con su boquilla y el camión transportador para simplificar la representación del equipo.
La boquilla de succión principal (STO-08) se acopla al sistema mediante manguera corrugada Ø160 mm Comercial.
Ver plano STO-08

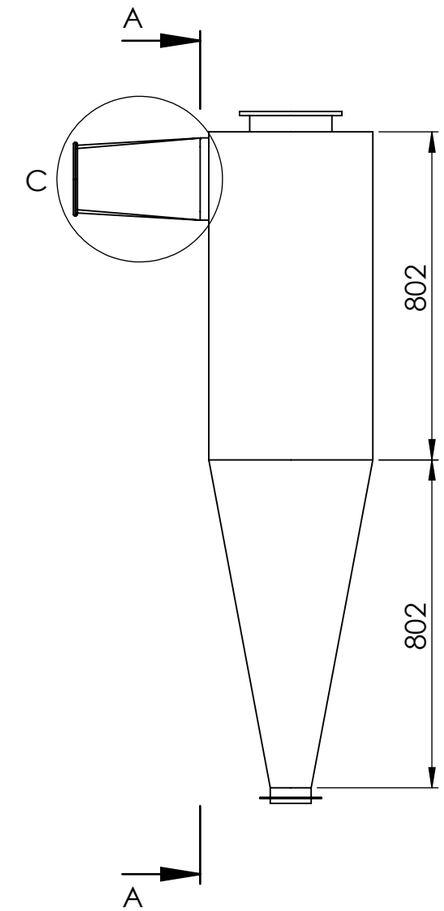
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

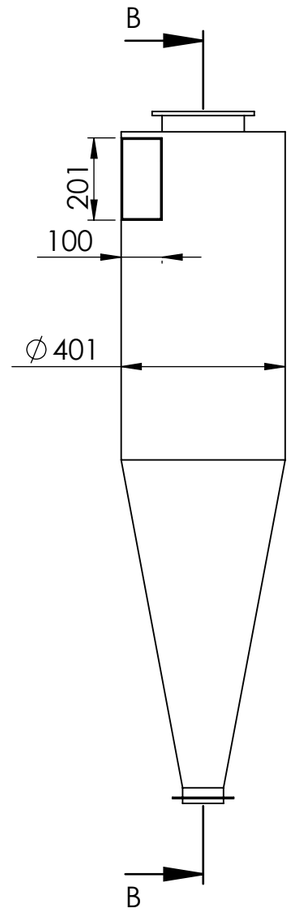
DENOMINACIÓN
CONJUNTO COMPLETO 00

	FECHA	FIRMA	NOMBRES Y LEGAJOS
DIBUJO	07-nov-25		R-4318/4 -Ramirez Lucas S-5243/4 -Stanicich Marcos
APROBO			

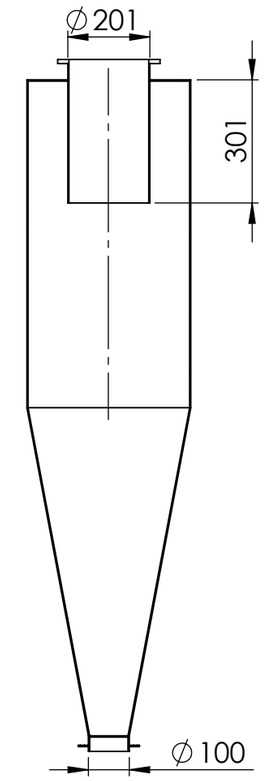
ESCALA GENERAL
1:35

CTO-00

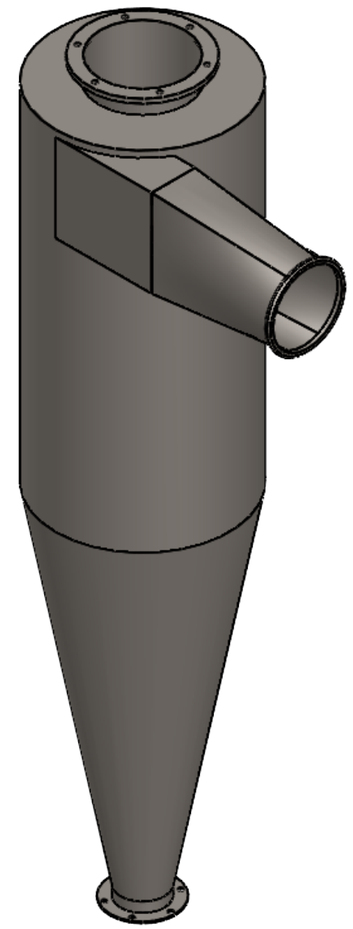


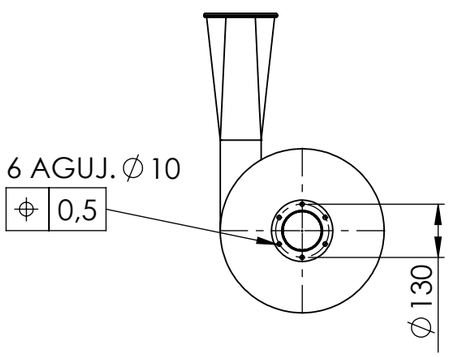


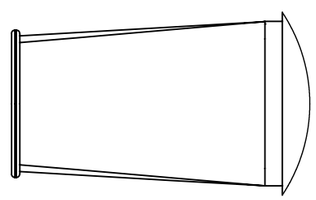
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 15



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 15





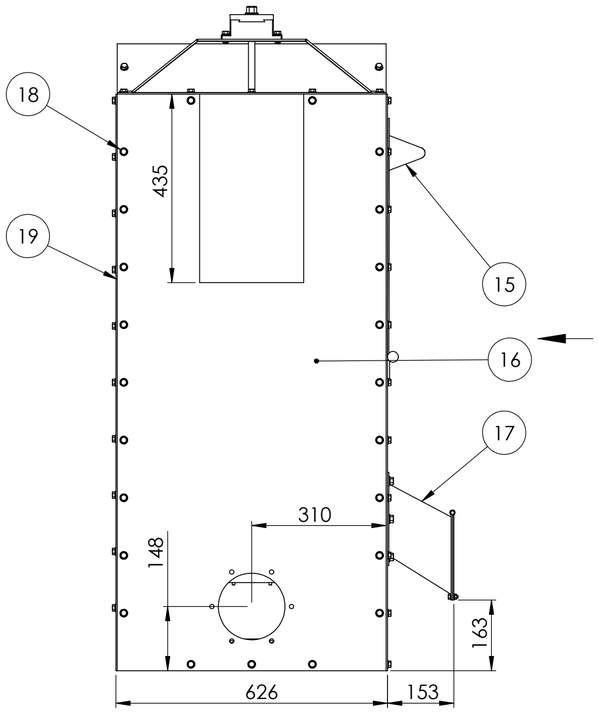


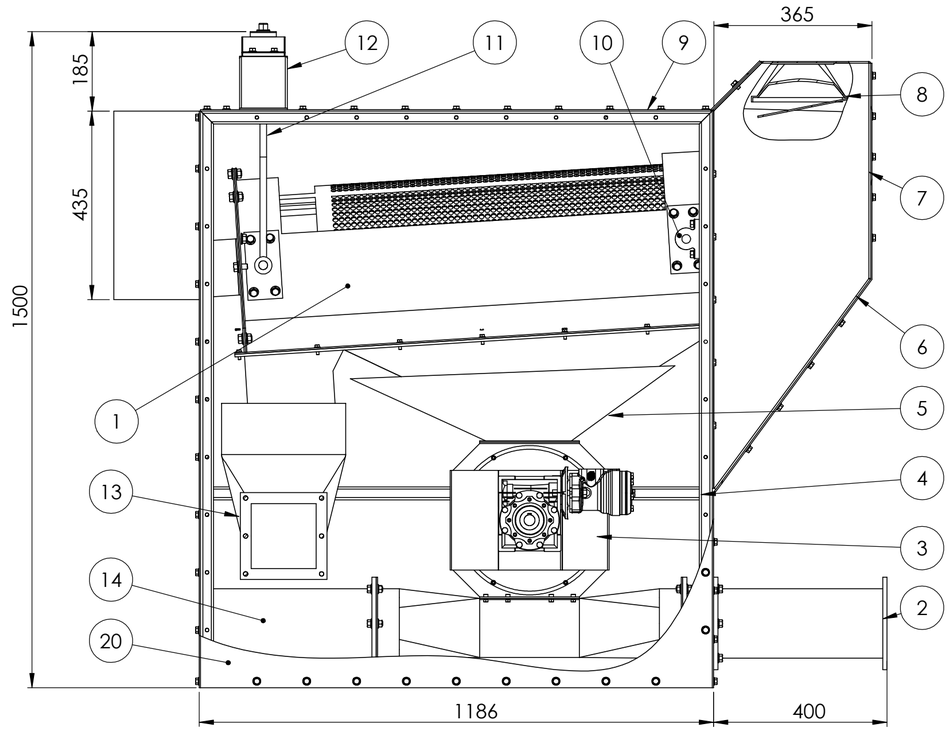
DETALLE C
ESCALA 2 : 15

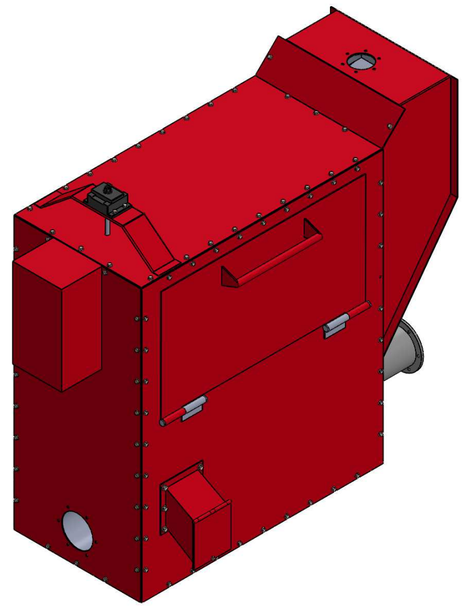
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN NORMA DIN 2768
PIEZA CONSTRUIDA EN CHAPA DE ACERO SAE 1010 - ESP. 1/8"

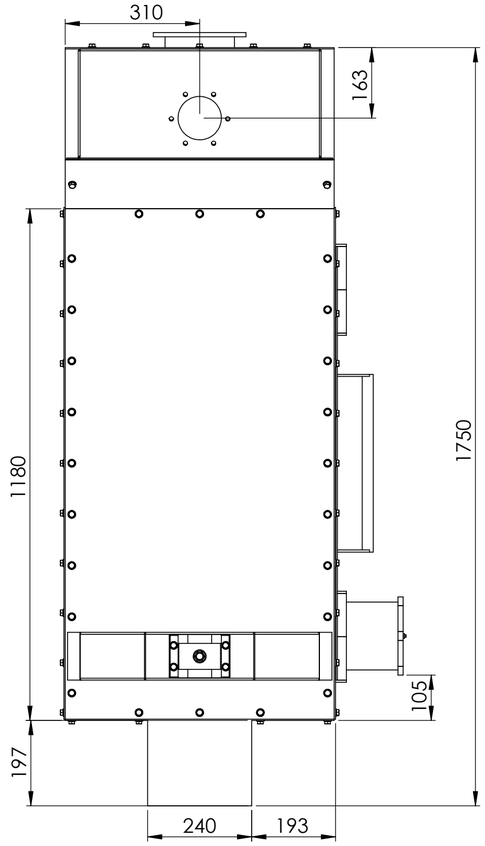
NOTA: Reducción de sección diseñada para acople con manguera flexible Ø160 mm.
Transición cónica soldada al cuerpo del ciclón, construida en chapa SAE 1010 e = 3,2 mm, según Detalle C.

PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				DENOMINACIÓN CICLON SEPARADOR PRINCIPAL	
	FECHA	FIRMA	NOMBRES Y LEGAJOS	ESCALA GENERAL	
DIBUJO	7/11/2025		R-4318/4 -Ramirez Lucas S-5243/4 -Stanicich Marcos	1:15	PZA 00-01
APROBO					









POS	DESCRIPCION	DESIGNACION	CANT.	OBSERVACIONES
20	Chapa lateral	PZA-02-14	1	
19	Chapa lateral lado puerta	PZA-02-13	1	Incluye bisagras y cierre
18	Bulon cabeza hexagonal 8 X 40mm	Comercial	92	
17	Bandeja desechos con tapa	ST0-02D	1	
16	Chapa frontal	PZA-02-12	1	
15	Tapa de inspeccion	PZA-02-11	1	
14	Brida delantera	PZA-02-10	1	
13	Bandeja desechos interior	PZA-02-09	1	
12	Anclaje y regulacion de horquila	ST0-02C	1	Ver plano STO-02C
11	Horquilla de regulacion tambor	PZA-02-08	1	
10	Bancada pivot tambor	PZA-02-07	1	
9	Chapa plegada superior	PZA-02-06	1	
8	Bandeja invertida	ST0-02B	1	Ver plano STO-02B(sello ciclon principal)
7	Chapa plegada trasera sup-lat	PZA-02-05	1	
6	Chapa plegada trasera	PZA-02-04	1	
5	Bandeja valvula rotativa	PZA-02-03	1	
4	Estructura principal tubo cuadrado 30x 30x 2.6mm	PZA-02-02	1	
3	Valvula rotativa con venturi	Comercial	1	Modelo Kongskilde OKX 160 c/venturi integrado
2	Brida trasera	PZA-02-01	1	
1	Zaranda rotativa completa	ST0-02A	1	Ver plano STO-02A

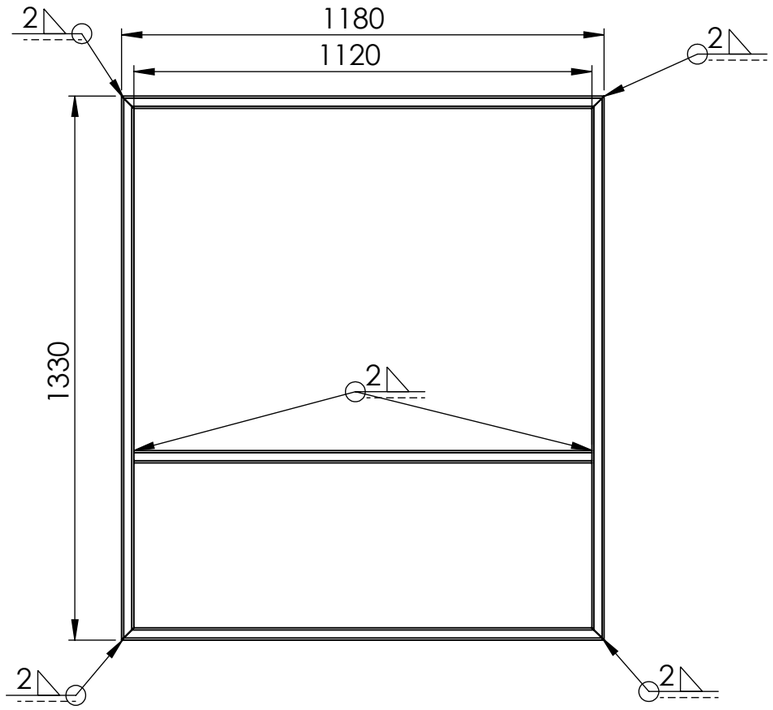
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

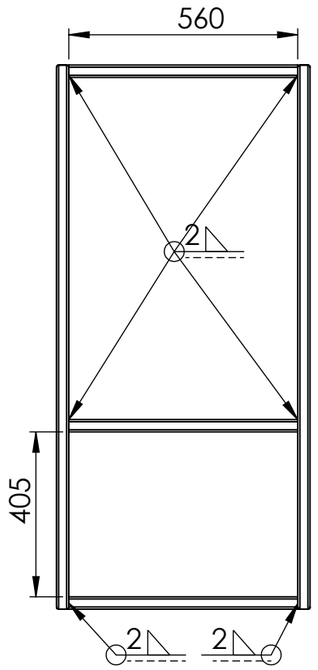
DENOMINACION
CAMARA PRESURIZADA

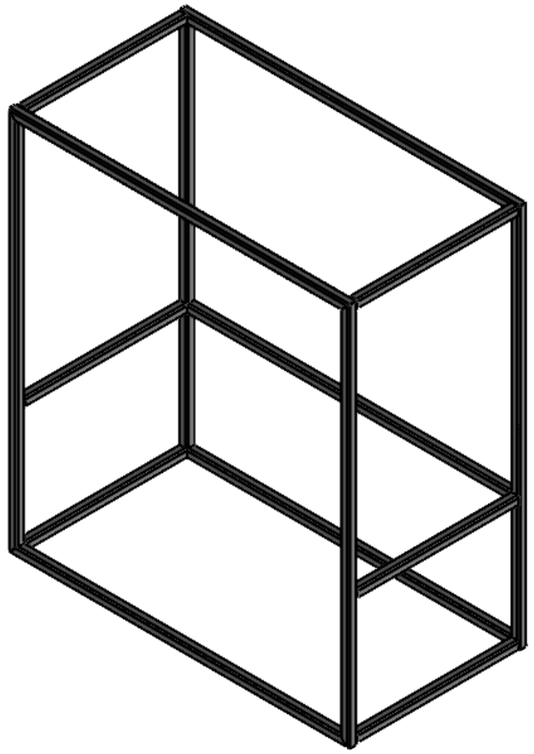
	FECHA	FIRMA	NOMBRES Y LEGAJOS
DIBUJO	07-nov-25		R-4318/4 -Ramirez Lucas S-5243/4 -Stanicich Marcos
APROBO			

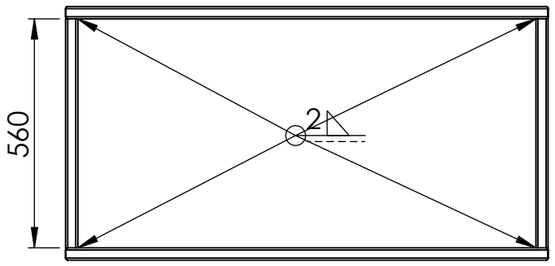
ESCALA GENERAL
1:10

STO-02









DESCRIPCION	CANT.	ANG. CORTE
TUBO CUADRADO 30x30x2.6x1120	1	90°
TUBO CUADRADO 30x30x2.6x1180	4	45°
TUBO CUADRADO 30x30x2.6x1330	4	45°
TUBO CUADRADO 30x30x2.6x560	6	90°

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

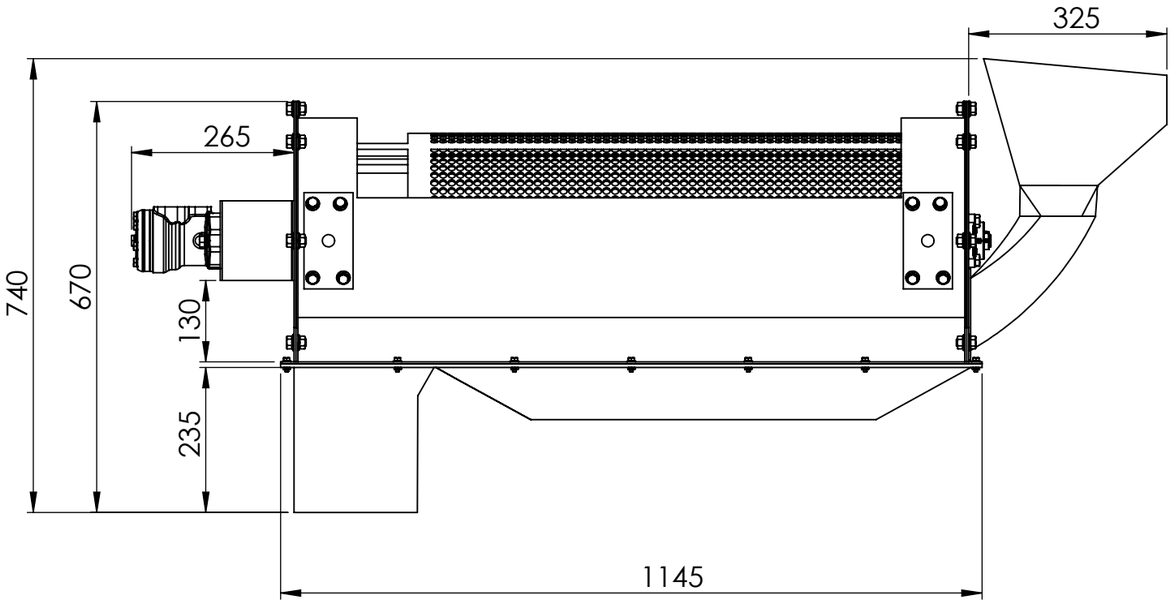
DENOMINACIÓN
ESTRUCTURA PRINCIPAL
ZARANDA

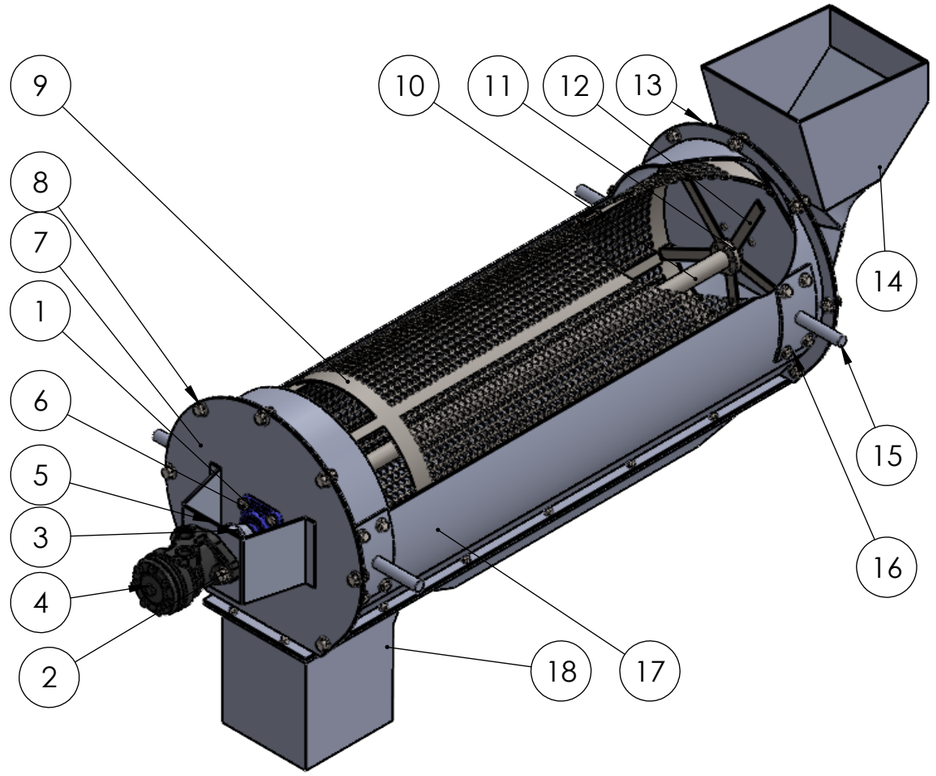
	FECHA	FIRMA	NOMBRES Y LEGAJOS
DIBUJO	7/11/2025		R-4318/4 -Ramirez Lucas S-5243/4 -Stanicich Marcos
APROBO			

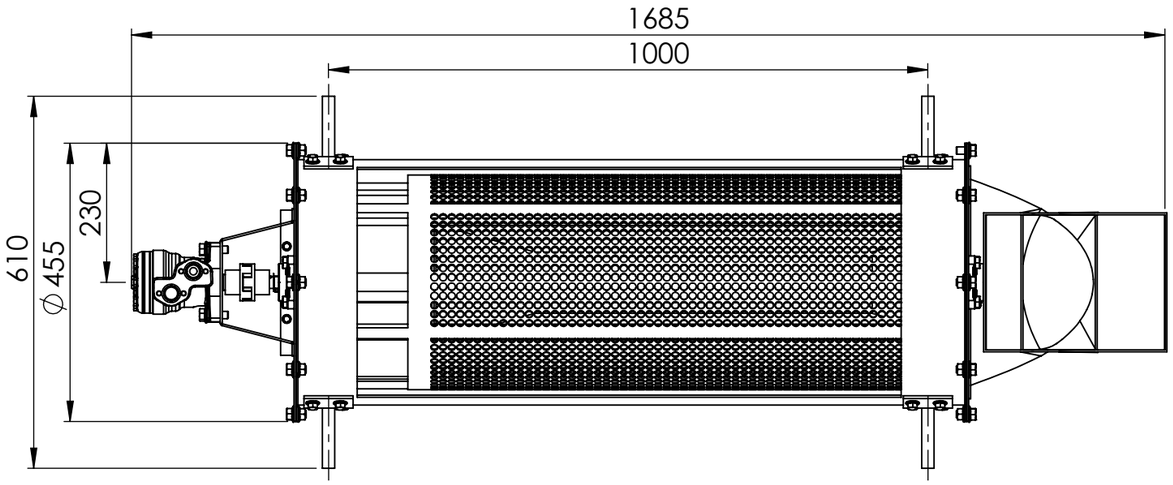
ESCALA GENERAL
1:20

PZA 02-02

TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN NORMA DIN 2768







POS	DENOMINACION	DESIGNACION	CANT
18	Tolvas de descarga	PZA-02A-11	1
17	Tambor zaranda	PZA-02A-10	1
16	Bulon M10x35 (con tuerca)	Comercial	16
15	Anclaje tambor	PZA-02A-09	4
14	Boca ingreso zaranda	PZA-02A-08	1
13	Tapa trasera	PZA-02A-07	1
12	Estrella zaranda	PZA-02A-06	2
11	Masa zaranda	PZA-02A-05	2
10	Eje zaranda	PZA-02A-04	1
9	Tambor	PZA-02A-03	1
8	Bulon M12x25 (con tuerca)	Comercial	14
7	Tapa frontal tambor	PZA-02A-02	1
6	Bulon M10x35 (con tuerca)	Comercial	8
5	Base motor hid.	PZA-02A-01	1
4	Motor hidraulico OMR 50	Comercial	1
3	Acople elastico Rotex FL 24/28	Comercial	1
2	Bulon M12x45 (con tuerca)	Comercial	2
1	SKF UCF 204	Comercial	2

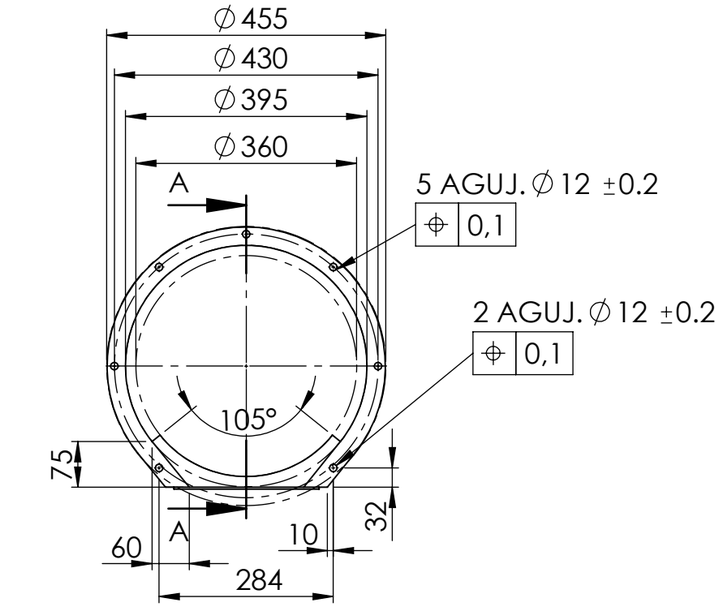
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

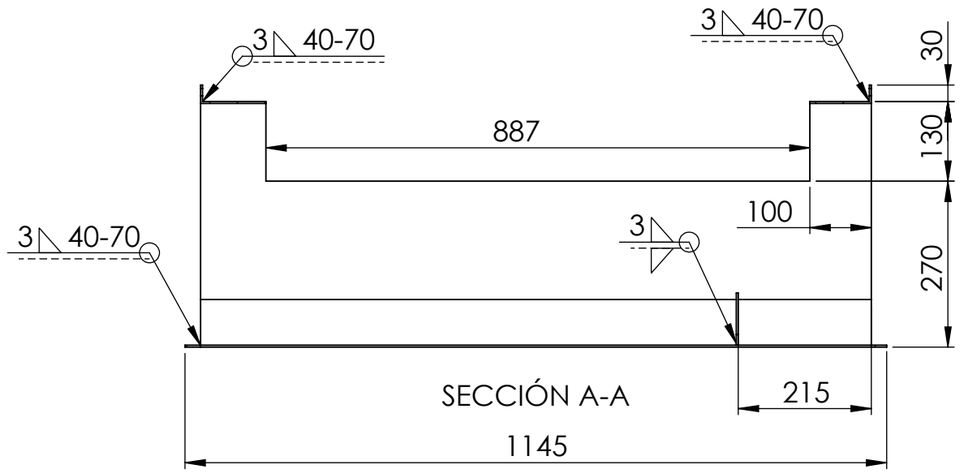
DENOMINACION
Zaranda rotativa completa

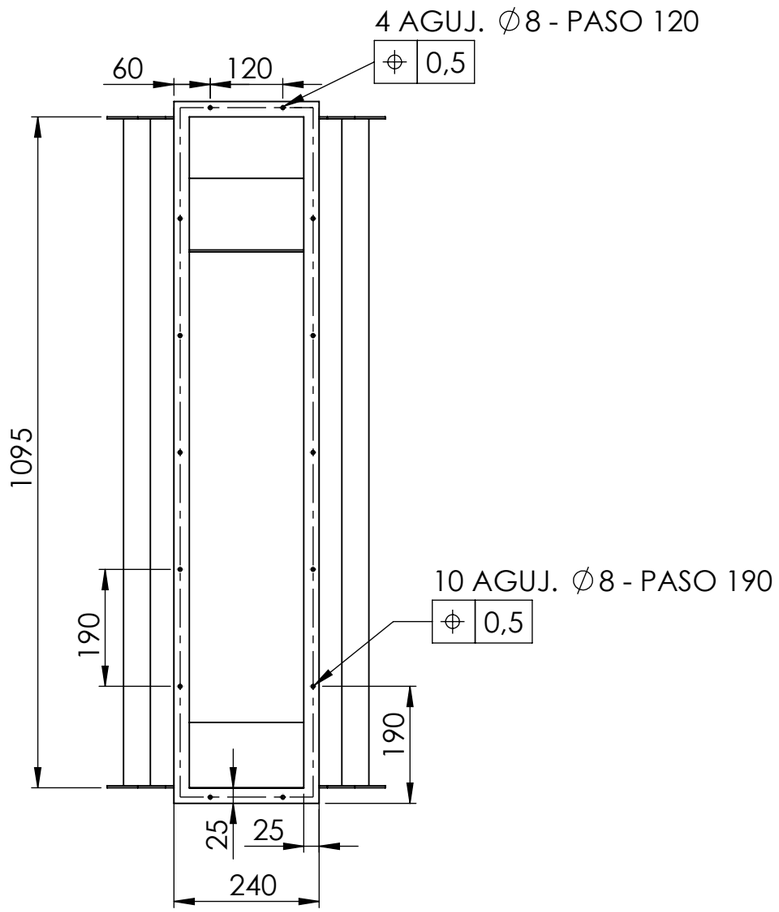
	FECHA	FIRMA	NOMBRES Y LEGAJOS
DIBUJO	7/11/2025		R-4318/4 -Ramirez Lucas S-5243/4 -Stanicich Marcos
APROBO			

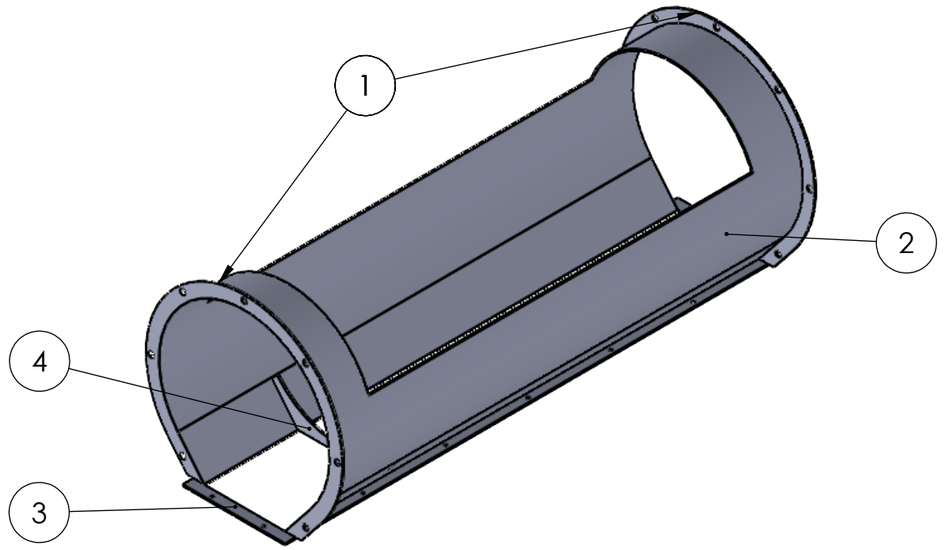
ESCALA GENERAL
1:20

STO 02A









POS	DESIGNACION	CANTIDAD
4	Separador zaranda	1
3	Brida de union a tolva inf.	1
2	Tambor con abertura superior	1
1	Bridas de tacho	2

PIEZA CONSTRUIDA EN CHAPA DE ACERO SAE 1010 - ESP. 1/8"
CHAFLANES Y RADIOS NO ACOTADOS: 1x45° - R1
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN NORMA DIN 2768

N9 (N6)

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

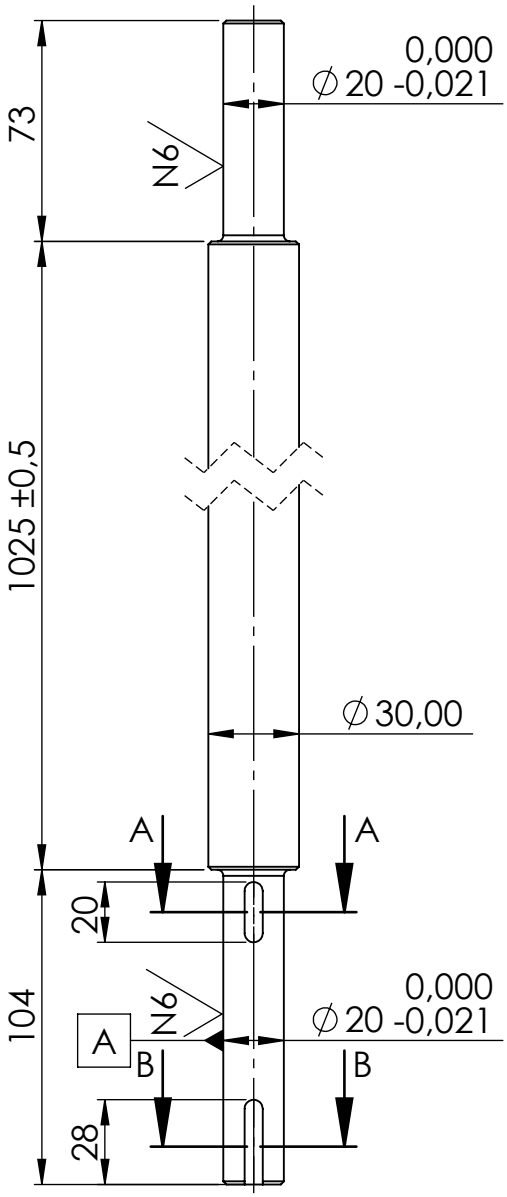
DENOMINACIÓN: Tambor zaranda

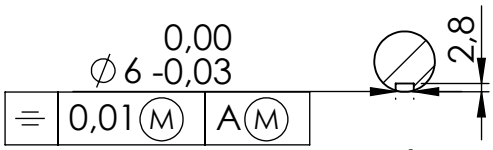
	FECHA	FIRMA	NOMBRES Y LEGAJOS
DIBUJO	7/11/2025		R-4318/4 -Ramirez Lucas S-5243/4 -Stanicich Marcos
APROBO			

ESCALA GENERAL 1:10

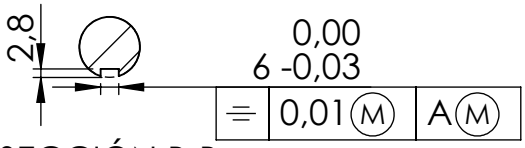
PZA 02A-10

[mm]





SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2.5

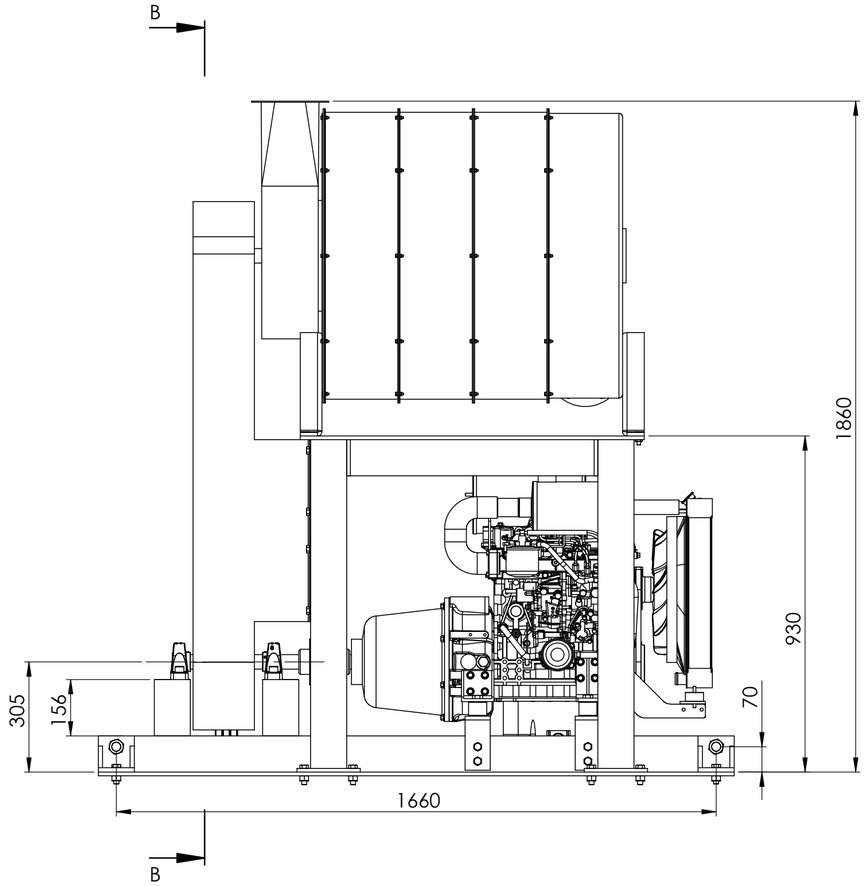


SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2.5

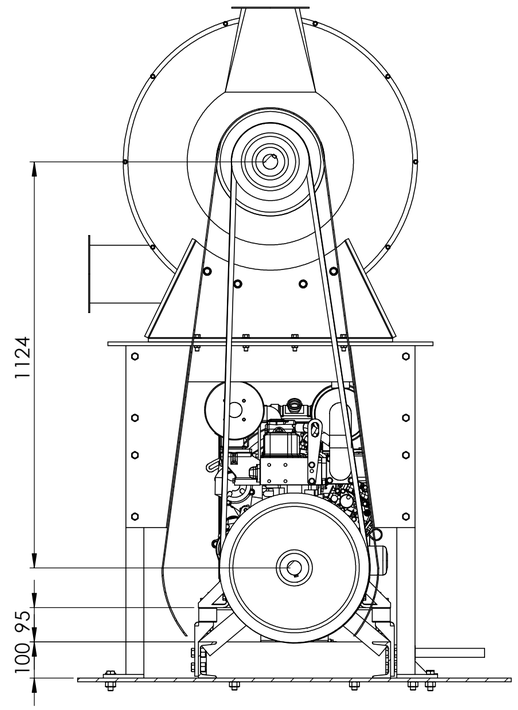
CHAFLANES Y RADIOS NO ACOTADOS: 1x45°
TOLERANCIAS GENERALES SEGÚN NORMA DIN 2768

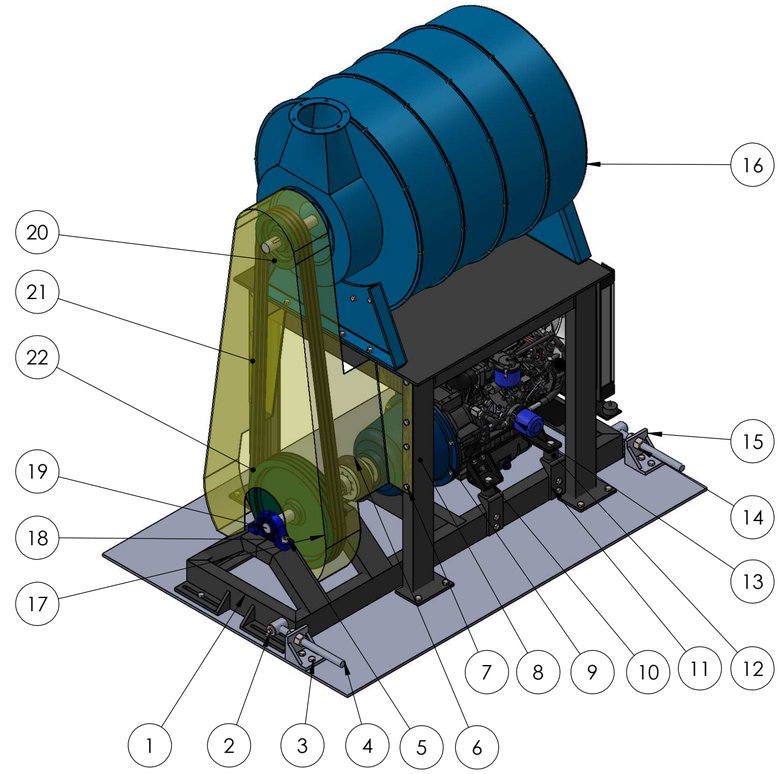
N9 (N6)

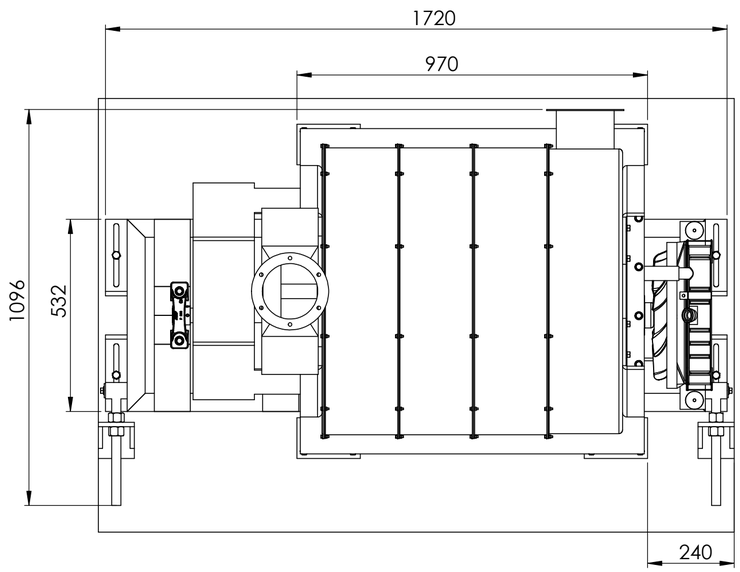
PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				DENOMINACIÓN Eje Zaranda	
	FECHA	FIRMA	NOMBRES Y LEGAJOS	ESCALA GENERAL	
DIBUJO	10/11/2025		R-4318/4 -Ramirez Lucas S-5243/4 -Stanicich Marcos	1:2.5	PZA 02A-02
APROBO					



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 12







POS	DESCRIPCION	DESIGNACION	CANT.	OBSERVACIONES
22	Polea 3 canales perfil B Ø400 mm	Comercial	1	Ø aguj. 40 mm – cuerpo fundición gris
21	Correa trapezoidal B115	Comercial	3	
20	Polea 3 canales perfil B Ø200 mm	Comercial	1	Ø aguj. 40 mm – cuerpo fundición gris
19	Eje polea conductora	PZA-07-06	1	
18	Soporte de rodamiento SKF UCP 208 (con rodamiento)	Comercial	2	Ø eje 40 mm – cuerpo fundición gris
17	Cobertor de correas	PZA-07-05	1	
16	Turbina centrifuga multietapas Continental TDS-31-5	Comercial	1	5 etapas – ΔP ≈ 19 kPa
15	Soporte fijo para tensor	PZA-07-04	4	
14	Tuerca hexagonal estándar UNC 1"	Comercial	4	
13	Motor Perkins 404D-22T	Comercial	1	Motor diésel 4 cil. – 45,5 kW @ 2200 rpm
12	Buje goma metal Mädler PHO-V 14×30×67mm	Comercial	1	Silentblock– NBR 55 ShA
11	Pata elvadora de motor	PZA-07-03	4	
10	Bulon cabeza hexagonal(con tuerca) 14 X 80mm	Comercial	1	
9	Embrague mecanico	Comercial	1	Carcasa SAE 4 según WPT
8	Mesa fija soporte de turbina	STO-07A	1	Ver plano STO-07A
7	Bulon cabeza hexagonal(con tuerca) 12 X 45mm	Comercial	8	
6	Acoplamiento elastico GUMMI A-50	Comercial	1	Ver catálogo GUMMI
5	Bulon cabeza alem(con tuerca) 16 x 35mm	Comercial	4	
4	Tensor regulacion correas	PZA-07-02	2	
3	Bulon cabeza hexagonal(con tuerca) 14 X 45mm	Comercial	24	
2	Bulon cabeza hexagonal 10 X 35mm	Comercial	2	
1	Bastidor principal soldado	PZA-07-01	1	

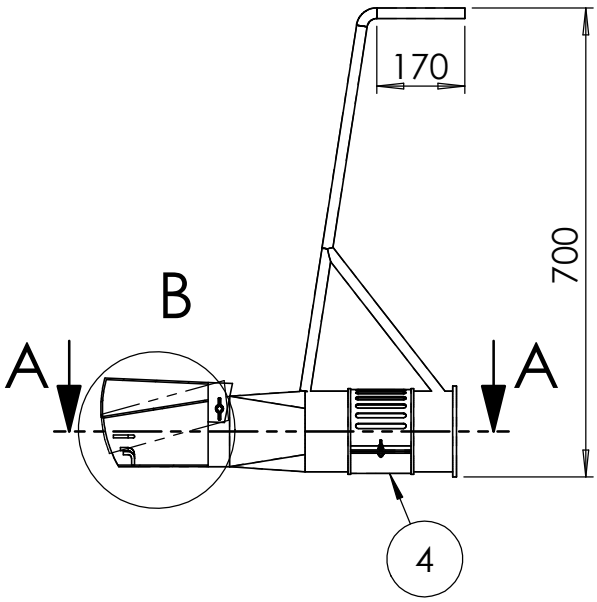
PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

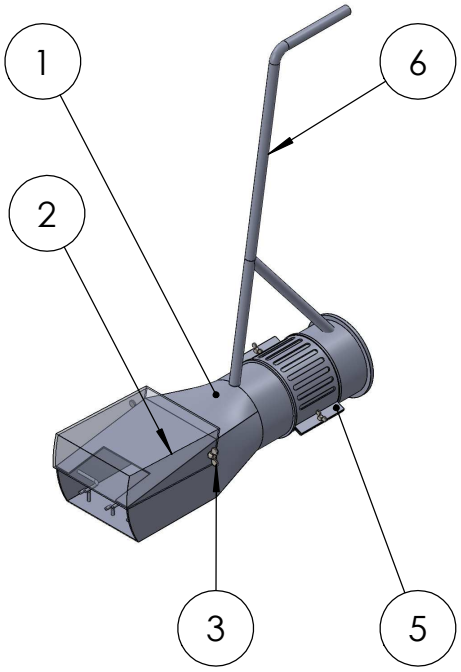
DENOMINACION
UNIDAD MOTRIZ

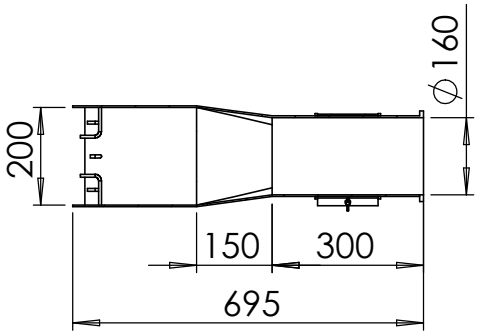
	FECHA	FIRMA	NOMBRES Y LEGAJOS
DIBUJO	07-nov-25		R-4318/4 -Ramirez Lucas S-5243/4 -Stanicich Marcos
APROBO			

ESCALA GENERAL 1:12

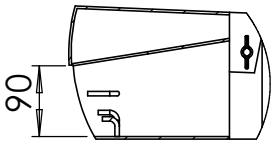
STO-07







SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 15



DETALLE B

POS	DENOMINACION	DESIG.	CANT.	OBSERVACIONES
6	Caño redondo 1" x 1/16	SAE 1010		Soldado al cuerpo prin.
5	Abrazadera tapon perforada	PZA-08-04		Regulacion aire libre
4	Abrazadera tapon ciega	PZA-08-03		
3	Bulon hex. con mariposa 6x12mm	Comercial	4	
2	Clapeta regulacion	PZA-08-02	1	Chapa SAE 1010 Esp. 1/8"
1	Cuerpo principal	PZA-08-01	1	Chapa SAE 1010 Esp. 1/8"

PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

DENOMINACIÓN
BOQUILLA DE SUCCION

	FECHA	FIRMA	NOMBRES Y LEGAJOS	ESCALA GENERAL	
DIBUJO	10-nov-25		R-4318/4 -Ramirez Lucas S-5243/4 -Stanicich Marcos	1:15	STO-08
APROBO					