

# PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

## FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA  
**UNIVERSIDAD**  
**CATÓLICA**  
DEL PERÚ

### **Diseño de un equipo móvil de descarga neumático para granos de 100 TM/h en embarcaciones de 8000 m<sup>3</sup> de capacidad de almacenamiento**

Tesis a fin de optar el Título de Ingeniero Mecánico, que presenta el bachiller:

**RENATO ALEJANDRO NUNURA CÁCERES**

**ASESOR: Dr. Luis Orlando Cotaquispe Zevallos**

**Lima, Octubre de 2016**

## RESUMEN

Gran parte de las importaciones de granos alimenticios a nuestro país se llevan a cabo mediante el transporte marítimo. Por consiguiente, nuestros puertos y terminales marítimos peruanos deben estar acondicionados para poder descargar y manipular dichos productos eficazmente. Dada su importancia, se busca mejorar la eficiencia de operación en la manipulación, optimizando el proceso de descarga con la finalidad de asegurar la calidad del producto, reducir tiempo y costos de operación. Como resultado, el presente trabajo presenta el diseño de un equipo móvil de descarga neumático de granos de 100 TM/h, cuya pluma telescópica de 10 metros y de carrera es de 5 metros es capaz de trasladar el sistema de conductos, posee un peso bruto de 9.11 toneladas y un costo aproximado de \$ 90,000.00.

## ABSTRACT

The majority of grain imports to our country is carried out by sea transport. Consequently, Peruvian ports and sea terminals ought to be able to discharge and handle all the bulk cargo effectively. Given its importance, discharging processes to ensure the quality and integrity of the product, boat permanent time to reduce operation costs are being improved so as to increase their handling operating efficiency. The aim of this thesis is the design of a 100 TM/h mobile pneumatic unloader machine, with a 10-meter telescopic boom with 5-meter stroke in charge of moving a pneumatic pipeline, it has a gross weight of 9.11 tons and a approximately project cost of \$ 90,000.00.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

**TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

TÍTULO : **DISEÑO DE UN EQUIPO MOVIL DE DESCARGA NEUMÁTICO PARA GRANOS DE 100 TM/h EN EMBARCACIONES DE 8000 m<sup>3</sup> DE CAPACIDAD DE ALMACENAMIENTO**

ÁREA : Diseño

PROPUESTO POR : Dr. Luis Orlando Cotaquispe Zevallos

ASESOR : Dr. Luis Orlando Cotaquispe Zevallos

TESISTA : Renato Alejandro Nunura Cáceres

CÓDIGO : 20090548

FECHA : 04 de mayo del 2015

**DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:**

Gran parte de las importaciones de granos alimenticios que son importados a nuestro país llegan mediante el transporte marítimo. Por consiguiente, los principales puertos y terminales graneleros peruanos deben estar acondicionados para poder descargar y manipular los productos eficazmente. Dada a la importancia de los alimentos importados, cuya presentación es en forma de granos, se busca mejorar la eficiencia de operación de manipulación de dichos materiales a granel, optimizar el proceso de descarga de dichos granos con la finalidad de asegurar la calidad del producto, reducir tiempo y costos de operación.

Como respuesta a ello, se propone una alternativa respecto a los métodos de descarga de granos empleados en la actualidad. Este proyecto de tesis tiene como objetivo general diseñar un equipo de móvil de descarga neumático para granos con una capacidad de 100 TM/h para embarcaciones que frecuentan las costas peruanas, de capacidades de bodega no mayores a 8000 m<sup>3</sup>. El presente trabajo comprenderá principalmente el diseño de la línea de transporte neumático para la capacidad definida, el diseño estructural del manipulador telescópico encargado de trasladar el sistema de conductos a la bodega del navío, y el diseño estructural de una estructura portante, o bastidor, que contendrá a la línea de transporte y al manipulador telescópico.



**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**  
**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**

**TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**DISEÑO DE UN EQUIPO MOVIL DE DESCARGA NEUMÁTICO  
PARA GRANOS DE 100 TM/h EN EMBARCACIONES DE 8000 m<sup>3</sup> DE  
CAPACIDAD DE ALMACENAMIENTO**

Introducción

1. Fundamentos Teóricos
2. Diseño del Proceso de Descarga Óptimo de Granos
3. Diseño de la Línea de Transporte Neumático
4. Diseño del Manipulador Telescópico
5. Diseño de la Estructura Portante

Conclusiones

Recomendaciones

Bibliografía

Anexos

Planos



---

Dr. Luis Cotaquispe Zevallos  
Asesor

## DEDICATORIA

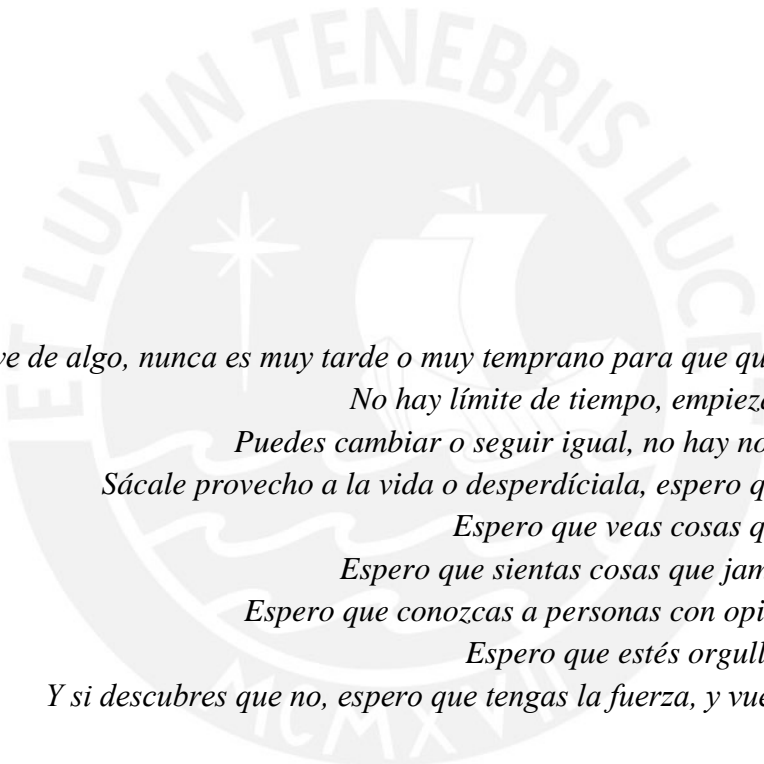
*A mis papás, Mavila y Juan, por su infinito cariño y soporte.*

*A Marilia y Diana, quienes me motivan a crecer.*

*A Juan Carlos, quien me recuerda a ser responsable de mis acciones.*

*A Andrea, Fátima y Emilio, quienes me vuelven mejor persona.*

*A Sophie, mi compañera de amanecidas.*



*Al estudiante,  
“Si te sirve de algo, nunca es muy tarde o muy temprano para que quien tú quieras ser  
No hay límite de tiempo, empieza cuando quieras.  
Puedes cambiar o seguir igual, no hay normas al respecto.  
Sácale provecho a la vida o desperdiciála, espero que la aproveches.  
Espero que veas cosas que te sorprendan.  
Espero que sientas cosas que jamás hayas sentido.  
Espero que conozcas a personas con opiniones diferentes.  
Espero que estés orgulloso(a) de tu vida.  
Y si descubres que no, espero que tengas la fuerza, y vuelvas a empezar.”*

*To students,  
“For what it’s worth, it’s never too late or too soon to be whoever you want to be.  
There’s no time limit. Start whenever you want.  
You can change or remain the same; there are no rules about this thing.  
We can make the best or worst of it. I hope you make the best of it.  
I hope you see things that startle you  
I hope you feel things you never felt before.  
I hope you meet people with different points of view.  
I hope you live a life you’re proud of.  
If you find that you’re not, I hope you have the strength to start all over again.”*

## AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mi agradecimiento a quienes me acompañaron durante mi carrera universitaria. Agradezco a los profesores de la sección de Ingeniería Mecánica por la formación académica brindados. Un agradecimiento especial al Dr. Luis Cotaquispe Zevallos por la asesoría brindada, recomendaciones, y la confianza que me depositó para cumplir este trabajo de tesis.

De igual forma un agradecimiento al profesor Luis Chirinos por sus consejos y la motivación para seguir adelante en culminar este trabajo de tesis. Asimismo, a los profesores Quino Valverde y Jorge Fernández por su apoyo y respeto brindados.

De igual manera quiero agradecer a mi familia que siempre me acompañó y apoyó durante estos años y que me motivan a seguir adelante como persona y profesional. Finalmente, agradezco a mis amigos y compañeros por todos esos momentos que compartimos en esta etapa de mi vida.

## INDICE DE CONTENIDO

RESUMEN .....	i
TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO .....	ii
DEDICATORIA.....	iv
AGRADECIMIENTOS .....	vi
INDICE DE CONTENIDO.....	vii
INTRODUCCION .....	1
CAPITULO 1 FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	3
1. Transporte neumático de sólidos .....	3
1.1. Sistemas de transporte neumático .....	3
1.1.1. Transporte neumático por impulsión .....	3
1.1.2. Transporte neumático por succión .....	4
1.1.3. Sistemas combinados: succión - impulsión .....	4
1.1.4. Sistema de transporte neumático por gravedad .....	5
1.1.5. Aplicación en un equipo descargador.....	5
1.2. Componentes de la línea de transporte.....	6
1.2.1. Sistema de captación.....	7
1.2.2. Sistema de conductos y accesorios .....	7
1.2.3. Sistema de separación.....	8
1.2.4. Sistema de dosificación.....	9
1.2.5. Sistema de filtrado .....	10
1.2.6. Impulsores .....	10
2. Características de los materiales .....	12
3. Definición de cargas.....	14
3.1. Cargas muertas ( $C_D$ ) .....	14
3.2. Cargas vivas ( $C_L$ ) .....	15
3.3. Cargas de impacto .....	15
3.4. Cargas de nieve ( $C_S$ ) y lluvia ( $C_R$ ) .....	15
3.5. Cargas sísmicas ( $C_E$ ) .....	15
3.6. Cargas de viento ( $C_W$ ).....	16
3.7. Factores de carga .....	18
CAPÍTULO 2 DISEÑO DEL PROCESO DE DESCARGA ÓPTIMO DE GRANOS .....	19



1.	Estado de la tecnología y descripción del proyecto .....	19
2.	Lista de exigencias.....	22
3.	Estructura de funciones.....	23
4.	Matriz morfológica y conceptos de solución .....	27
5.	Proyectos preliminares.....	30
5.1.	Proyecto preliminar 1 .....	30
5.2.	Proyecto preliminar 2 .....	31
5.3.	Valoración técnica - económica.....	31
CAPITULO 3 DISEÑO DE LA LINEA DE TRANSPORTE NEUMÁTICO .....		34
1.	Dimensionamiento y cálculo de la línea de transporte.....	34
1.1.	Selección del diámetro de tuberías y conductos.....	35
1.2.	Determinación de la velocidad y caudal de transporte .....	36
1.3.	Cálculo de pérdidas de carga en el sistema de conductos .....	37
2.	Dimensionamiento y selección de accesorios .....	39
2.1.	Dimensionamiento del ciclón.....	39
2.2.	Dimensionamiento de transiciones.....	42
3.	Selección de equipos motrices.....	43
3.1.	Selección de válvula rotativa .....	43
3.2.	Selección del impulsor .....	44
CAPITULO 4 DISEÑO DEL MANIPULADOR TELESCÓPICO .....		46
1.	Dimensionamiento de la pluma telescópica.....	46
1.1.	Determinación de cargas en la estructura .....	46
1.2.	Cálculo de la geometría de sección de la pluma telescópica.....	51
1.2.1.	Verificación por resistencia y deformación en el plumín móvil.....	51
1.2.2.	Verificación por resistencia y deformación en la pluma fija.....	55
1.2.3.	Verificación de la pluma telescópica en posición inclinada.....	56
1.2.4.	Efecto del fluido en la pluma telescópica durante la descarga.....	58
2.	Diseño del apoyos y soporte de la pluma telescópica .....	60
3.	Sistema Motriz de la Pluma Telescópica .....	64
3.1.	Movimiento lineal del plumín móvil.....	64
3.2.	Movimiento angular de la pluma telescópica .....	65
3.3.	Movimiento giratorio de la pluma telescópica .....	66
4.	Selección de equipos motrices.....	68

4.1.	Selección de motores para sistema de transporte neumático:	68
4.2.	Selección de motores para sistema hidráulico	69
4.2.1.	Selección de bomba hidráulica	69
4.2.2.	Selección de tanque de aceite	70
4.3.	Selección de motorreductor para rodamiento	71
4.4.	Selección de Grupo Electrónico	72
CAPITULO 5 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA PORTANTE		73
1.	Ubicación de equipos	73
2.	Diseño de la estructura portante	74
2.1.	Dimensionamiento de la estructura del ciclón	74
2.2.	Dimensionamiento de la estructura de la pluma telescópica	76
2.3.	Dimensionamiento del bastidor	80
2.3.1.	Determinación de cargas en la estructura	80
2.3.2.	Verificación por resistencia y deformación en largueros	81
2.3.3.	Verificación por estabilidad	83
3.	Selección de accesorios	87
3.1.	Selección de ejes y llantas	87
3.2.	Selección de patas estabilizadoras	88
4.	Costo estimado del Proyecto	88
4.1.	Costo de Fabricación de diseños	88
4.2.	Costo de Equipos	90
4.3.	Costo de accesorios	90
4.4.	Costo de Diseño	90
4.5.	Costo Total	90
4.6.	Tiempo Estimado de Operación	91
4.7.	Costo de operación	91
CONCLUSIONES		93
RECOMENDACIONES		95
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS		96

## INTRODUCCION

Diversos productos agrícolas del grupo de los cereales y semillas son importados a nuestro país por el medio de transporte marítimo de distintos países exportadores alrededor del mundo, cuyos valores nutritivos son de vital importancia para el consumo humano y la industria alimentaria. Es por este motivo que los puertos y terminales graneleros peruanos deben poseer ciertas condiciones para acoger estos productos y manipularlos de manera eficiente, tales como el área de acceso y el tiempo de espera de los navíos, la capacidad de almacenamiento de los productos y sus facilidades para su manipulación.

Los equipos descargadores o “ship unloaders” son utilizados en nuestro país para los procesos de manipulación de materiales sólidos a granel. Los del tipo mecánico son mayormente empleados para la extracción de concentrados de minerales en embarcaciones de grandes dimensiones y capacidad de carga, mientras que los del tipo neumático, que son muy escasos en Perú, solo transporta alimentos y para navíos de mediana o baja capacidad.

Las principales ventajas en el uso de los equipos descargadores neumáticos son el transporte limpio de los materiales desde un punto a otro, asegurando su integridad física, la alta versatilidad para el manejo de la línea de transporte y las altas velocidades de transporte, reduciendo el tiempo de estancia de los buques graneleros en los muelles de embarque y así mejorar la eficiencia del puerto.

Este documento de tesis tiene como objetivo general diseñar un equipo de descarga neumático móvil de granos con una capacidad de 100 toneladas métricas por hora para embarcaciones graneleras tipo Small Handysize, cuyas capacidades de bodega no superan los 8000 m<sup>3</sup>.

En el primer capítulo trata sobre los fundamentos teóricos relacionados al transporte neumático para el diseño de la línea de transporte del equipo descargador. Asimismo, se describirán los tipos de cargas que estarán presentes en este y que influirán sobre la estructura portante que soportará el peso de todos los equipos y accesorios que conforman el equipo descargador.

En el segundo capítulo se empleará la metodología de diseño para obtener y evaluar diversos conceptos de solución para la operación de descarga de granos de una embarcación. Para ello, se hará una revisión en el estado de la tecnología y se evaluarán las alternativas posibles para la ejecución de cada función del descargador.

En los siguientes tres capítulos se detallará el aporte fundamental de este proyecto. Consistirá fundamentalmente en la selección de equipos que conforman el sistema de descarga neumático para la capacidad definida de transporte de granos, el diseño del manipulador telescópico y su ubicación dentro de la estructura portante que se diseñará posteriormente. Puesto que este trabajo de tesis está netamente enfocado al diseño y cálculo estructural, no se estudiará en detalle sobre los sistemas eléctricos ni de control de los equipos seleccionados.

Para cumplir el objetivo general de este proyecto, se plantearon los siguientes objetivos específicos:

- Definir los alcances del descargador (capacidad, dimensiones, productos a transportar) en función a su capacidad y al tamaño de la embarcación.
- Dimensionar la línea de transporte neumático en función a los parámetros definidos mediante el método de diseño.
- Seleccionar y posicionar los equipos y accesorios que conforman la línea de transporte neumático en función a la capacidad dada.
- Diseñar el manipulador telescópico, tomando en cuenta los movimientos que dará y el alcance máximo que se obtendría.
- Diseñar la estructura portante, tomando en consideración las cargas que influyen sobre este y las posiciones más críticas de trabajo en donde ocurra volteo.
- Seleccionar los materiales adecuados para los diseños del manipulador y la estructura chasis.
- Realizar los planos de ensamble del equipo descargador y despieces correspondientes a los diseños estructurales.

## CAPITULO 1

### FUNDAMENTOS TEÓRICOS

#### 1. Transporte neumático de sólidos

Es el movimiento de la mezcla de sólidos en suspensión en una corriente de aire, por influencia de la fuerza de la gravedad o la fuerza producida por una diferencia de presión entre la presión de la mezcla aire – sólido y la presión del aire en su posterior destino (EEUA 1974: 1).

Dicha mezcla es causada por del proceso de fluidización, que consiste en la introducción del aire difundido debajo del material pulverulento, reduciendo su ángulo de rozamiento de tal forma que el material adquiera el comportamiento de un fluido y pueda manipularse como tal.

La diferencia de presión se logra introduciendo aire a presión a lo largo de la línea de transporte; puede ser o negativa (vacío). Tanto la diferencia de presiones, como el caudal de aire necesario para transportar el material de un lugar a otro dependen principalmente de la dirección de la línea de transporte (flujo ascendente, descendente u horizontal) como también de las características del material.

#### 1.1. Sistemas de transporte neumático

##### 1.1.1. Transporte neumático por impulsión

Estos sistemas son utilizados cuando se desea distribuir material desde un punto hacia otros puntos de recepción. El material es introducido en la corriente de aire comprimido en la tubería, mientras que un impulsor toma el aire atmosférico y eleva su presión (Figura 1.1). (Neidigh, s/a: 1).

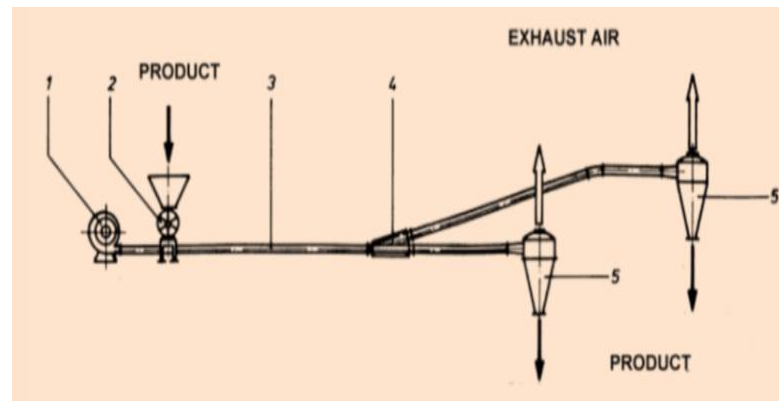


Figura 1. 1. Transporte Neumático por impulsión

### 1.1.2. Transporte neumático por succión

Estos sistemas son utilizados para transportar materiales pulverulentos desde distintos puntos hacia un punto receptor. Las partículas de sólidos son suspendidas debido a una presión de vacío producido por un ventilador que se encuentra al final del sistema. El material es succionado por una tobera y es transportado junto con el aire por un ducto hacia un separador (Neidigh s/a: 1).

Los materiales involucrados para este tipo de transporte pueden ser granulares, finos, triturados o fibrosos, alcanzando un tamaño de partícula hasta 2 pulgadas. Asimismo, pueden recorrer largas distancias, alcanzando los 1 500 pies (Stoess 1970: 7).

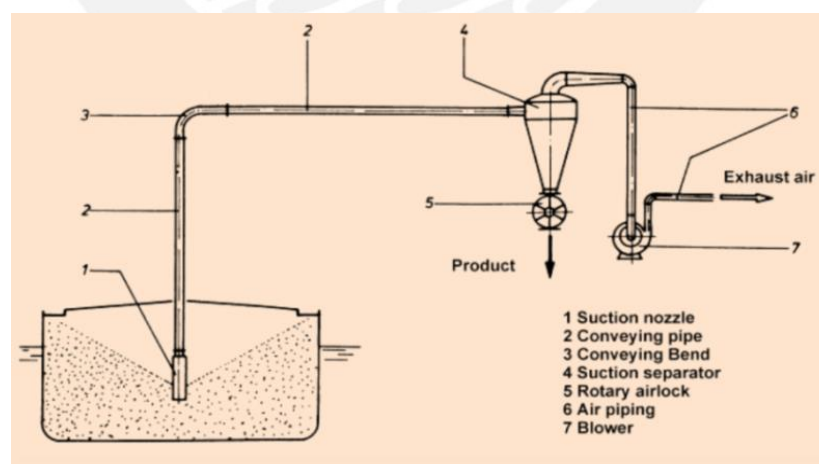


Figura 1. 2. Transporte Neumático por Succión

### 1.1.3. Sistemas combinados: succión - impulsión

Es posible utilizar ambos sistemas de transporte neumático, en las que el sistema de succión extrae el producto de distintas tolvas o almacenes y lo introduce al sistema

neumático, mientras que el de impulsión distribuye el producto hacia las tolvas de descargas correspondientes (Figura 1.3). Esto significaría que para realizar ambos procesos se utilizaran ventiladores con mayor potencia.

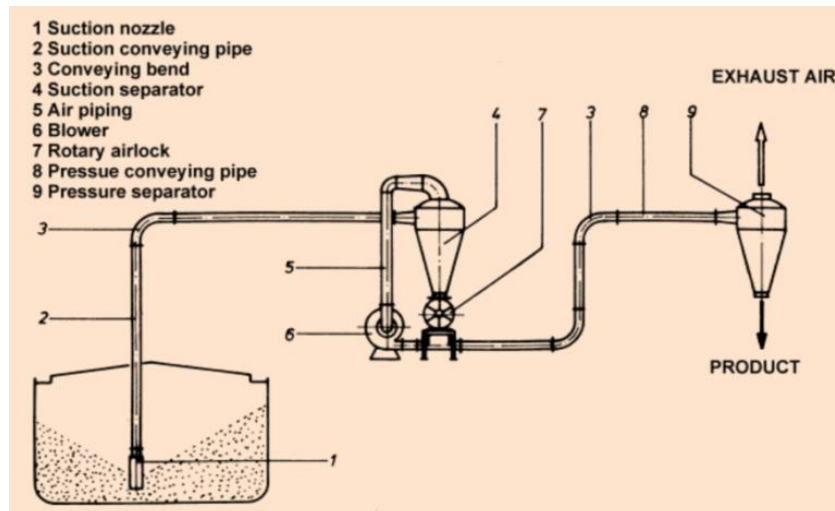


Figura 1. 3. Transporte Neumático por Impulsión y Succión

#### 1.1.4. Sistema de transporte neumático por gravedad

A diferencia de los tres sistemas ya mencionados, este sistema no emplea las corrientes de aire para transportar material, sino que emplea la fuerza de la gravedad. Esta clase de transporte consiste en la caída del material en una vertical o una pendiente cuyo ángulo respecto a la horizontal es mayor a su ángulo de reposo (Stoess 1970: 29-32).

#### 1.1.5. Aplicación en un equipo descargador

En los descargadores neumáticos de granos se aplica principalmente el sistema de aspiración para extraer los productos a granel que se encuentran depositados en las bodegas de las embarcaciones. El material a granel es dosificado hacia otro depósito mediante gravedad utilizando canaletas o utilizando equipos de transporte mecánico, como por ejemplo, una faja transportadora.

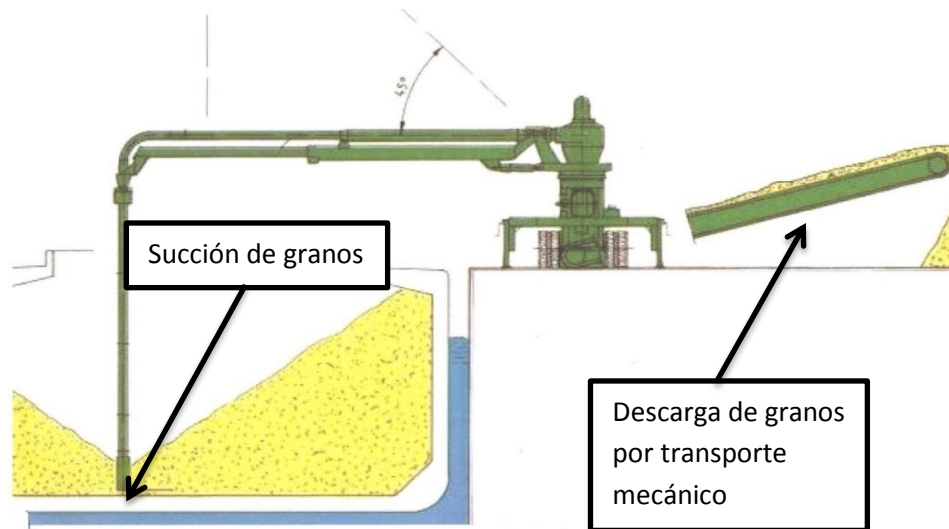


Figura 1.4. Equipo descargador neumático por aspiración

Por otro lado, si el depósito de almacenamiento de productos a granel se encuentra a largas distancias o en lugares elevados, estos equipos pueden trabajar utilizando el sistema combinado aspiración – impulsión.

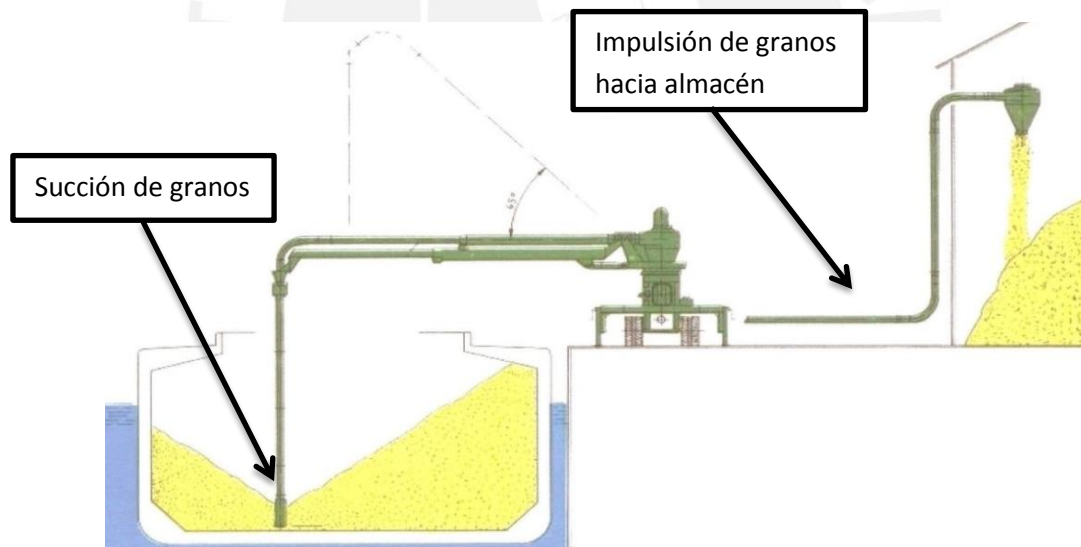


Figura 1.5. Equipo descargador neumático por sistemas combinados

## 1.2. Componentes de la línea de transporte

Los componentes se pueden clasificar por los siguientes sistemas:

- Sistema de Captación
- Sistema de conductos y accesorios
- Sistema de Separación
- Sistema de Dosificación
- Sistemas de Filtrado
- Impulsores



### 1.2.1. Sistema de captación

Es un sistema cuya función principal es la de permitir el ingreso del aire y del material al sistema de conductos.

#### a. Boquilla de aspiración

Son empleados para recoger polvos o materiales a granel por succión. Para estos accesorios, es importante evitar obstrucciones por las partículas de sólido fluyendo a través de la corriente de aire. Son apropiados para materiales de fácil escurrimiento pues se tiene acceso a la superficie del material (EEUA 1974; 52).

#### b. Campana

A diferencia del anterior, estas adoptan un cambio de sección, favoreciendo el ingreso del material recogiendo de un piso plano.

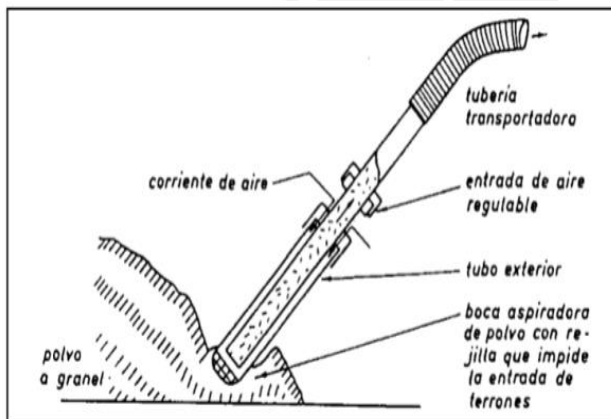


Figura 1.6. Boquilla de aspiración (EEUA 1974; 52)

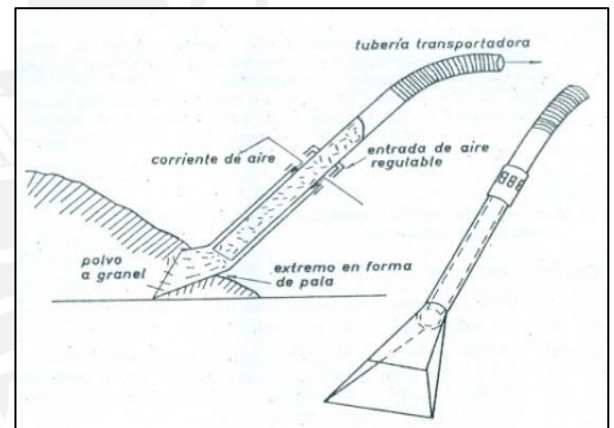


Figura 1.7. Campana (EEUA 1974; 53)

### 1.2.2. Sistema de conductos y accesorios

Este sistema incluye todos los conductos rectos, accesorios tales como codos, expansiones y contracciones, dispositivos de control de caudal y presión, y los soportes de los conductos.

El material puede ser de acero al carbono, acero galvanizado, acero inoxidable o aluminio. El rango de diámetros de tubería puede llegar hasta 500 mm y para permitir de dirección del flujo se emplean codos de grandes radios de curvatura. Estos valores se pueden obtener según recomendaciones de la tabla 1.1:

Tabla 1.1. Radio de curvatura recomendados para codos. (Stoess 1970; 88)

Diámetro de tubería	Radio Mínimo	Radio Recomendado
7"	4 pies, 6 pulgadas	7 pies, 0 pulgadas
8"	5 pies, 0 pulgadas	8 pies, 0 pulgadas
<b>10"</b>	<b>6 pies, 0 pulgadas</b>	<b>8 pies, 0 pulgadas</b>
<b>12"</b>	<b>7 pies, 0 pulgadas</b>	<b>8 pies, 0 pulgadas</b>

### 1.2.3. Sistema de separación

Estos sistemas tienen como objetivo separar el producto del aire en la succión.

#### a. Ciclón

Este separa el material del aire a través de la fuerza centrífuga y la gravedad. La mezcla aire – producto ingresa de manera tangencial por la parte superior del ciclón. Esta realizará una trayectoria helicoidal dirigiéndose hacia el fondo del tronco de cono. Antes de llegar al fondo, la corriente de aire asciende por el centro superior del ciclón mientras que el producto son descargadas en la parte inferior.

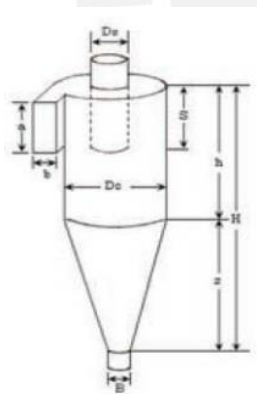


Figura 1.8. Separador ciclónico

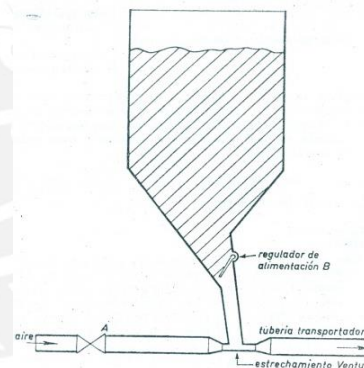


Figura 1.9. Alimentación por gravedad (EEUA 1974: 33)

#### b. Colectores de choque

Son empleados mayormente para partículas grandes y pesadas. Estos colectores atrapan los sólidos colocando un deflector en la trayectoria del aire haciendo que estos caigan por acción de la gravedad hacia su punto de descarga.

#### c. Tolvas de retención

La mezcla aire – polvo ingresa por la parte superior de la tolva, ya sea vertical o tangencialmente. El producto caerá al fondo de la tolva por gravedad logrando su asentamiento en el fondo, permitiendo escapar a la corriente de aire por la parte superior.

#### 1.2.4. Sistema de dosificación

Su función es la de dosificar el material en la corriente de aire que se encuentra bajo presión positiva o negativa.

##### a. Alimentación por Gravedad

Se introduce el material hacia la corriente de aire por su propio peso. En la zona de alimentación existe un estrechamiento de Venturi, haciendo que la presión sea menor que la atmosférica. Asimismo, este debe contar con un regulador de alimentación para que no ocurran sobrecargas (Figura 1.9).

##### b. Válvula rotativa o esclusa de aire

Consiste en un rotor con paletas que gira dentro de una cavidad cilíndrica o estator y posee dos funciones. Su función principal es permitir la descarga continua de material a con uniformidad de caudal sin causar pérdidas de presión de aire ni permitir el reflujo en la salida de dicho dispositivo.

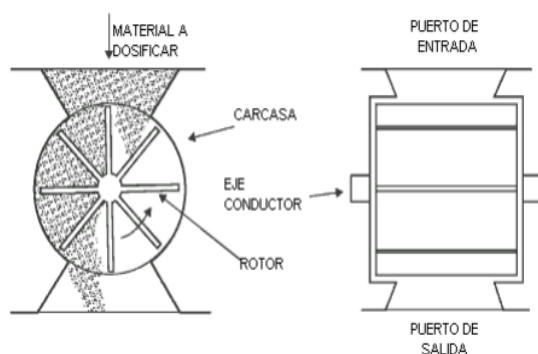


Figura 1.10. Válvula Rotatoria

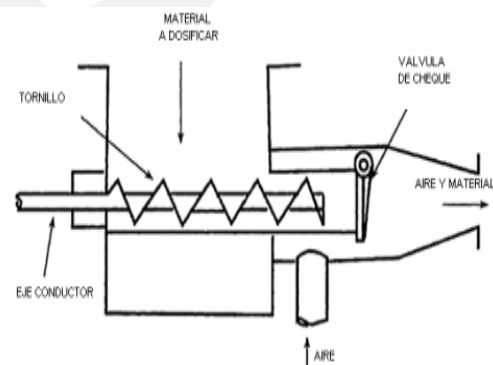


Figura 1.11. Alimentación por tornillo

##### c. Alimentación por Tornillo

Se emplea un husillo que gira a altas revoluciones dentro de un cilindro, cuyo paso disminuya hacia el punto de descarga. La velocidad de giro debe ser la suficiente para

permitir el paso del material. Son empleados para altas capacidades de descarga y largas distancias.

### 1.2.5. Sistema de filtrado

Una vez que se haya separado el material de la corriente de aire, esta transportara polvo de partículas más pequeñas, por lo que el aire debe limpiarse. Para filtrar el aire se pueden emplear filtros de mangas que consisten en medios porosos que capturarán el polvillo. Otra solución es rociando agua hacia la corriente de aire/polvillo, mojando a estas últimas y separándose por gravedad del aire.

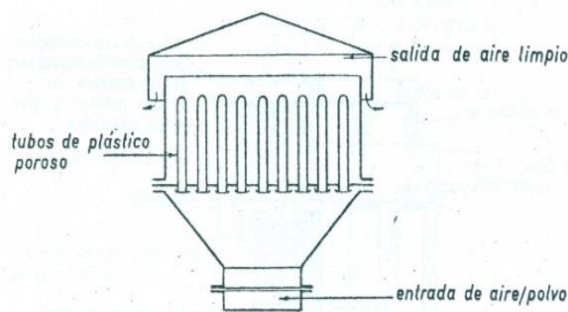


FIG. 3.44. Filtro de tubos de plástico.

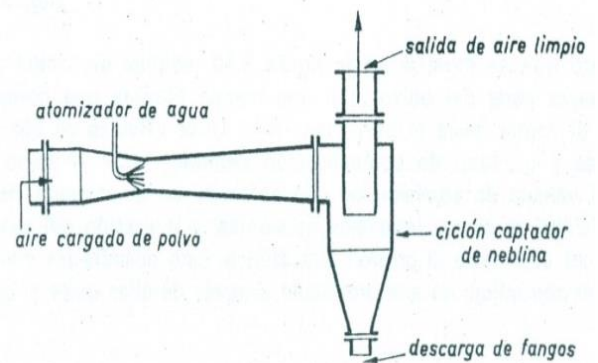


Figura 1.12. Filtros de Mangas (EEUA 1974: 78)

Figura 1.13. Lavador de aire (EEUA 1974: 78)

### 1.2.6. Impulsores

Son los que suministran energía al fluido que circula hacia la línea de transporte desde un punto a otro, venciendo además las pérdidas por presión. La selección de estos equipos dependerá básicamente de dos parámetros: la presión la cual se desea elevar y el caudal requerido para el transporte.

Estos impulsores se pueden clasificar en **compresores alternativos (desplazamiento positivo) o dinámicos**. Los primeros elevan la presión debido a la reducción del volumen transmitiéndolo al fluido mientras que los dinámicos elevan la presión del fluido otorgándole energía cinética elevándole su velocidad. Entre los compresores alternativos se tienen:

- **Recíprocos:** Producen desplazamientos lineales. Ejemplos de ello se encuentran los compresores de pistón y diafragma

- **Rotativos:** Comprimen el aire por un sistema rotatorio y continuo, empujando el aire desde la aspiración hacia la salida. Entre ellos se tienen los compresores de paletas, tornillos, con un rotor o múltiples rotores.

Entre los compresores dinámicos se tienen:

- **Ventilador Centrífugo:** El aire ingresa por una abertura concéntrica con el rotor que gira a gran velocidad. El aire circula a través de los alabes del rotor y debido a la fuerza centrífuga aumenta su salida al salir.
- **Ventilador de flujo axial:** Transmiten energía al aire por medio de un movimiento de giro en remolino provocado por el rotor.

Para la selección del impulsor adecuado, se necesitan de dos factores importantes: el caudal de aire requerido para transportar los granos y la presión la cual este debe ser elevado para que cumpla con lo exigido. La presión deberá ser igual a la suma de las siguientes (Coz, s/a: 5.5 – 5.6):

- Presión de aceleración
- Presión en codos y accesorios
- Presión en transporte horizontal
- Presión por alimentación
- Presión en transporte vertical
- Presión por separación

La presión de aceleración se define como aquella necesaria para impulsar los materiales sólidos desde el reposo hasta llegar al instante en que los granos se encuentran suspendidos por la corriente de aire, y se determina con la siguiente expresión:

$$(p_1 - p_2)_{acel.} = \left( \frac{1 + 2\mu_{a/g} \frac{v_s}{v_a}}{2} \right) \rho_{aire} v_a^2 \quad (1.1)$$

Donde  $\mu_{a/g}$  es la concentración de la mezcla aire – grano,  $v_s$  y  $v_a$  son las velocidades del grano y aire respectivamente y  $\rho_{aire}$  es la densidad del aire.

Las pérdida de presión por el transporte horizontal se calcula por la siguiente:

$$(p_1 - p_2)_H = \frac{L_H}{\phi_{Tubería}} \frac{\rho_{aire} v_a^2}{2g} \frac{8}{\left( \sqrt{\frac{8}{f_a}} - 1.72\mu_{a/g} \right)^2} \quad (1.2)$$

Donde  $f_a$  es el coeficiente de fricción en tuberías y  $L_H$  es la longitud horizontal. En el caso de tuberías flexibles, se considera una caída de presión entre 3 a 4 veces la de una tubería rígida (Coz, s/a: 4.5).

Las pérdidas por elevación se determinan con la siguiente expresión:

$$(p_1 - p_2)_V = \mu_{a/g} g L_V \frac{v_a}{v_s} \tag{1.3}$$

Las pérdidas en los codos se obtienen mediante la siguiente expresión:

$$(p_1 - p_2)_{Codo} = K_{Codo} (1 + \mu_{a/g}) \frac{\rho_{aire} v_a^2}{2g} \tag{1.4}$$

Donde  $K_{Codo}$  está en función a la relación entre el radio de curvatura y el diámetro del codo, que se muestran a continuación:

Tabla 1.2. Valores recomendados de  $K_{Codo}$  (EEUA 1974: 61)

Relación Radio de curvatura/Diámetro de tubería	$K_{Codo}$
2	1,5
4	0,75
6 o más	0.5

## 2. Características de los materiales

Una de las limitaciones principales del transporte neumático es la clase de producto a transportar, ya que si este es muy agresivo, puede ocasionar un desgaste en los ductos y codos o que presenten corrosión si el producto posee un alto porcentaje de humedad.

De igual modo, es importante conocer los principales alimentos en granos o semillas que son importados de los principales países exportadores y son transportados a través de la vía marítima. En la tabla 1.3 se pueden apreciar las características físicas de ciertos productos que son traídos a nuestros terminales y que se considerarán para el proyecto:

Tabla 1.3. Clasificación de los Materiales (Cotaquispe, 2013: 4).

Producto	Peso Específico (lb/pies <sup>3</sup> )	Clase	Descripción
Avena	25	C16S	Granular de tamaño menores a 1/2" Material no abrasivo contenido de polvo explosivo

Maíz, grano	45	C16S	Granular de tamaño menores a 1/2" Material no abrasivo Contenido de polvo explosivo
Sémola	33	B26	Fino de tamaños menores a 1/4" Fluidizable con ángulo de reposo entre 30 y 45° Material no abrasivo
Trigo	48	C16S	Granular de tamaño menores a 1/2" Material no abrasivo Contenido de polvo explosivo
Café	42	C26T	Granular de tamaño menores a 1/2" Fluidizable con ángulo de reposo entre 30 y 45° Material no abrasivo Degradable

Una vez identificados las características físicas de los materiales a transportarse de debe determinar si existe la posibilidad de que los alimentos en cuestión sean transportados mediante neumática y escoger el sistema más adecuado. En las tablas 1.4 y 1.5 se muestran los sistemas de transporte ya mencionados en función al tamaño de partícula del material y sus características físicas, respectivamente.

Tabla 1.4. Tipo de Sistema según el tamaño de partícula del material (Stoess 1970; 42)

Tamaño de Partícula	Tipo de sistema de Transporte Neumático					
	Succión	Baja Presión	Media Presión	Alta Presión	Succión + Impulsión	Gravedad
Irregular	X	X			X	
<b>Granular</b>	X	X		X	X	X
<b>Fino</b>	X	X		X		X
Muy fino	X	X	X	X	X	X

Tabla 1.5. Tipo de sistema según las características físicas del material (Stoess 1970; 43)

Características Físicas	Tipo de sistema de Transporte Neumático					
	Succión	Baja Presión	Media Presión	Alta Presión	Succión + Impulsión	Gravedad
<b>No abrasivo</b>	X	X	X	X	X	X
Ligeramente Abrasivo	X	X	X	X	X	X
Medianamente Abrasivo	?	?	X	X		X
Muy Abrasivo			X	X		X
Higroscópico	X	X				?
Delicuescente	?	?	?	?	?	?
Combustible	X	X	X		X	X
<b>Explosivo</b>	X	X	X			
Bajo PH (ácido)	X	X	X	X	X	X

Alto PH (alcalino)	X	X	X	X	X	X
Frágil	X	X				X
Corrosivo	?	?	?	?	?	?
Termoplástico	X	X				

Se puede observar que las características de los productos escogidos son las adecuadas para ser extraídos de una embarcación mediante transporte neumático, empleando los sistemas de succión e impulsión. Por ello, es importante conocer la velocidad de transporte de estos recomendados sin que estos se dañen por impacto y la cantidad de aire necesario que se requiere para efectuar el transporte (Tabla 1.6).

Tabla 1.6. Velocidad de Transporte y Cantidad de aire para el transporte de productos seleccionados (Stoess 1970; 48; EEUA 1974: 63; Coz, 2001: 5.10)

Producto	Peso Específico (lb/pies <sup>3</sup> )	Relación aire grano máximo (kg <sub>grano</sub> /m <sup>3</sup> <sub>aire</sub> )	Velocidad de aire (m/s)
Avena	25	24	25 – 35
Café	42	24	17 – 20
Maíz	45	24	25 – 35
Sémola	33	24	25 – 30
Trigo	48	24	25 - 35

### 3. Definición de cargas

Para realizar el diseño de la estructura portante del equipo de descarga neumático, es fundamental identificar qué tipos de cargas se encuentran presentes en dicha estructura. Se tomarán en cuenta las siguientes cargas:

- Cargas Muertas
- Cargas Vivas
- Cargas de Impacto
- Cargas de Nieve y Lluvia
- Cargas de Viento
- Cargas Sísmicas

#### 3.1. Cargas muertas (C<sub>D</sub>)

Son aquellas cuyas magnitudes permanecen constantes y fijas durante el tiempo de vida útil de la estructura metálica. Estas representan el peso propio de la estructura y equipos permanentes (McCormac, 1996, 40).



### 3.2. Cargas vivas ( $C_L$ )

Son cargas cuyas magnitudes y posiciones son variables en dicha estructura debido al funcionamiento o propio impulso de estas. Representan a las personas, fluidos, maquinaria entre otras cargas transitorias (McCormac, 1996, 41).

### 3.3. Cargas de impacto

Están representadas por las caídas, vibraciones o detención de cargas debido a las condiciones de funcionamiento de los equipos que están soportados o por factores externos tales como la irregularidad de la vía por la que se circula (un bache, trocha). Las cargas de impacto se determinan multiplicando las cargas vivas por un factor de impacto ( $f_i$ ) que dependerá del tipo de carga dinámica. Los factores de impacto se muestran en la tabla 1.7 (McCormac, 1996, 43):

Tabla 1.7. Factores de Impacto

Equipos o componentes	$f_i$
Elevadores y máquinas elevadoras	100%
Maquinaria impulsada por motor	20%
Maquinaria de movimiento recíproco o impulsores	50%
Colgantes para pisos y balcones	33%
Trabes de grúas con cabina de operación	25%
Trabes de grúas sin cabina de operación	10%

### 3.4. Cargas de nieve ( $C_S$ ) y lluvia ( $C_R$ )

Estas cargas se deben a las precipitaciones por los cambios climáticos y su intensidad depende fundamentalmente de la zona climática. Su influencia hacia las estructuras es notoria en los techos, causando encharcamiento y ocasionando altas deflexiones. Puesto que el equipo descargador se encuentra en zonas costeras, estas cargas no se considerarán pues estas precipitaciones no se presentan con frecuencia (McCormac, 1996, 42).

### 3.5. Cargas sísmicas ( $C_E$ )

Las cargas sísmicas se originan por la interacción entre el movimiento de los suelos en la estructura cuando ocurre un sismo, originando vibraciones y desplazamientos en

toda la estructura. Esto conlleva a que la estructura esté sometida a altas deformaciones y esfuerzos que, como resultado, colapse (McCormac, 1996, 46)

Para determinar la carga sísmica se debe identificar el tipo de edificación que adopta la estructura de acuerdo a la norma técnica de edificación E.030 (Ver anexo A). Debido a que el equipo de descarga neumático estará en actividad en un muelle, está clasificada en la categoría C de Edificaciones Importantes ya que estará rodeado de operarios cerca (factor de uso = 1.3). Como consecuencia, se tendrá un valor de sobrecarga del 25% de la carga viva para obtener un diseño sismorresistente (ININVI, 1986, 19).

### 3.6. Cargas de viento ( $C_w$ )

El efecto del viento de una estructura varía dependiendo de la localidad geográfica, la altura sobre el nivel del terreno como su pendiente, el tipo de terreno que rodea a la estructura, la geometría y la rigidez de la estructura, el tipo de edificación que la estructura adopta y de la velocidad del aire. Por lo general se puede considerar que las presiones se aplican uniformemente a las superficies verticales a barlovento y sotavento y que pueden proceder de cualquier dirección (McCormac, 1996, 44).

Para determinar la carga ejercida por el viento, se debe determinar la presión causada por el flujo del viento (ASCE, 2010, 307):

$$q_z = 0.613 K_z K_{zt} K_d V^2 \quad (1.1)$$

Dónde:

$q_z$  = Presión Dinámica debido a la velocidad del flujo de aire, en  $N/m^2$

$K_z$  = Factor de exposición al viento

$K_{zt}$  = Factor topográfico

$K_d$  = Factor de direccionalidad del viento

$V$  = Velocidad del viento, en m/s

El factor de exposición al viento  $K_z$  depende principalmente de dos parámetros, la altura de la estructura sobre el nivel del terreno y del entorno en donde estará expuesto. Para ello, primero se debe establecer una categoría que refleje adecuadamente las características del lugar donde el equipo descargador neumático estará en operación, siendo estas las siguientes:

- Exposición B: Áreas urbanas y suburbanas, áreas boscosas o terrenos con numerosas obstrucciones próximas entre sí, del tamaño de unifamiliares o mayores.
- Exposición C: Terrenos abiertos con obstrucciones dispersas, con alturas generalmente menores a 10 metros. Esta categoría incluye campo abierto plano y terrenos agrícolas.
- Exposición D: Áreas costeras planas, sin obstrucciones, expuestas al viento soplando desde aguas abiertas en una distancia de al menos 1600 metros. Esta exposición debe aplicarse solamente a edificios y otras estructuras expuestas a vientos soplando desde el agua.

Considerando las tres categorías del entorno en donde estará expuesto este equipo descargador, se puede afirmar que este se encuentra en la categoría D, debido a que estará en operación en zonas costeras. El valor del coeficiente de exposición al viento de determina en la tabla 29.3-1 del anexo A.

El factor topográfico  $K_{zt}$  se obtiene considerando la topografía del sector, ya que existe un aumento de la velocidad del viento si hay presencia de colinas, lomas, entre otros defectos topográficos. Como el equipo descargador se encontrará dentro de un muelle y no se encontrarán estos defectos, se considera este factor como 1.

El factor de direccionalidad al viento  $K_d$  está en función a la geometría de la estructura. La estructura misma, junto a los equipos de transporte neumático y el manipulador telescópico serán considerados como un muro debido a que cuando se encuentre en operación el conjunto permanecerá en reposo. Bajo esta suposición, el factor de direccionalidad será **0.85**, según la tabla 26.6-1 del anexo A.

La velocidad del viento varía según la zona geográfica, por lo que en el anexo A se pueden apreciar las líneas de corriente de aire en todo el país, y en este caso, su valor máximo será de **100 km/h** pues pertenece a la región de la costa.

Una vez calculado la presión por la velocidad del viento, se procede a calcular la fuerza provocada por el viento, que está definida en la siguiente expresión (ASCE, 2010, 307):

$$C_W = q_z G C_f A_s \quad (1.2)$$

-  $C_W$  = Fuerza del viento, en N

- $q_z$  = Presión Dinámica debido a la velocidad del viento, en  $N/mm^2$
- $G$  = Coeficiente por efecto de ráfaga
- $C_f$  = Coeficiente de fuerza neta
- $A_s$  = Área proyectada que impedirá el flujo de aire

Para estructuras rígidas, el factor del efecto de ráfaga puede tomar el valor de **0.85**. El coeficiente de fuerza neta  $C_f$  depende de las características geométricas de la superficie que se encuentra en contacto con el viento tales como su longitud y ancho, como también la separación con respecto al nivel del piso. Este valor es obtenido en la tabla 29.4.1 del anexo A.

### 3.7. Factores de carga

El fin de emplear los factores de carga para una estructura metálica es incrementar las cargas presentes para tomar en cuenta las incertidumbres implicadas cuando se estiman las magnitudes de las cargas muertas y vivas. Según las especificaciones del Método de Diseño por Factores de Carga y Resistencia (LRFD), se presentan factores y combinaciones de carga recomendados según la ASCE (McCormac, 1996, 53):

$$U = 1.4C_D \tag{1.3}$$

$$U = 1.2C_D + 1.6C_L + 0.5(C_{Lr} \text{ o } C_S \text{ o } C_R) \tag{1.4}$$

$$U = 1.2C_D + 1.6(C_{Lr} \text{ o } C_S \text{ o } C_R) + (0.5C_L \text{ o } 0.8C_W) \tag{1.5}$$

$$U = 1.2C_D + 1.3C_W + 0.5C_L + 0.5(C_{Lr} \text{ o } C_S \text{ o } C_R) \tag{1.10}$$

$$U = 1.2C_D \pm 1.0C_E + 0.5C_L + 0.2C_S \tag{1.11}$$

$$U = 0.9C_D \pm (1.0C_E \text{ o } 1.3C_W) \tag{1.12}$$

- |            |                        |         |                   |
|------------|------------------------|---------|-------------------|
| - $U$      | = Carga Última         | - $C_S$ | = Carga de Nieve  |
| - $C_D$    | = Carga Muerta         | - $C_R$ | = Carga de Lluvia |
| - $C_L$    | = Carga Viva           | - $C_W$ | = Carga de Viento |
| - $C_{Lr}$ | = Carga viva en techos | - $C_E$ | = Carga Sísmica   |

Respecto a estas ecuaciones mostradas se debe mencionar que las cargas vivas se consideran como impacto únicamente en las ecuaciones (1.8) y (1.9). A partir de la ecuación (1.9) se considerarán las cargas laterales como las de viento y sismos. Asimismo, para realizar el diseño por resistencia, se deben evaluar los casos más pertinentes y se escoge el más desfavorable.

## CAPÍTULO 2

### DISEÑO DEL PROCESO DE DESCARGA ÓPTIMO DE GRANOS

#### 1. Estado de la tecnología y descripción del proyecto

La vía marítima es el medio de transporte de productos a granel importados masivo más económico frente al terrestre y aéreo. Es por esta razón que para atender la diversidad de carga que llega al país y aumentar su eficiencia en sus operaciones portuarias, los puertos marítimos y terminares graneleros deben disponer, además de una infraestructura y almacenes adecuados, de equipos especializados para la descarga y manipulación de los productos de las bodegas de las embarcaciones.

Para realizar el proceso de descarga de granos de una embarcación se emplean descargadores o “ship-unloaders”, y existen dos tipos: mecánicos y neumáticos. Los primeros emplean equipos pesados como cucharas tipo “almeja”, tornillos de transporte, fajas transportadoras y combinaciones de estas para realizar la descarga de materiales al piso y luego son recogidos mediante cargadores frontales y sistemas de fajas transportadoras.

Por otro lado, el equipo de descarga neumático emplea el principio del movimiento de materiales suspendidos es una corriente de aire para extraer los productos de una embarcación. Son mayormente utilizados en la descarga de alimentos debido a que el producto circula a través de una ducto, evitando el contacto con algún medio agresivo para ellos, asegurando su integridad física. Asimismo, brindan facilidades para la descarga ya que poseen una alta versatilidad al momento de efectuar cambios de dirección o hacer el traslado de la línea de transporte hacia la bodega del navío pues se cuenta con un manipulador telescópico capaz de acercarlo a la bodega. Además,

cuenta con velocidades de transporte altas, reduciendo el tiempo de estancia de la nave a ser vaciado.



Figura 2.1. Equipo descargador mecánico con cuchara tipo "almeja"



Figura 2.2. Equipo descargador neumático (Walinga)

Los equipos de descarga neumáticos pueden ser móviles o estacionarios, dependiendo del tamaño del navío, siendo fundamental el conocimiento de sus dimensiones. En la figura 2.3 se muestran las dimensiones generales de un buque granelero, conformado por la eslora o longitud de proa a popa (length), manga o ancho de estribor a babor (beam), el puntal o altura total del navío (depth) y el calado o distancia vertical desde la línea de flotación (draft). Las dimensiones generales de los navíos como las dimensiones de sus bodegas se encuentran en el anexo B.

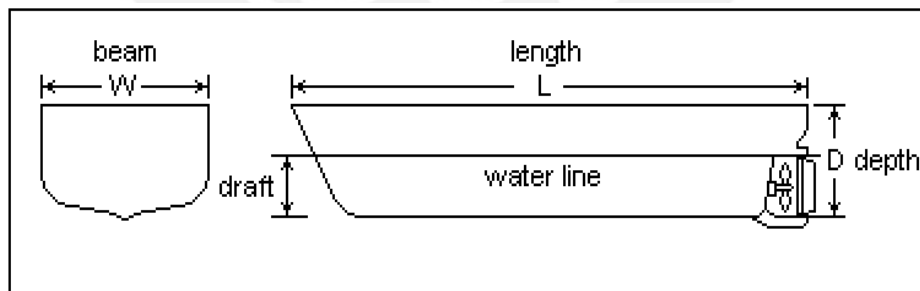


Figura 2.3. Dimensiones generales de un buque de carga

Sin embargo, para determinar las dimensiones de estas embarcaciones, es necesario conocer su capacidad de carga, medidas en tonelaje en peso muerto o DWT. En la tabla 2.1 se presenta una clasificación de los buques graneleros con los rangos de capacidades existentes:

Tabla 2.1. Clasificación de embarcaciones de cargas a granel

CLASIFICACION DE EMBARCACIONES GRANELERAS	
TIPO DE EMBARCACION	CAPACIDAD EN DWT
<b>SMALL HANDYSIZE</b>	1 000 - 10 000
<b>HANDYSIZE</b>	10 000 - 30 000
<b>HANDYMAX</b>	30 000 - 50 000
<b>PANAMAX</b>	50 000 - 80 000
<b>CAPE SIZE</b>	80 000 - 200 000
<b>CHINAMAX</b>	380 000 - 400 000

Debido a la infraestructura de los terminales marítimos y graneleros en nuestro país, la embarcaciones que arriban llegan hasta tamaños de hasta 35 000 DWT, siendo el más grande en el puerto de la provincia constitucional del Callao.

La capacidad de carga a transportar es otro factor importante pues definen las dimensiones geométricas y tamaño de los descargadores neumáticos. Mientras más grande y pesado sea este, mayor complicado será para ser movilizado de un punto a otro.



Figura 2.4. Equipo descargador estacionario

Figura 2.5. Equipo descargador neumático móvil

En lo que se refiere a equipos de descarga neumático de granos se encontró lo siguiente:

- En nuestro medio no se han encontrado este tipo de descargadores, ni móvil ni estacionario. Sin embargo, se han encontrado los del tipo mecánico y estacionario.
- En el mercado internacional existen muchos lugares dedicados a diseño y fabricación de estos equipos de descarga, ya sea móviles o estacionarios. Para

nuestro caso, en el anexo H se presentan las especificaciones técnicas y la descripción de distintos equipos de descarga neumático para embarcaciones de 5 000 DWT.

- c. Con respecto a su capacidad de transporte, los equipos de descarga consultados poseen una capacidad que oscila entre los 120 a 200 TM/h. Asimismo, en la figura 2.6. se aprecian las capacidades recomendadas para los equipos de descarga.

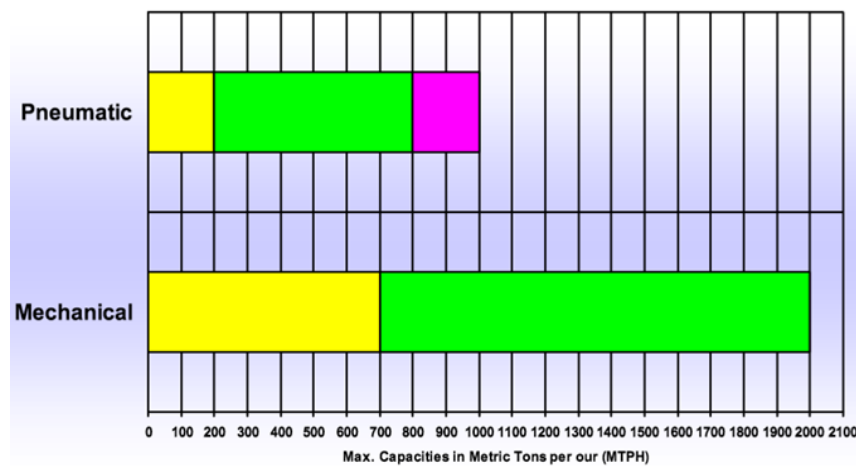


Figura 2.6. Capacidades de transporte recomendadas para los equipos descargadores

## 2. Lista de exigencias

Abarcarán los requisitos básicos para el posterior diseño del equipo descargador. Estos se clasificarán según el tipo de exigencia: Exigencia Fija (EF), Exigencia Media (EM), Exigencia Aspirativa (EA) y Deseo (D). En la tabla N°2.2, se presenta la lista de exigencias de este proyecto.

Tabla 2.2. Lista de Exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS			
N°	Deseo o Exigencia	DESCRIPCIÓN	Edición: Rev. 0
1	EF	Realizar el diseño de un equipo de descarga neumático de una capacidad de 100 TM/h para granos de trigo, maíz, sémola y avena.	R.N.C
2	EF	Las dimensiones del equipo descargador no serán mayores a 3.5 m de ancho, 8 m de altura y 20 m de longitud.	R.N.C
3	EF	El equipo descargador deberá extraer granos almacenados bodegas de graneleros <b>Small Handysize</b> , cuyas dimensiones de bodega son de 30 x 15 x 9 m.	R.N.C
4	EF	El equipo descargador será capaz de ser móvil e impulsado por un remolcador.	R.N.C
5	EF	La pluma telescópica tendrá una inclinación máxima de 45°	R.N.C



Tabla 2.2. Lista de Exigencias

6	EF	Se contarán con tres movimientos: lineal, angular y giratorio	R.N.C
7	EF	Las fuentes de energía para el funcionamiento del descargador será eléctrica y Diésel.	R.N.C
8	EF	El manipulador telescópico tendrá un alcance no mayor a 15 m de longitud.	R.N.C
9	EF	El accionamiento para el manipulador telescópico será mediante energía hidráulica	R.N.C
10	EF	Los equipos y accesorios estarán adecuadamente distribuidos.	R.N.C
11	EF	El descargador deberá permanecer estable en cualquier posición de trabajo.	R.N.C
12	EF	La estructura portante deberá soportar cargas por factores externos (viento)	R.N.C
13	EM	La estructura portante deberá ser lo más rígida y ligera posible.	R.N.C
14	EM	Los equipos y accesorios serán de fácil montaje y desmontaje	R.N.C
15	EM	Las propiedades físicas del material a transportar no deberán ser afectados durante el proceso de descarga	R.N.C
16	EM	Contará con elementos de seguridad con la finalidad de reducir la probabilidad de riesgo para el(los) operario(s).	R.N.C
17	EM	El descargador será de fácil transporte y operación por los operarios.	R.N.C
18	EA	El descargador será capaz trasladar el producto a su depósito	R.N.C
19	EA	El descargador será capaz de ser utilizado por cereales distintos a los considerados (arroz, azúcar, soya, entre otros)	R.N.C
20	D	El equipo descargador deberá permitir un fácil acceso a sus componentes para su mantenimiento	R.N.C
21	D	La distribución del sistema neumático deberá minimizar las caídas de presión.	R.N.C
22	D	Los materiales deberán adoptar formas constructivas sencillas para una posterior fabricación rápida.	R.N.C

### 3. Estructura de funciones

Se representó el proceso de descarga del equipo en una Caja Negra, tomando en consideración los alcances de la lista de exigencias. En la figura 2.7 se aprecia de manera abstracta la caja negra de equipo de descarga neumático y las magnitudes básicas de entrada y salida de la función principal:



Figura 2.7. Caja Negra

Tabla 2.3. Datos de entrada y salida en la estructura de funciones

	Entrada	Salida
<b>Información</b>	Son los datos que se obtienen previamente para efectuar el proceso de descarga, tales como el tamaño de la bodega de la embarcación, el alcance y la posición que debe tener la línea de transporte.	Son los datos obtenidos una vez terminada la operación de descarga. Este incluye el tiempo de operación.
<b>Materia</b>	Representan los granos alimenticios almacenados en las bodegas de una embarcación y el aire atmosférico (propiedades físicas) que ingresarán al sistema neumático.	Representan los granos totalmente descargados de la bodega y el aire que es devuelto a la atmósfera.
<b>Energía</b>	Representa la energía requerida por cada función y que será transformada con el fin de realizar el proceso de descarga. Puede ser eléctrico, hidráulico.	Representa la energía transformada durante el proceso que se pueden percibir como ruido, calor por fricción y vibraciones.

A continuación se puede apreciar en la figura 2.8 con las funciones parciales necesarias para efectuar la función principal de este proyecto:

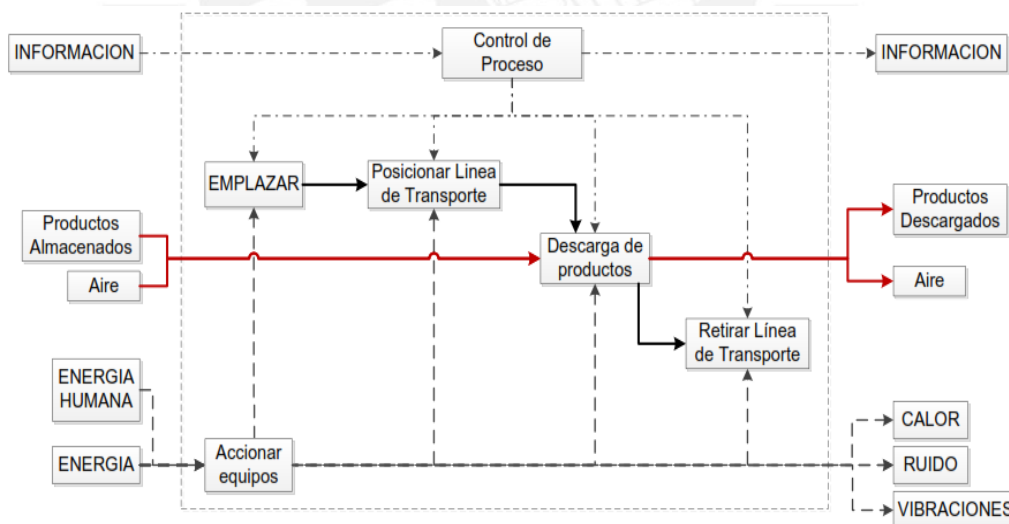


Figura 2.8. Estructura de Funciones del Equipo de Descarga Neumático

Para efectuar la extracción, el equipo descargador deberá encontrarse en el muelle y se deberán realizar las siguientes funciones:

- a. **Emplazar** el equipo descargador al piso con el fin de que permanezca nivelada en algún suelo irregular e inmóvil y no ocurran deslizamientos durante la operación.

- b. Previo al accionamiento del sistema neumático, se **posiciona** la línea de transporte (ducto) hacia la bodega de la embarcación.
- c. Una vez realizado las funciones anteriores, se procede a realizar el **proceso de descarga** de granos mediante transporte neumático.
- d. Cuando el proceso de descarga haya finalizado, se **retira** el ducto de transporte.

El proceso de **descarga de los productos** alimenticios almacenados puede darse mediante tres alternativas. El primero consiste empleando un **sistema de aspiración** (figura 2.9), mediante el cual se emplea un ventilador que aspira los productos con el aire atmosférico.

- **Ventajas:** Simplicidad en la instalación teniendo una menor cantidad de accesorios reduciendo peso, el material no circula por el impulsor y la posibilidad de obtener aire limpio a la salida.
- **Desventajas:** No se aprovecha la energía del impulsor para transportar el material hacia su respectivo depósito, sino que se requiere de otro equipo de transporte tales como una canaleta o una faja transportadora.

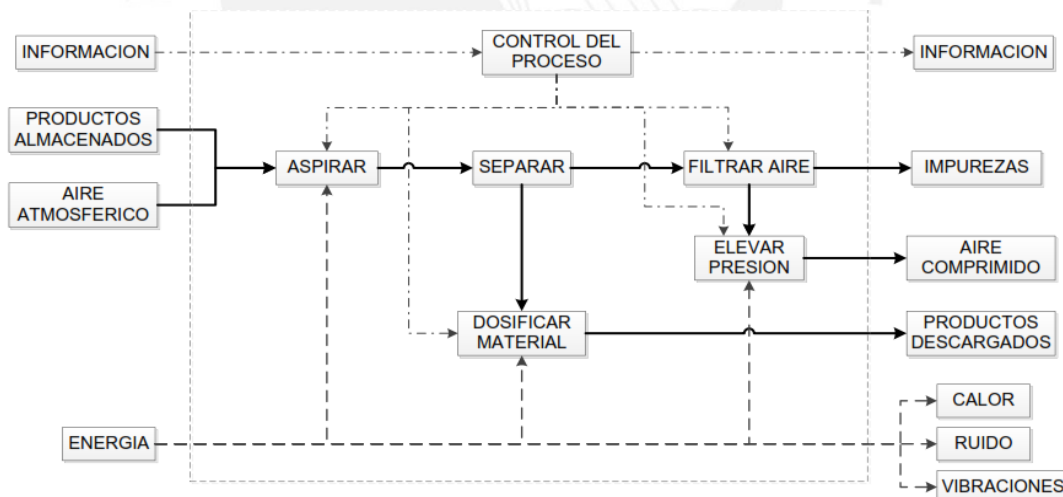


Figura 2.9. Proceso de Descarga - Alternativa 1

La segunda alternativa consiste en un sistema de transporte neumático mediante aspiración e impulsión (figura 2.10), y a su vez, la mezcla aire – producto circula por el impulsor.

- **Ventajas:** Independencia de otros equipos de transporte para trasladar el material hacia su respectivo depósito y la no necesidad de un proceso de separación, simplificando la línea de transporte.

- Desventajas: Mayor desgaste en el impulsor causado por el rozamiento entre el material que fluye con sus superficies; asimismo, la mezcla aire – producto contiene impurezas por factores externos.

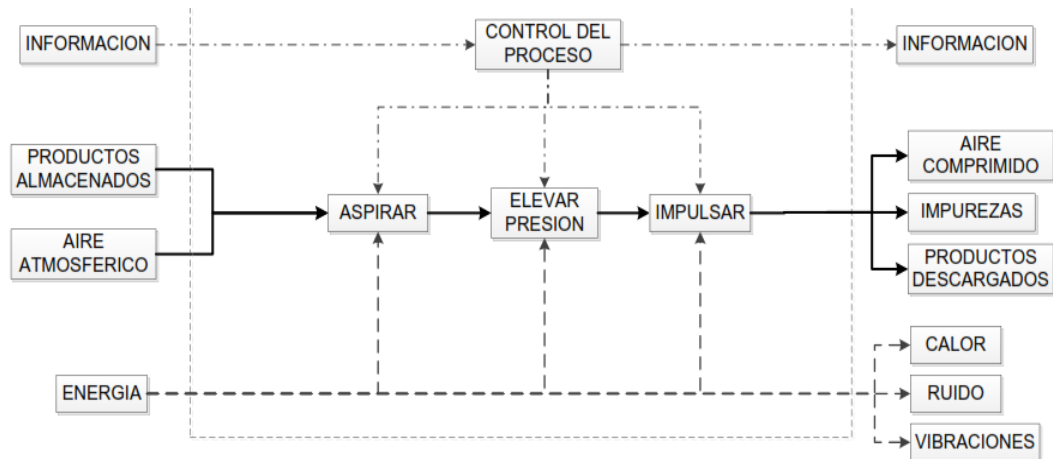


Figura 2.10. Proceso de Descarga – Alternativa 2

La tercera alternativa es similar a la segunda (figura 2.11), con la diferencia en que el producto no circula por el impulsor ya que es separado del aire previamente.

- Ventajas: Se tiene una extracción óptima pues el mismo impulsor aspira los granos y los impulsa a un destino deseado, aprovechando la energía en las dos acciones.
- Desventajas: La instalación del sistema neumático se vuelve más complicada debido a la incorporación de un elemento dosificador de material a la zona de presión positiva.

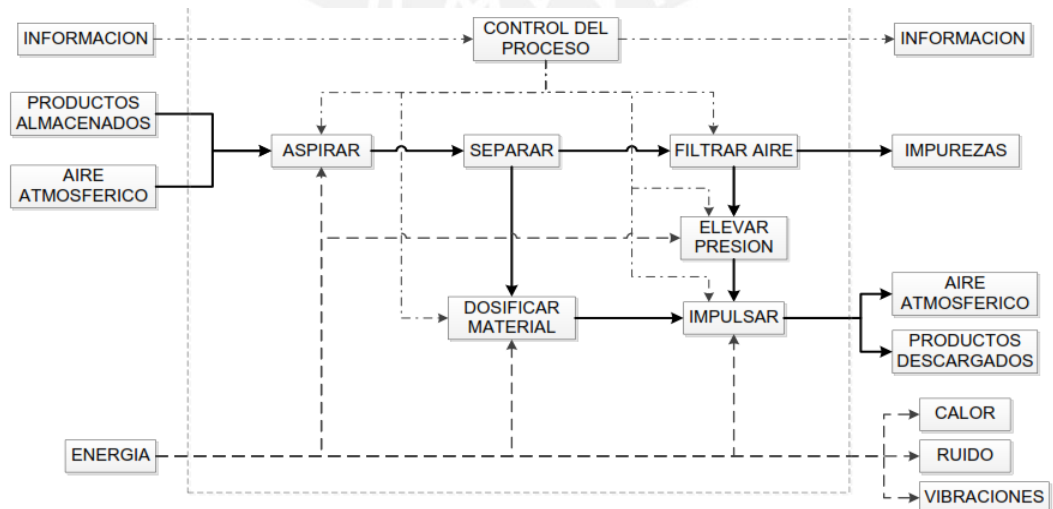
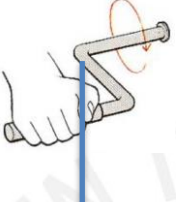

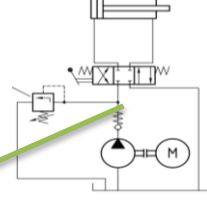
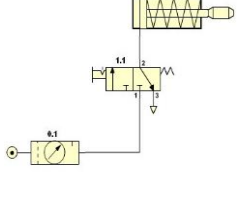
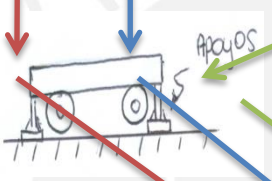


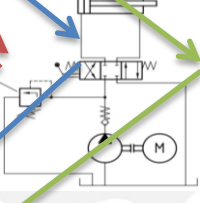

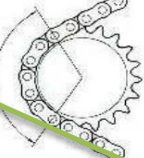

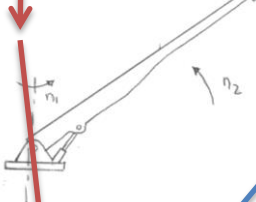
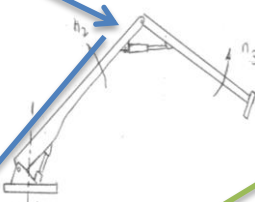
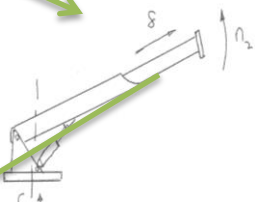


Figura 2.11. Proceso de Descarga Óptimo – Alternativa 3

#### 4. Matriz morfológica y conceptos de solución

Empleando la matriz morfológica sobre la estructura de funciones óptima, se plantearán las distintas formas de realizar los procesos descritos en este último.

Tabla 2.4. Matriz morfológica.

Funciones parciales		Portadores de funciones			
		Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4
1	Energía Emplazar	 Energía Humana	 Energía Eléctrica	 Energía hidráulica	 Energía Neumática
2	Emplazar	 Apoyos auxiliares	 Elementos de arrioste y/o sujeción		
3	Energía posicionar	 Energía Eléctrica	 Energía hidráulica		
4	Transmisión de energía	 Transmisión por forma 1	 Transmisión por forma 2	 Transmisión por fricción	
5	Posicionar línea de transporte	 Movimiento angular	 Movimiento angular + articulado	 Movimiento angular + telescópico	

Continuación de Tabla 2.3

6	Aspirar	 Convección forzada		
7	Separar	 Impacto + Gravedad	 Fuerza centrífuga + gravedad	 Gravedad + asentamiento
8	Filtrar	 Medio poroso	 Lavado + gravedad	
9	Energía comprimir	 Energía Eléctrica		
10	Transmisión de energía	 Transmisión por forma 1	 Transmisión por forma 2	 Transmisión por fricción
11	Elevar presión	 Fuerza centrífuga	 Desplazamiento lineal	 Movimiento Alternativo
12	Energía dosificar	 Energía Eléctrica		

Continuación de Tabla 2.3

13	Transmisión de energía	 Transmisión por forma 1	 Transmisión por forma 2	 Transmisión por fricción	
14	Dosificar material	 Gravedad	 Forma (tornillo)	 Mecanismo (paletas)	
15	Impulsar	 Convección forzada			
16	Energía posicionar	 Energía Eléctrica	 Energía hidráulica		
17	Transmisión de energía	 Transmisión por forma 1	 Transmisión por forma 2	 Transmisión por fricción	
18	Retirar línea de transporte	 Movimiento angular	 Movimiento angular + articulado	 Movimiento angular + lineal (telescópico)	

De la matriz morfológica se obtuvieron 3 conceptos de solución, cuyas características difieren principalmente en el modo de posicionar la línea de transporte. El primer concepto (flechas rojas) describe el proceso de descarga más, pues existen dos movimientos (angulares) para el posicionamiento de la línea de transporte. Sin

embargo, su alcance es limitado por esa pluma de longitud fija que lo hará pesada, de difícil manejo y consumirá mayor energía al mover una alta inercia.

El segundo concepto de solución (flechas azules) difiere en el primero en la forma de los movimientos de la línea de transporte. Este es del tipo articulado, empleando dos (o más) plumines de menores longitudes para trasladar es sistema de conductos hacia la bodega. No obstante, su instalación la hace más complicada pues al generar más movimientos (angulares), el sistema de conductos deberá adecuarse a los movimientos de este.

El tercero (flechas verdes) emplea tres movimientos, dos angulares y uno lineal. A pesar de que necesitan más movimientos que el primero, la instalación el más sencilla que el segundo, pues el sistema de tuberías solamente se extiende a lo largo de la pluma, alcanzando la bodega. Este último se escogerá como concepto de solución óptimo.

## **5. Proyectos preliminares**

Una vez escogido el concepto de solución óptimo, se procede a detallar los proyectos preliminares, de las cuales se escogerá uno de ellos como óptimo.

### **5.1. Proyecto preliminar 1**

Consiste en un manipulador telescópico que extiende la tubería de transporte hacia la bodega del navío y extraer los granos mediante la succión provocado por un soplador. La mezcla aire/grano será separado por un ciclón y los productos serán dosificados mediante una válvula rotativa hacia la zona de presión para ser impulsados hacia su depósito.

Las ventajas que tiene es el poco espacio al instalar el manipulador junto al ciclón, rotando con este último. Sin embargo, su instalación se vuelve complicada al permitir el giro del ciclón, existiendo movimiento relativo con el ducto de aire y el dosificador. Asimismo, se demandaría energía por mover un accesorio a parte del manipulador (Figura 2.12).



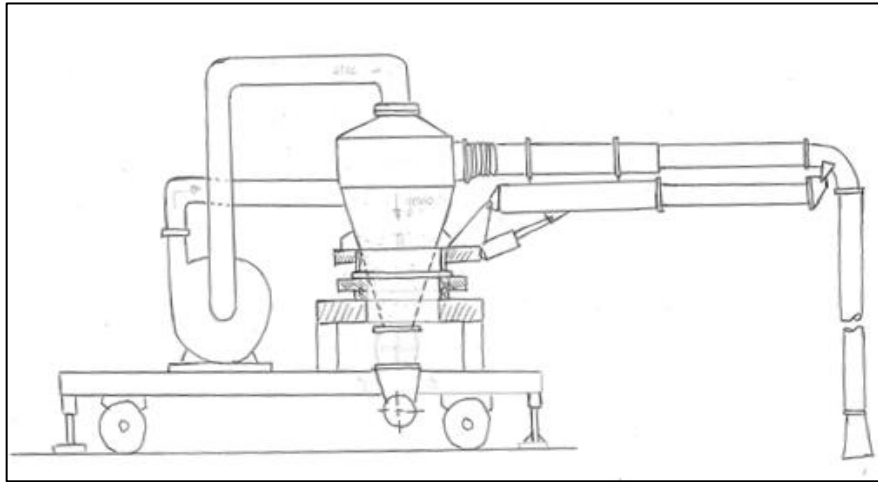


Figura 2.12. Proyecto Preliminar 1

## 5.2. Proyecto preliminar 2

Este proyecto cumple la misma función que el primero solo que el manipulador telescópico se encuentra distanciado del ciclón, girando independientemente de este. Esto provoca que ocupe mayor espacio y se necesite de tuberías flexibles para permitir el giro de la pluma. Sin embargo, su instalación es más sencilla y se logra una mejor distribución de equipos, volviéndolo más estable al vuelco (figura 2.13).

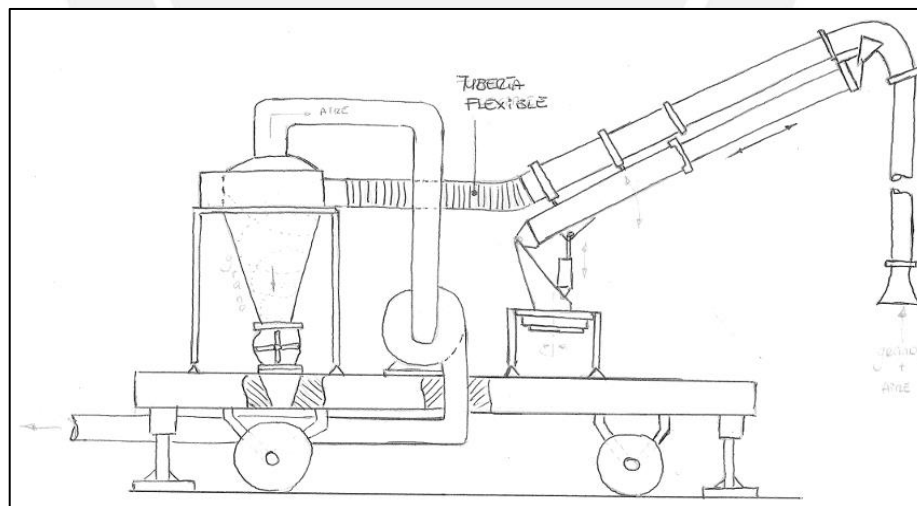


Figura 2.13. Proyecto Preliminar 2

## 5.3. Valoración técnica - económica

Para poder identificar cuál es la alternativa más viable y óptima para realizar el proceso de descarga, los conceptos de solución escogidos deberán ser evaluados según sus características físicas. Los parámetros a considerar serán los siguientes:

- Uso
- Manipulación
- Instalación y Montaje
- Peso
- Estabilidad
- Seguridad
- Fabricación
- Espacio

Asimismo, los conceptos de solución deben ser evaluados económicamente pues. Los parámetros de valoración serán los siguientes:

- Costos de implementación
- Costo de Operación
- Costo de Fabricación
- Mantenimiento
- Energía

En la tabla 2.4 se tienen las valoraciones correspondientes de los conceptos escogidos:

Tabla 2.5. Valoración Técnica

CARACTERISTICAS TECNICAS	Proyecto Preliminar 1	Proyecto Preliminar 2	IDEAL
Uso	3	3	4
Manipulación	2	4	4
Instalación y Montaje	1	3	4
Peso	4	3	4
Eficiencia	2	3	4
Seguridad	3	3	4
Estabilidad	2	4	4
Espacio	4	2	4
<b>TOTAL</b>	<b>21</b>	<b>25</b>	<b>32</b>
<b>X = Valoración / Ideal</b>	<b>0.66</b>	<b>0.78</b>	

En la tabla 2.5 se tienen las valoraciones correspondientes de los conceptos escogidos:

Tabla 2.6. Valoración Económica

CARACTERISTICAS ECONOMICAS	Proyecto Preliminar 1	Proyecto Preliminar 2	IDEAL
Implementación	4	4	4
Operación	2	3	4
Fabricación	2	3	4
Mantenimiento	2	3	4
Energía	2	3	4
<b>TOTAL</b>	<b>12</b>	<b>16</b>	<b>20</b>
<b>Y = Valoración / Ideal</b>	<b>0.6</b>	<b>0.8</b>	

Finalmente, una vez obtenidos las valoraciones correspondientes de cada alternativa, se procederá a ubicar las valoraciones en la gráfica de valoración de proyectos (figura 2.14).

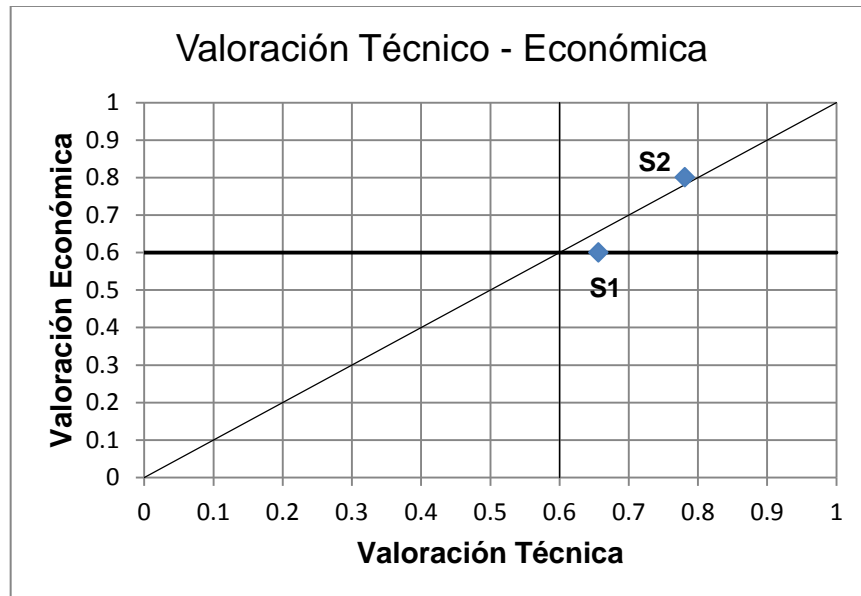


Figura 2.14. Valoración de Proyectos

Se puede observar que la **alternativa 2** se encuentra más cercano a la diagonal, por lo que posee un mejor balance técnico – económico que el anterior. Por lo tanto, el **Proyecto Preliminar 2** será el óptimo.

### CAPITULO 3

## DISEÑO DE LA LINEA DE TRANSPORTE NEUMÁTICO

### 1. Dimensionamiento y cálculo de la línea de transporte

Los parámetros para el dimensionamiento de la línea de transporte neumático del equipo descargador son los siguientes: las dimensiones geométricas de las bodegas de la embarcación y los alcances propuestos en la lista de exigencias. De igual modo, los materiales a descargar serán aquellos que arriban a nuestras costas con mayor frecuencia y que están mencionados en el capítulo 1.

Asimismo, el tipo de sistema neumático a emplear será un **sistema combinado** que recogerán los granos almacenados mediante aspiración de la bodega y luego los impulsarán hacia un depósito que debe encontrarse a una distancia de 5 metros. Según las características físicas de los materiales en capítulo 1, este sistema es el adecuado.

La línea de transporte neumático se dividirá en tres tramos. El **tramo 1** consiste en la línea desde la bodega hasta llegar al ciclón donde se fluyen los granos en la corriente de aire durante la succión. El **tramo 2** es aquel donde solamente fluye el aire antes y después de pasar por el ventilador. Finalmente, el **tramo 3** trata de la línea a presión positiva desde el equipo descargador hacia el punto de descarga de productos.

En la figura 3.1 se puede observar la línea de transporte neumático del proyecto óptimo propuesto (realizado a simple línea), considerando una embarcación cuyas dimensiones de bodega serán los siguientes: **30 metros de largo, 15 metro de ancho y 9 metros de profundidad.**

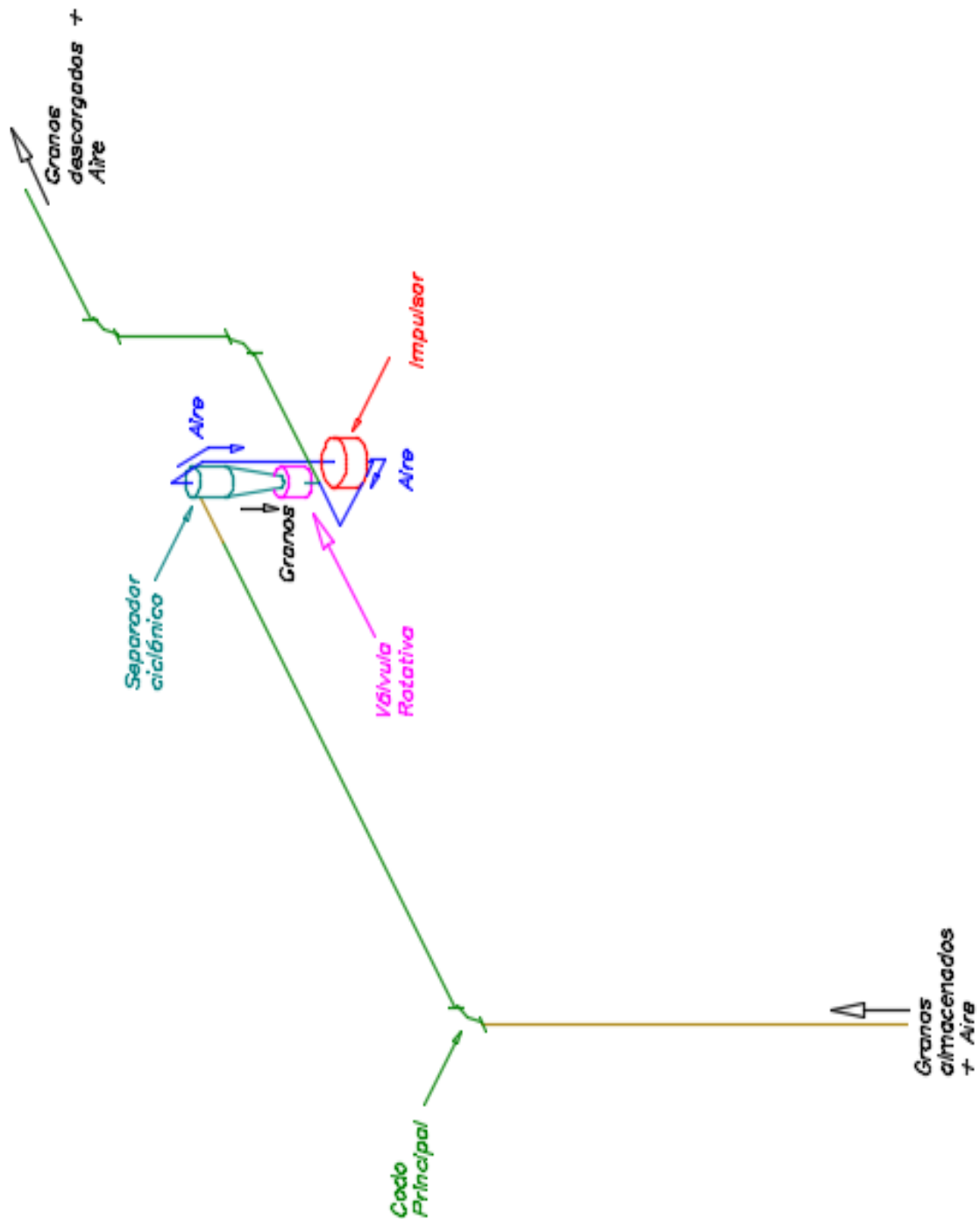


Figura 3.1. Línea de transporte neumático (unifilar)

\* Ductos flexibles (color amarillo) de los rígidos (color verde).

### 1.1. Selección del diámetro de tuberías y conductos

El diámetro del sistema de tuberías está en función a tres parámetros: la capacidad de transporte, la velocidad de transporte y la cantidad de aire requerido. El diámetro de tubería, en metros, se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$\phi_{Tubería} = \sqrt{\frac{10\dot{G}_s}{9\pi \gamma_{a/g} v_a}} \quad (3.2)$$

$\dot{G}_s$  = Capacidad de transporte en TM/h

$\gamma_{a/g}$  = Peso específico de la mezcla aire/grano, en kg/m<sup>3</sup>

$v_a$  = Velocidad del aire, en m/s

Se calculó el diámetro mínimo el cual los granos podrán ser transportados, considerando la velocidad máxima de cada material:

Tabla 3.1. Diámetro mínimo de tubería por material a transportar

Diámetro mínimo		Material a transportar				
Símbolo	Unidades	Avena	Maíz	Sémola	Trigo	Café
$\phi_{min}$	mm	221.63	205.19	221.63	205.19	271.45

Se escogerán tuberías comerciales de **10 y 12 pulgadas** de diámetro nominal, cuyo material será de acero y cédula **SCH 5** debido a que se trabajará con presiones bajas y material no es abrasivo. La unión entre tuberías y accesorios será bridada la sujeción de la tubería que descansa sobre la pluma telescópica serán con abrazaderas (ver anexo D).

Por otro lado, el ducto vertical y la interferencia entre el lado de succión y el separador ciclónico del tramo 1 será de un material termoplástico con diámetro nominal de 10 y 12 pulgadas (ver anexo D). Es flexible y mucho más liviano que las tuberías rígidas, permitiendo un buen manejo de la línea de transporte. La unión será por abrazaderas.

### 1.2. Determinación de la velocidad y caudal de transporte

La velocidad de transporte está dada por las recomendaciones mostradas en el capítulo 1. Por ello, se escogió una velocidad de transporte o de aire  $v_a = 25$  m/s para cada material escogido.

Asimismo, la velocidad de transporte del material se calcula con la siguiente expresión:

$$\frac{v_s}{v_a} = 1 - 0.008d_s^{0.3} \rho_p^{0.5} \quad (3.3)$$

Donde  $d_s$  es el diámetro de partícula, que se considerará 6 mm (1/4")  $\rho_p$  su densidad. Entonces en la tabla 3.2 se muestran la velocidad de transporte para cada material:

Tabla 3.2. Velocidad de transporte del material

Diámetro mínimo		Material a transportar				
Símbolo	Unidades	Avena	Maíz	Sémola	Trigo	Café
$v_s$	m/s	18.15	15.81	17.13	15.51	16.12

Por tanto se empleó la ecuación de continuidad (3.3), para determinar el caudal de aire necesario:

$$Q_a = v_a \times A_{Tubería} \quad (3.3)$$

El caudal de aire obtenido será de 1.267 m<sup>3</sup>/s o 4560 m<sup>3</sup>/h. por tanto, el flujo másico del aire es la siguiente:

$$\dot{G}_a = 1.267 \times 1.2 = 1.52 \text{ kg/s}$$

Una vez obtenido el flujo másico del aire, se determina la concentración de la mezcla:

$$\mu_{a/g} = \frac{\dot{G}_s}{\dot{G}_a} = \frac{27.78}{1.52} = 18.27$$

El peso específico obtenido es de  $\gamma_{a/g} = 21.93 \text{ kg}_{\text{grano}}/\text{m}^3_{\text{aire}}$ .

### 1.3. Cálculo de pérdidas de carga en el sistema de conductos

Para el cálculo de las pérdidas de carga en cada tramo de la línea de transporte, se emplearon las ecuaciones descritas en el capítulo 1.

En la tabla 3.3 se muestra las caídas de presión del **tramo 1**. Para ello, se emplearon las ecuaciones de pérdida de carga descritos en el capítulo 1. Asimismo, en este tramo la pérdida de carga para el transporte horizontal estará en función al diámetro de tubería y la longitud, debido a que se tiene una tubería fija de 10 metros de 12" de diámetro y una móvil de 5 metros y 10" de diámetro. Para ello, se determinará el  $f_a$  para cada caso (Coz, 2001, 5.5):

$$f_a = \frac{1.325}{\left[ \ln\left(\frac{\varepsilon}{3.7\phi_{Tubería}} + \frac{5.4}{Re^{0.9}}\right) \right]} \quad (3.4)$$

Donde representa la rugosidad de la tubería, igual a 0.0024 mm y Re el número de Reynolds, que se calcula con la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\phi_{Tubería} \times v_a}{\nu_a} \quad (3.5)$$

Siendo  $\nu_a$  la viscosidad dinámica del aire igual a  $15.1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  (Anexo D), para condiciones atmosféricas. Por tanto, los factores de fricción para cada tubería es la siguiente:

$$f_{a 10''} = 0.0037$$

$$f_{a 12''} = 0.0035$$

Los parámetros iniciales son los siguientes:

- Diámetro de tubería móvil = 254 mm
- Longitud tubería fija = 10 m
- Diámetro de tubería fija = 304.8 mm
- Elevación = 14,5 m
- Número de codos = 1 (codo principal)
- Longitud tubería móvil = 5 m

Tabla 3.3. Caída de presión en el Tramo 1, en mm.c.a

Pérdida de carga Tramo 1		Material a transportar				
Presión	Símbolo	Avena	Maíz	Sémola	Trigo	Café
Aceleración	$(p_1 - p_2)_{\text{acel.}}$	545.33	479.93	516.82	471.51	488.64
Horizontal	$(p_1 - p_2)_H$	76.10	76.10	76.10	76.10	76.10
Vertical	$(p_1 - p_2)_V$	437.98	502.82	464.07	512.60	493.10
Codos	$(p_1 - p_2)_{\text{Codo}}$	368.38	368.38	368.38	368.38	368.38
Total	$(p_1 - p_2)_{\text{total.}}$	1427.79	1427.23	1425.37	1428.59	1426.22

Las pérdidas de carga a lo largo del **tramo 2** de la línea de transporte están dadas por las caídas de presión debido solamente al flujo de aire a la temperatura de  $20^\circ\text{C}$  y a presión de 1 atm. Para dichas condiciones, la densidad del aire es de  $1.2 \text{ kg/m}^3$  y su viscosidad dinámica es de  $1.8 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$  (Anexo D).

Las pérdidas por los accesorios tales como los codos y transiciones se determinan multiplicando la presión dinámica por factores de fricción obtenidos de gráficos experimentales (Anexo D). Para ello, se necesitan el diámetro de tubería y el radio de curvatura del codo, que se escogió de 10 pulgadas, obteniendo un factor de **0.2**.

En la tabla 3.4 se pueden observar las pérdidas de carga lo largo del tramo 2 debido al flujo de aire al ingresar y salir del ventilador. Los parámetros son los siguientes:

Diámetro de tubería	= 254 milímetros
Longitud Horizontal	= 1 metros
Número de codos	= 3
Elevación	= -5.3 m (desciende)



Tabla 3.4. Caída de presión en el Tramo 2, en mm.c.a

Pérdida de carga Tramo 1		Material a transportar				
Presión	Símbolo	Avena	Maíz	Sémola	Trigo	Café
Horizontal	$(p_1 - p_2)_H$	0.00301	0.00301	0.00301	0.00301	0.00301
Vertical	$(p_1 - p_2)_V$	- 0.22	- 0.22	- 0.22	- 0.22	- 0.22
Codos	$(p_1 - p_2)_{Codo}$	22.94	22.94	22.94	22.94	22.94
Total	$(p_1 - p_2)_{total}$	22.72	22.72	22.72	22.72	22.72

Finalmente, en el tramo 3, se debe considerar la pérdida de carga debido a la alimentación dada por la válvula rotativa, que se obtiene mediante la siguiente expresión (Coz, 2001, 5.5):

$$(p_1 - p_2)_{alim} = K_{AL} \rho_a \frac{v_a^2}{2g} \quad (3.6)$$

Donde KAL depende el fluido a transportar, cuyo caso será igual a 12 debido a que se transporta materiales sólidos (Coz, 2001, 5.5).

En la tabla 3.5 se aprecian las caídas de presión del **tramo 3** de la zona de impulsión de los granos hacia el punto de descarga, teniendo los siguientes parámetros:

- Diámetro de tubería= 254 milímetros
- Distancia de elevación = 5 metros
- Longitud total de tubería = 15 metros
- Número de codos = 3

Tabla 3.5. Caída de presión en el Tramo 3, en mm.c.a

Pérdida de carga Tramo 1		Material a transportar				
Presión	Símbolo	Avena	Maíz	Sémola	Trigo	Café
Alimentación	$(p_1 - p_2)_{alim.}$	458.72	458.72	458.72	458.72	458.72
Aceleración	$(p_1 - p_2)_{acel.}$	545.33	479.93	516.82	471.51	488.64
Horizontal	$(p_1 - p_2)_H$	42.86	42.86	42.86	42.86	42.86
Vertical	$(p_1 - p_2)_V$	151.03	173.39	160.02	176.76	170.04
Codos	$(p_1 - p_2)_{Codo}$	1105.13	1105.13	1105.13	1105.13	1105.13
Total	$(p_1 - p_2)_{total}$	2303.06	2260.02	2283.55	2254.97	2265.38

## 2. Dimensionamiento y selección de accesorios

### 2.1. Dimensionamiento del ciclón

En función al tamaño de grano que ingresará por la cámara de sedimentación del ciclón y el grado de recolección, estos pueden clasificarse en **ciclones convencionales, alta eficiencia y alta capacidad**, cuyas proporciones geométricas están ya definidas y se muestran en la siguiente tabla (Echeverri, 2006, 126-127):

Tabla 3.8. Proporciones geométricas de ciclones de ingreso tangencial

Dimensión	Nomenclatura	Ciclón de Alta Eficiencia		Ciclón Convencional			Ciclón de Alta Capacidad	
		Stairmand	Swift	Lapple	Swift	Peterson-Whitby	Stairmand	Swift
Diámetro del ciclón	Dc/Dc	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
Altura de Entrada	a/Dc	0.5	0.44	0.5	0.5	0.583	0.75	0.8
Ancho de Entrada	b/Dc	0.2	0.21	0.25	0.25	0.208	0.375	0.35
Altura de Salida	S/Dc	0.5	0.5	0.625	0.6	0.583	0.875	0.85
Diámetro de Salida	Ds/Dc	0.5	0.4	0.5	0.5	0.5	0.75	0.75
Altura parte cilíndrica	h/Dc	1.5	1.4	2.0	1.75	1.333	1.5	1.7
Altura parte cónica	z/Dc	2.5	2.5	2.0	2.0	1.837	2.5	2
Altura total del ciclón	H/Dc	4.0	3.9	4.0	3.75	3.17	4.0	3.7
Diámetro salida partículas	B/Dc	0.375	0.4	0.25	0.4	0.5	0.375	0.4
Factor de Configuración	G	551.22	698.65	402.88	381.79	342.49	29.79	30.48
Número de cabezas de velocidad	NH	6.4	9.24	8.0	8.0	7.76	8.0	7.96
Número de Vórtices	N	5.5	6.0	6.0	5.5	3.9	3.7	3.4

La caída de presión debida a la separación en el ciclón está dada por la siguiente (Echeverry, 2006, 131):

$$\Delta P_{\text{ciclón}} = \frac{1}{2} \rho_{\text{aire}} V_i^2 N_H \quad (3.7)$$

$\Delta P$  = Caída de presión, en Pa

$\rho_{\text{aire}}$  = Densidad del aire, en kg/m<sup>3</sup>

$V_i$  = Velocidad de entrada al ciclón, en m/s, que en la práctica se encuentra entre **15.2 y 27.4 m/s**

$N_H$  = Número de cabezas de velocidad a la entrada del ciclón.

La eficiencia de recolección de material se obtiene con la siguiente expresión (Echeverry, 2006, 127-128):

$$\eta_i = 1 - \exp\left\{-2\left[\frac{G\tau_i Q}{Dc^3} (n + 1)\right]^{0.5}\right\} \quad (3.8)$$

$\eta_i$  = Eficiencia fraccional

$T_i$  = Tiempo de relajación de la partícula, en s

G = Factor de configuración

Dc = Diámetro del ciclón, en m

Q = Caudal de aire, en m<sup>3</sup>/h

N = Exponente de vórtice

El tiempo de residencia se calcula según la siguiente ecuación (Echeverry, 2006, 129):

$$\tau_i = \frac{\rho_p d_{pi}^2}{18\mu} \tag{3.9}$$

$\rho_p$  = Densidad de la partícula, en kg/m<sup>3</sup>

$d_{pi}$  = diámetro de partícula, en m

$\mu$  = viscosidad dinámica del aire, en kg/m.s

El exponente de vórtice  $n$  se obtiene mediante la ecuación 3.6; sin embargo, este valor debe encontrarse **entre 0.5 y 0.7** (Echeverry, 2006, 129).

$$n = 1 - (1 - 0.67D_c^{0.14}) \left[ \frac{T}{283} \right]^{0.3} \tag{3.9}$$

$D_c$  = Diámetro del ciclón, en m

$T$  = temperatura del aire, en K

Empleando la ecuación (3.3) de continuidad, se determinarán las dimensiones de la sección de entrada ( $a$  y  $b$ ) en el ciclón y su diámetro  $D_c$ . Para el diseño, la velocidad de entrada del ciclón será de **22 m/s** (recomendada) y sus proporciones geométricas serán de un **ciclón de alta eficiencia tipo Stairmand**, el adecuado para la separación de partículas grandes y posee alta eficiencia de recolección.

De la ecuación (3.3) tenemos:

$$Q = v_{Transp.} \times A_{Tubería} \tag{3.3}$$

$$Q = V_i \times A_{Sección\ Entrada}$$

$$Q = V_i \times a \times b$$

De la tabla 3.8 se tienen las proporciones geométricas de  $a$  y  $b$  en función del diámetro del ciclón ( **$a = 0.75D_c$**  y  **$b = 0.375D_c$** ). Despejando  $D_c$  se tienen las dimensiones del ciclón escogida en la tabla 3.9 para el rango de velocidades de entrada:

Tabla 3.9. Dimensiones del ciclón del alta capacidad Stairmand

Dimensiones		Ciclón de Alta Eficiencia - STAIRMAND							
Veloc. Entrada	m/s	15.2	16	18	20	22	24	26	27.4
$D_c$	m	0.9129	0.8839	0.8333	0.7906	<b>0.7538</b>	0.7217	0.6934	0.6754
$a$	m	0.4564	0.4419	0.4167	0.3953	<b>0.3769</b>	0.3608	0.3467	0.3377
$b$	m	0.1826	0.1768	0.1667	0.1581	<b>0.1508</b>	0.1443	0.1387	0.1351
$S$	m	0.4564	0.4419	0.4167	0.3953	<b>0.3769</b>	0.3608	0.3467	0.3377
$D_s$	m	0.4564	0.4419	0.4167	0.3953	<b>0.3769</b>	0.3608	0.3467	0.3377
$h$	m	1.3693	1.3258	1.2500	1.1859	<b>1.1307</b>	1.0825	1.0401	1.0131
$H$	m	3.6515	3.5355	3.3333	3.1623	<b>3.0151</b>	2.8868	2.7735	2.7017
$B$	m	0.3423	0.3315	0.3125	0.2965	<b>0.2827</b>	0.2706	0.2600	0.2533

Las dimensiones generales del ciclón para el proceso de separación del aire – grano están dadas por una velocidad de entrada de 22 m/s. Para su fabricación, se emplearán planchas comerciales de acero de **4 mm de espesor**. Empleando la ecuación (3.6), se calculan las caídas de presión del ciclón en el rango de velocidades de entrada permitido. Los resultados se aprecian en la tabla 3.10:

Tabla 3.10. Caída de presión del ciclón

Ciclón de Alta Eficiencia – STAIRMAND									
Vi	m/s	15.2	16	18	20	<b>22</b>	24	26	27.4
$\Delta P$	m.c.a.	0.0090	0.0100	0.0127	0.0157	<b>0.01895</b>	0.0226	0.0265	0.0294

La eficiencia del ciclón se muestra en la tabla 3.11, empleando las ecuaciones (3.7), (3.8) y (3.9) y una vez obtenidos las dimensiones del ciclón y la velocidad de entrada, para los productos escogidos:

Tabla 3.11. Eficiencia de recolección del ciclón

Grano			Avena	Maíz	Sémola	Trigo	Café
Parámetro	Símbolo	Unidades					
Densidad del grano	$\rho_p$	lb/ft <sup>3</sup>	15	45	33	48	42
Tamaño de grano	$d_{pi}$	M	0.0127	0.0127	0.00635	0.0127	0.0127
Tiempo de relajación	$\tau_i$	S	118.95	356.85	65.42	380.64	333.06
Exponente de vórtice	n		0.644	0.644	0.644	0.644	0.644
<b>Eficiencia del ciclón</b>	<b><math>n_i</math></b>		<b>1.0</b>	<b>1.0</b>	<b>1.0</b>	<b>1.0</b>	<b>1.0</b>

## 2.2. Dimensionamiento de transiciones

Estos son empleados debido a un aumento o reducción de área y por un cambio de geometría en la sección en ciertos sectores de dicha línea. En la línea de transporte se emplearán seis: a la entrada y salida del ciclón, a la entrada de la válvula rotativa y en los extremos el codo.

Las caídas de presión debida a los accesorios equivalen a la presión dinámica por un factor de fricción obtenido de gráficos del anexo K. En caso que la geometría de la sección sea rectangular, se empleará un diámetro equivalente ( $D_E$ ):

$$D_E = \frac{1.625(ab)^{0.6}}{(a+b)^{0.2}} \quad (3.10)$$

$D_E$  = Diámetro equivalente, en mm

a = altura de la sección rectangular, en mm

b = ancho de la sección rectangular, en mm

Se calcularon los diámetros equivalentes para aquellas transiciones que poseen una sección rectangular, y se puede observar en la tabla 3.11:

Tabla 3.11. Cálculo de diámetro equivalente para transiciones con sección rectangular

Accesorio	Ubicación de transición	Altura a (mm)	Ancho b (mm)	Diámetro equivalente $D_E$ (mm)
Ciclón	Entrada	377	151	257.49
Válvula Rotativa	Entrada	320	500	438.33
	Salida	320	490	434.11
Codo Principal	Entrada	254	254	279.72
	Salida	254	254	279.72

Las pérdidas de carga en las transiciones representan una fracción de la presión dinámica. Este valor se obtiene multiplicando dicha presión por un factor de fricción. En la tabla 3.12 se pueden ver las caídas de presión debidas a las transiciones:

Tabla 3.12. Pérdidas de carga en las transiciones

Accesorio	Ubicación de transición	Tipo de transición	Sección circular D (mm)	Diámetro equivalente $D_E$ (mm)	Longitud (mm)	$D/D_E$	Ángulo de transición	factor de fricción	Pérdida de carga (mm.c.a.)
Ciclón	Entrada	Expansión	304.8	254.31	300	1.184	0.03°	0.1	18.73
	Salida	Reductor	254	376.90*	170	0.674	19.74°	0.1	3.82
Válvula Rotativa	Entrada	Expansión	282.7	438.33	200	0.645	21.26°	0.32	6.45
	Salida	Reductor	254	434.11	200	0.651	24.24°	0.12	2.42
Codo Principal	Entrada	Expansión	254	279.72	150	0.908	4.90°	0.05	29.47
	Salida	Reductor	254	279.72	150	0.908	4.90°	0.04	29.47

\* En el caso de la transición de entrada al ciclón, sus dos secciones son circulares.

### 3. Selección de equipos motrices

#### 3.1. Selección de válvula rotativa


La válvula rotativa deberá ser capaz de suministrar la energía suficiente para dosificar el flujo másico de granos para el lado de impulsión. Por ello, se tiene la potencia se determina mediante la siguiente:

$$P_{VR} = \frac{\rho g Q_a (p_1 - p_2)_{alim}}{\eta_{VR}} + H_{transiciones VR} \quad (3.11)$$

Donde  $\eta_{VR}$  es la eficiencia de la válvula rotativa, que será igual a 0.80. Reemplazando valores se tiene que  $P_{VR} = 7.26 kW$ .

Se seleccionó una válvula rotativa capaz que cumple con los requisitos mencionados para el diseño de la línea de transporte neumático, cuyas especificaciones técnicas se aprecian en la tabla 3.13:

Tabla 3.13. Especificaciones técnicas de la válvula rotativa seleccionada (Ver Anexo E)

 <p>Figura 3.3. Válvula rotativa</p>	Marca	Copeiron
	Modelo	ZKD – 550
	Dimensiones aproximadas	660 x 750 x 800 mm
	Sección de entrada/salida	500 x 320 mm
	Velocidad de giro recomendado	1780 RPM
	Potencia	7.26 kW
	Torque	38.94 N-m
	Transmisión	Cadena - fajas
	Peso	385 kg

### 3.2. Selección del impulsor

Se empleó un soplador de émbolos para las operaciones de succión e impulsión de la línea de transporte neumático debido a que es capaz de otorgar altos caudales a altas presiones. La presión total representa la suma de las presiones calculadas en los tres tramos, las transiciones y del ciclón, que se observan en la tabla 3.14:

Tabla 3.14. Pérdidas en la línea de transporte neumático en mm.c.a.

Sector de la línea de transporte neumático	Material a transportar				
	Avena	Maíz	Sémola	Trigo	Café
Tramo 1	1427.79	1427.23	1425.37	1428.59	1426.22
Tramo 2	22.72	22.72	22.72	22.72	22.72
Tramo 3	2303.06	2260.02	2283.55	2254.97	2265.38
Ciclón	18.95				
Transiciones	81.48				
Altura Total $H_{Total}$	3825.68	3782.10	3803.76	3778.40	3786.44

El impulsor debe ser capaz de transportar la carga a lo largo de los ductos y vencer todas las caídas de presión debido a los accesorios y equipos involucrados. Para ello es necesario calcular la energía requerida para efectuar dicho traslado. Para calcular la potencia requerida se empleará la siguiente ecuación:

$$P_{soplador} = \frac{\rho g Q_a H_{Total}}{\eta_{soplador}} \quad (3.12)$$

$P_{soplador}$  = Potencia necesaria del soplador, en kW

$\rho$  = Densidad del agua (1000 kg/m<sup>3</sup>)

$g$  = aceleración de la gravedad (9.81 m/s<sup>2</sup>)

$Q$  = Caudal del aire, en m<sup>3</sup>/h

$H_{Total}$  = Presión total de la línea de transporte, en m.c.a.

$\eta_{soplador}$  = Eficiencia del soplador, igual a 0.75

Entonces se tiene lo siguiente:

Tabla 3.15. Energía del soplador para cada material

Energía requerida	Material a transportar				
	Avena	Maíz	Sémola	Trigo	Café
$P_{Soplador}$	67.87	67.10	67.49	67.04	67.18

El soplador seleccionado tendrá las siguientes especificaciones en la tabla 3.15:

Tabla 3.15. Especificaciones Técnicas del soplador seleccionado (Anexo E)

 <p>Figura 3.4. Soplador de émbolos</p>	Marca	GE Energy
	Modelo	RAS-J 1012
	Dimensiones	1157 x 914 x 730 mm
	Dirección de flujo	Flujo vertical
	Velocidad de giro	1780 RPM
	Potencia Requerida	69.24 kW
	Torque	364.13 N-m
	Peso	1034 kg

Como resultado, en la figura 3.5 se muestra la línea de transporte neumático:

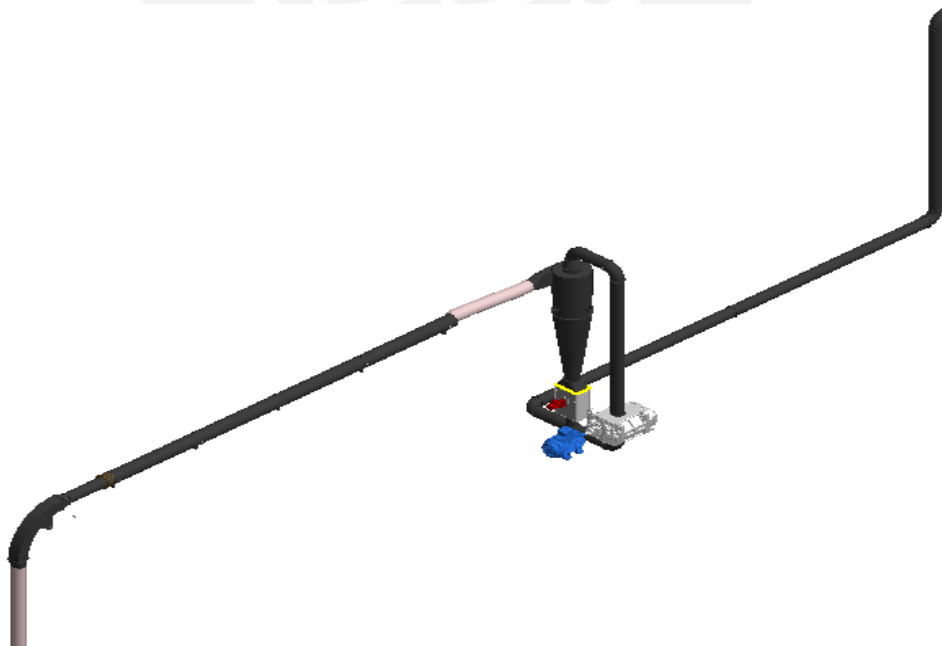


Figura 3.5. Línea de Transporte Neumático

## CAPITULO 4

### DISEÑO DEL MANIPULADOR TELESCÓPICO

El manipulador telescópico es un componente estructural cuya finalidad es elevar y distribuir cargas suspendidas. Están dotadas de un medio de propulsión capaz de generar los movimientos necesarios para su desplazamiento (Gómez, s/a, 7).

Este capítulo comprende el comportamiento de las cargas presentes en la estructura que se va a diseñar; el dimensionamiento, cálculo y verificación de las secciones de los elementos que conforman la pluma telescópica; el diseño del apoyo soporte de la pluma y la selección de equipos motrices.

#### 1. Dimensionamiento de la pluma telescópica

La pluma telescópica está conformada por dos tramos principales: la pluma fija y el plumín deslizante. La longitud de pluma tendrá una longitud de 10 metros con carrera de 15 metros. El manipulador telescópico posee 4 instantes críticos:

- **Reposo**, posición donde la pluma se encuentra horizontal sin haberse extendido.
- **Horizontal y completamente extendida**, posición la cual se realiza la descarga.
- **Inclinada y completamente extendida**, formando un ángulo de  $45^\circ$  respecto a la horizontal, cuyo fin es realizar el traslado del sistema de tuberías a la bodega.
- **Posición de Descarga**, horizontal y extendida con influencia del fluido.

#### 1.1. Determinación de cargas en la estructura

Las principales cargas que soportará la pluma es el sistema de tuberías del lado de succión. Como se mencionó en el capítulo 3, se han seleccionado dos tipos de



tuberías: rígidas y flexibles, cuyas masas por unidad de longitud son dadas por catálogos comerciales revisadas en el anexo I. Sus longitudes están dadas por el dimensionamiento de la línea de transporte y se presentarán en la tabla 4.1

Tabla 4.1. Dimensiones y pesos del sistema de conductos

Tipo de tubería	Peso por unidad de longitud (kg/m)	Longitud (m)	Masa total (kg)
Rígida fija	31,956	10	319.560
Rígida móvil	23,128	5	115.640
Flexible vertical	1,7858	14.5	25.894

El peso de las tuberías rígidas se distribuye uniformemente a lo largo de la pluma, mientras que la flexible representará una carga puntual en el extremo. Asimismo, se encuentran presentes los accesorios que conforman la línea de succión.

Tabla 4.2. Dimensiones y pesos del sistema de conductos

Tipo de tubería	Peso unitario (kg)	Cant.	Masa total (kg)
Codo Principal	54,419	1	54,419
Transición	6,519	2	13,038
Patín deslizante	36,562	1	36,562

Durante la operación de descarga, se presentan los efectos del flujo de granos que circula por el sistema de tuberías; para ello se consideró que el sistema de tuberías horizontales se encuentra completamente llena, determinando lo siguiente:

$$m_{fluido} = \gamma_{a/g} \times V_{Tubería} \quad (4.1)$$

Donde,  $\gamma_{a/g}$  es el peso específico de la mezcla aire/grano, en  $kg/m^3$  y  $V_{Tubería}$  equivale al volumen de la tubería, en  $m^3$ . Entonces, se tiene lo siguiente:

$$m_{fluido} = 22.22 \times \left[ \left( \frac{\pi(0.3048)^2}{4} \right) (10) + \left( \frac{\pi(0.254)^2}{4} \right) (5) \right]$$

$$m_{fluido} = 21.843 \text{ kg} \rightarrow q_{fluido} = \frac{21.843}{15} = 1.4562 \text{ kg/m}$$

Asimismo, se determinó el efecto dinámico que se produce al momento de la extracción de los granos, la cual genera una carga al extremo de la pluma debida al impulso. Limitando el volumen de control en el codo principal, se tiene lo siguiente:

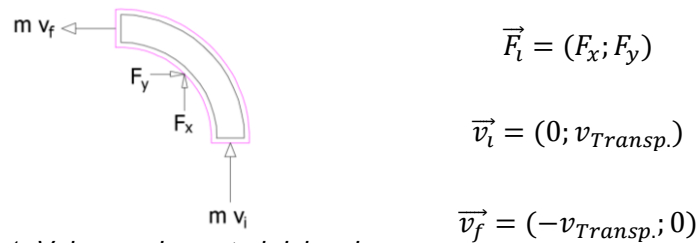


Figura 4.1. Volumen de control del codo

Aplicando el principio de impulso y cantidad de movimiento, y conocidos el flujo másico y la velocidad del aire y los granos se tiene lo siguiente (Giles, 1994, 319):

$$(\Sigma \vec{F}_i)t + m\vec{v}_i = m\vec{v}_f$$

$$\Sigma \vec{F}_i + \left(\frac{m}{t}\right)\vec{v}_i = \left(\frac{m}{t}\right)\vec{v}_f \rightarrow \Sigma \vec{F}_i + \dot{G}_a \vec{v}_{ai} + \dot{G}_s \vec{v}_{si} = \dot{G}_a \vec{v}_{af} + \dot{G}_s \vec{v}_{sf} \tag{4.2}$$

Entonces, la fuerza de impulso en la pluma está dada por:

$$\vec{F}_i = (-468.87; 468.87) N$$

Debido a la alta relación longitud/área que poseen tanto la pluma fija como el plumín móvil, se estimaron unas cargas de 500 kg y 150 kg respectivamente, y una carga de 250 kg para el cilindro hidráulico que realizará el movimiento lineal:

Tabla 4.3. Cargas distribuidas por peso de las vigas

	Pluma Fija	Plumín móvil	Cilindro
Peso estimado (kg)	500	150	250
longitud (m)	10	5	15
<b>q (kg/m)</b>	<b>50</b>	<b>25</b>	<b>16.67</b>

Se consideró la primera posición crítica – pluma completamente extendida en posición horizontal, debido a los altos esfuerzos y deformaciones presentes. Por ello, en la Figura 4.2, se presenta el diagrama de cuerpo libre del sistema:

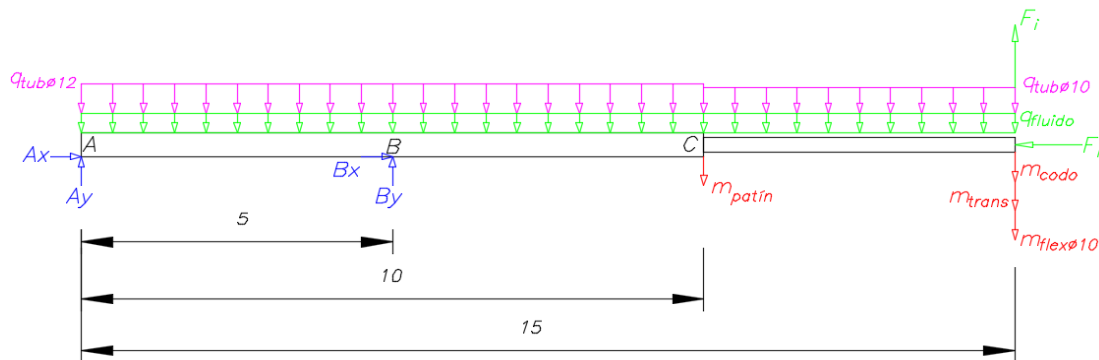


Figura 4.2. DCL pluma telescópica en posición horizontal (dimensiones en metros)

Se tienen dos puntos de apoyo, **A** por un soporte pivotado y **B** soportado por un cilindro hidráulico con una inclinación de 20° si la pluma se encuentran horizontal y de 68° si se encuentra inclinada.

Resolviendo el sistema empleando las ecuaciones de equilibrio en cada instante de la operación se obtuvieron las siguientes reacciones:

$$\sum F = 0 ; \quad \sum M = 0 \quad (4.3)$$

*Reposo* :  $A_x = - 47693.24 \text{ N}$ ;  $A_y = - 2986.16 \text{ N}$ ;  $B_x = 47693.24 \text{ N}$ ;  $B_y = 17358.92 \text{ N}$

**Horizontal** :  $A_x = - 59615.11 \text{ N}$ ;  $A_y = - 7325.36 \text{ N}$ ;  $B_x = 59615.11 \text{ N}$ ;  $B_y = 21698.12 \text{ N}$

*Inclinado* :  $A_x = - 14709.73 \text{ N}$ ;  $A_y = - 22035.09 \text{ N}$ ;  $B_x = 14709.73 \text{ N}$ ;  $B_y = 36407.85 \text{ N}$

*Descarga* :  $A_x = - 56164.70 \text{ N}$ ;  $A_y = - 6494.77 \text{ N}$ ;  $B_x = 56633.57 \text{ N}$ ;  $B_y = 20612.93 \text{ N}$

*\*Antes y durante la descarga, la pluma telescópica debe estar en posición horizontal.*

Una vez obtenidas las reacciones en los apoyos de la pluma, se determinaron las fuerzas internas (normales  $N$ , cortantes  $V$  y momentos flectores  $M$ ) de la pluma telescópica mostrados en las figuras 4.2, 4.3, 4.4 y 4.5. Los puntos más críticos a analizar serán los siguientes:

- El punto B, donde actúan las mayores cargas internas para la pluma fija y,
- En el cambio de sección (punto C), donde actúan las cargas más críticas en el plumín móvil.

Las cargas internas para los puntos B y C se muestran a continuación:

*Tabla 4.4. Fuerzas Internas en los puntos B y C*

Fuerzas Internas	Punto B			Punto C		
	$N_B$	$V_B$	$M_B$	$N_C$	$V_C$	$M_C$
Reposo	47693.24	- 9535.92	- 27024.41	0.00	0.00	0.00
<b>Horizontal</b>	<b>59615.11</b>	<b>- 12162.81</b>	<b>- 48720.43</b>	<b>0.00</b>	<b>4339.20</b>	<b>- 13137.44</b>
Inclinado	29403.10	- 8600.40	- 34450.54	- 3068.28	3068.28	- 9289.57
Descarga	56164.70	- 11403.63	- 44746.00	- 468.87	3941.76	- 10971.67

*\*Las unidades de la fuerzas están en N y de los momentos flectores, en N-m.*

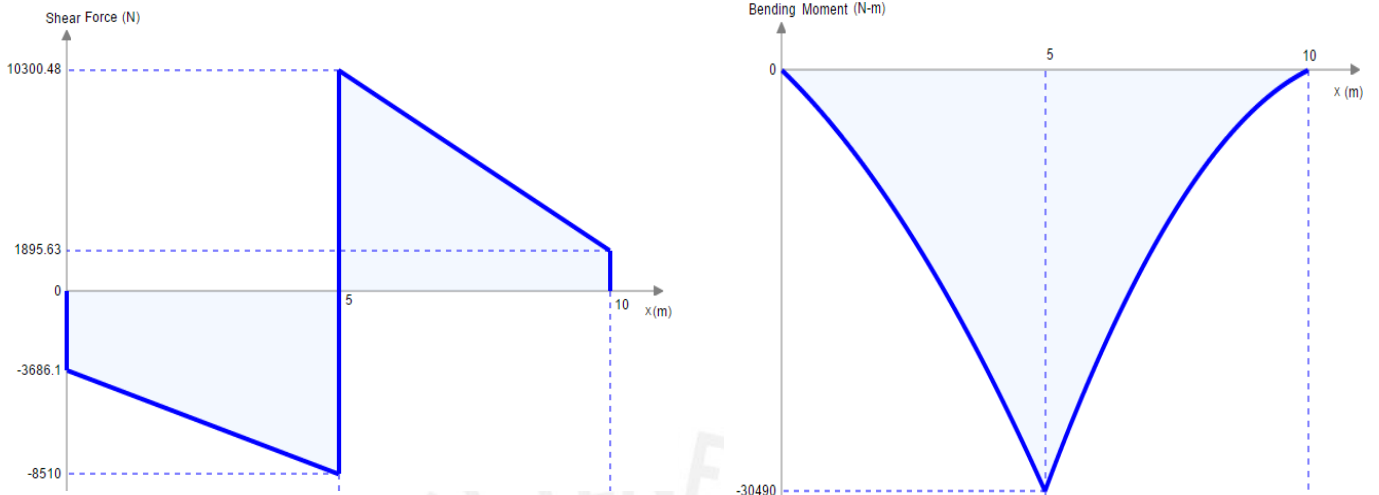


Figura 4.2. Diagrama de Fuerzas cortantes y Momentos Flectores de la pluma telescópica en posición de reposo

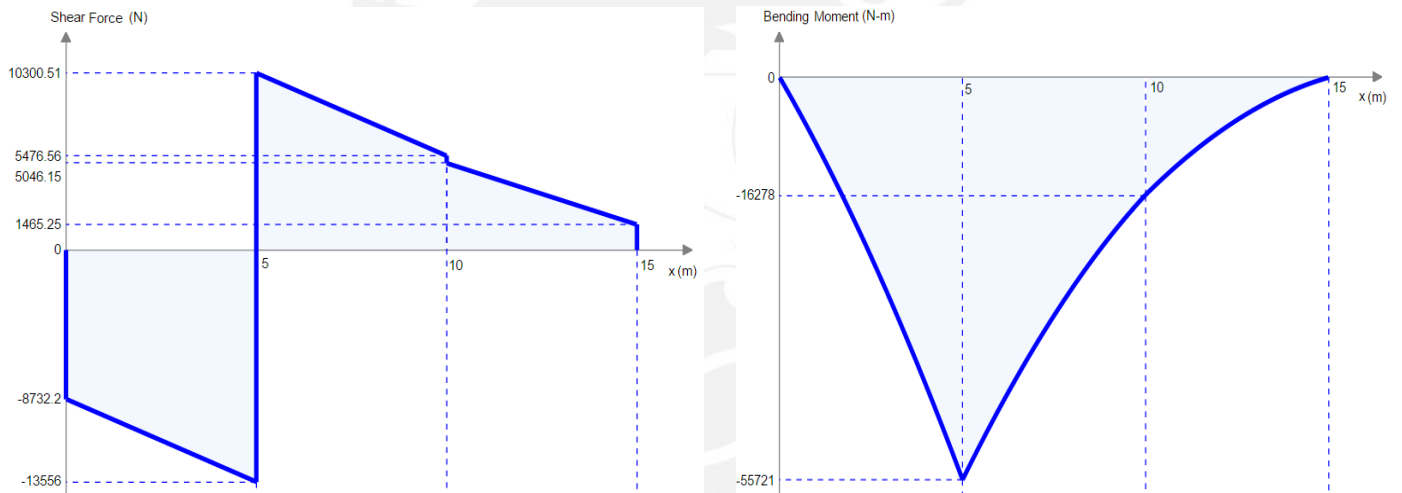


Figura 4.3. Diagrama de Fuerzas cortantes y Momentos Flectores de la pluma telescópica en posición horizontal

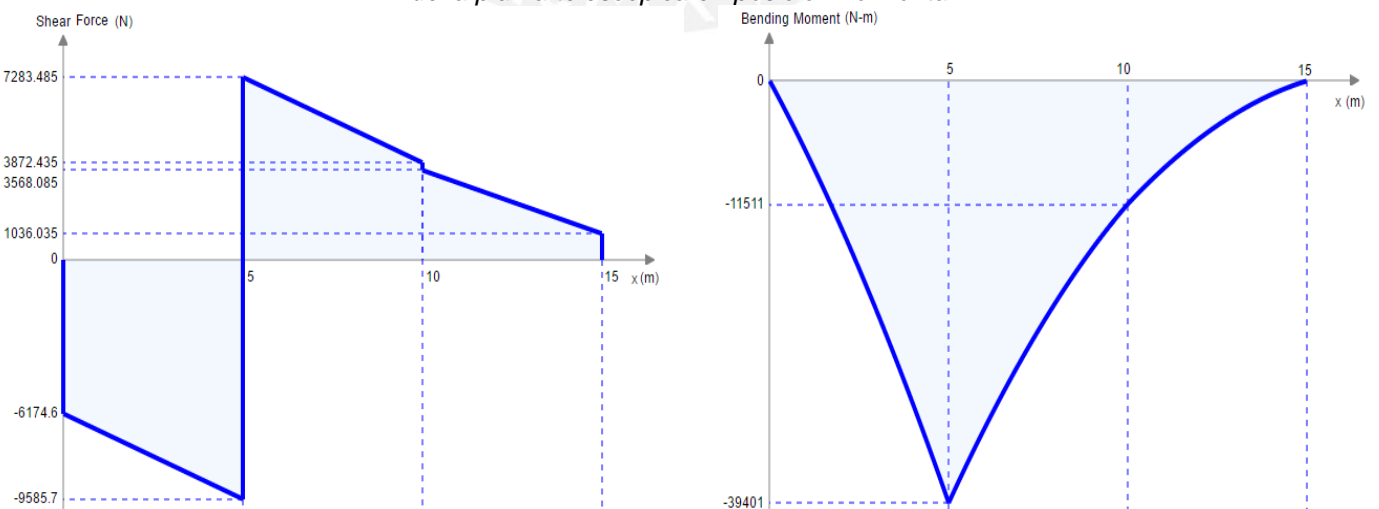


Figura 4.4. Diagrama de Fuerzas cortantes y Momentos Flectores de la pluma telescópica en posición inclinada

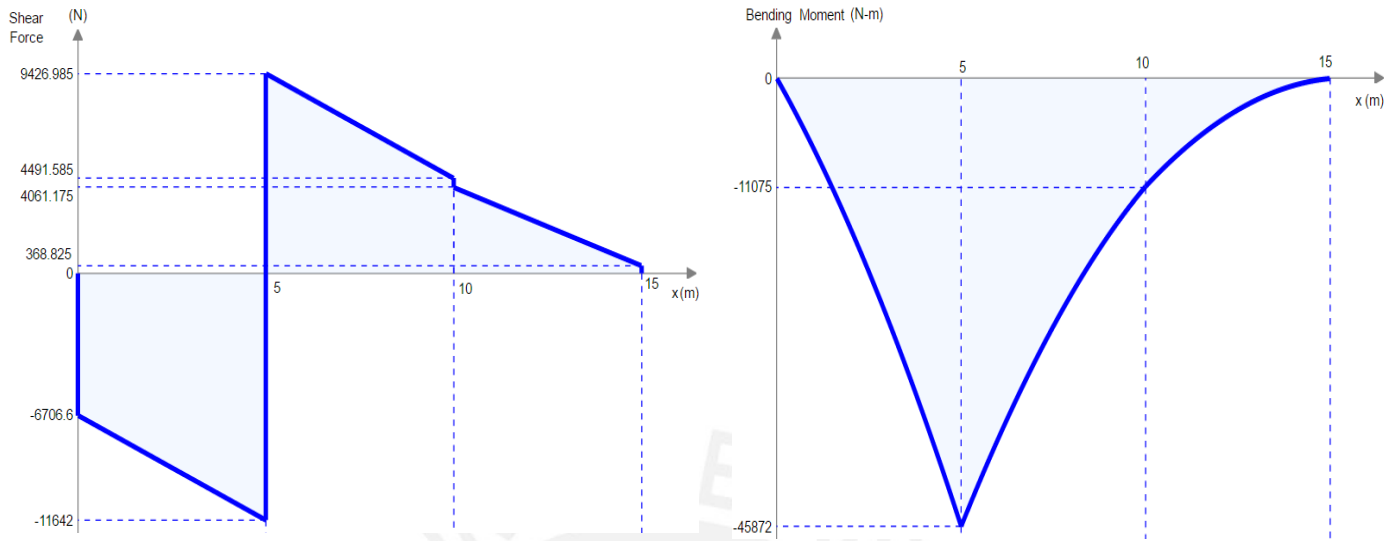


Figura 4.5. Diagrama de Fuerzas cortantes y Momentos Flectores de la pluma telescópica durante la descarga

## 1.2. Cálculo de la geometría de sección de la pluma telescópica

En esta sección se determinará las secciones de los dos elementos que conforman la pluma telescópica: **el plumín móvil y la pluma fija**. Dichos elementos deben ser capaces de soportar las cargas en la pluma y tener la rigidez necesaria para no superar las deformaciones admisibles.

### 1.2.1. Verificación por resistencia y deformación en el plumín móvil

Una vez obtenidos las cargas en los puntos más desfavorables que actúan en el plumín móvil, se debe escoger la sección y material del elemento que sea capaz de resistir los esfuerzos y deformaciones en la posición de la pluma telescópica más desfavorable. Para ello, se determinan los esfuerzos con las siguientes expresiones:

$$\sigma_f = \frac{M_f y_G}{I_z} \quad (4.4)$$

$$\sigma_n = \frac{N}{A} \quad (4.5)$$

$$\tau_v = \frac{V}{A} \quad (4.6)$$

$\sigma_f$  = Esfuerzo normal debido al momento flector, en N/mm<sup>2</sup>       $\sigma_n$  = Esfuerzo normal, en N/mm<sup>2</sup>

$M_f$  = Momento flector en la sección, en N-mm

$\tau_v$  = Esfuerzo cortante, en N/mm<sup>2</sup>

$y_G$  = Distancia del eje neutro

$N$  = Fuerza axial, en N

$I_z$  = Momento de inercia respecto al eje de flexión, en mm<sup>4</sup>

$V$  = Fuerza cortante, en N

$A$  = Área de la sección, en mm<sup>2</sup>

Se escogió la posición **horizontal** como la más crítica y se analizó cada elemento por resistencia a la fluencia y para las verificaciones por fatiga por los cambios de posición. En consecuencia, se deben descomponer los esfuerzos en dos componentes: uno estático o esfuerzo medio ( $\sigma_m$ ) y el esfuerzo alternante ( $\sigma_a$ ). Ambos esfuerzos se determinan con las siguientes expresiones:

$$\text{Esfuerzo medio: } \sigma_m = \frac{\sigma_s + \sigma_i}{2} \quad (4.7) \quad \text{Esfuerzo alternante: } \sigma_a = \frac{\sigma_s - \sigma_i}{2} \quad (4.8)$$

Donde  $\sigma_s$  y  $\sigma_i$  son los esfuerzos superior e inferior respectivamente, y representan los esfuerzos generados por las fuerzas cuando la pluma se encuentra horizontal e inclinada respectivamente.

Asimismo, el esfuerzo alternante será aumentado por ciertos factores que dependen del material y de las cargas, las cuales son las siguientes:

- Factor Superficial:  $c_s$
- Factor de Tamaño:  $c_t$
- Factor de Temperatura:  $c_{temp}$
- Factor de Carga:  $c_{carga}$
- Factor de Confiabilidad:  $c_c$
- Factor de Concentrador de esfuerzos:  $\beta_k$

Entonces, el nuevo esfuerzo alternante será el siguiente (Rodríguez, 2011, 3-38):

$$\sigma_a' = \left( \frac{\beta_k}{c_s c_t c_{temp} c_{carga} c_c} \right) \sigma_a \quad (4.9)$$

Ya identificados los esfuerzos medios y alternantes según el tipo de esfuerzo (normal o cortante), se determina el esfuerzo equivalente para ambos casos con la siguiente expresión:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_n + \sigma_f)^2 + 3\tau^2} \quad (4.10)$$

En el diseño por resistencia a fluencia, la relación entre el esfuerzo equivalente obtenido y el esfuerzo admisible ( $\sigma_f = 250 \text{ N/mm}^2$ ) da lugar a un factor de seguridad FS, cuya condición que es este último valor sea mayor al recomendado (1.5 - 2.5). Por otro lado, para la verificación por fatiga, se deberá cumplir con la siguiente condición (Rodríguez, 2011, 3-47):

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_{eq} a}{\sigma_{f Al}} + \frac{\sigma_{eq} m}{\sigma_B} \quad (4.11)$$

- $\sigma_{f Al}$  : Esfuerzo admisible a la fatiga = 190 N/mm<sup>2</sup>

- $\sigma_B$  : Resistencia del material = 370 N/mm<sup>2</sup>
- $FS$  : Factor de seguridad, que debe estar entre **1.5 y 2.5**

Por otro lado, se debe realizar una verificación por deformación debida a las deflexiones máximas en las vigas ocasionadas por las cargas actuantes, considerando la posición horizontal la más crítica. Para ello, se tienen las siguientes deformaciones admisibles según para los siguientes casos (Nonast, 1993, 26):

Tabla 4.5. Deflexiones admisibles en vigas

Vigas en estructuras metálicas	$\delta_{Adm}$
Viga libre, con Longitud < 5 m	$l/300$
Viga libre, con Longitud > 7 m	$l/500$
Vigas en Voladizo	$l/250$

El plumín, al estar soportado por la pluma fija, de 5 metros de longitud, se considerará que se encuentra empotrada en un extremo (punto C), entonces la deflexión admisible  $\delta_{Adm} = 20 \text{ mm}$ . Del mismo modo, las cargas presentes para la deflexión en el elemento serán los siguientes:

- Carga puntual de **915.77 N** debida al peso del codo, transiciones y del ducto.
- Carga distribuida de **684.69 N/m** debido al peso propio.

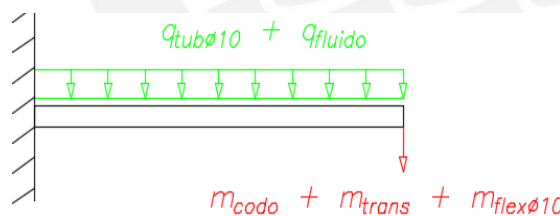


Figura 4.6. DCL del plumín móvil

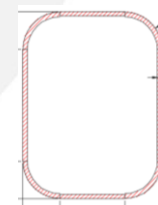


Figura 4.7. Sección de perfil

La sección que adoptará el plumín móvil será la mostrada en la figura 4.7, en donde se muestra un perfil cajón con geometría rectangular cuya fabricación será mediante planchas comerciales de 3 mm de espesor (1/8" de plancha comercial). Asimismo, el material de las planchas será de acero **ASTM A-36**. Para ello se tienen las siguientes dimensiones detalladas en la tabla 4.6:

Tabla 4.6. Dimensiones de la sección del plumín móvil

espesor (mm)	H (mm)	B (mm)	Área A (mm <sup>2</sup> )	Momento de Inercia $I_z (x 10^6 \text{ mm}^4)$	Momento de Inercia $I_y (x 10^6 \text{ mm}^4)$	Peso (kg)
3	350	195	3234	55.74	22.73	126.93

Por tanto, en la verificación de la sección por resistencia a la fluencia se tiene lo siguiente:

Tabla 4.7. Esfuerzos en el punto C

$\sigma_n$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_f$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\tau_v$ (N/mm <sup>2</sup> )
0.00	41.37	1.34

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(0.00 + 41.37)^2 + 3(1.34)^2} = 41.43 \text{ N/mm}^2$$

$$FS = \frac{250}{41.43} = 6.03 \geq FS_R \text{ (¡ cumple! )}$$

Para la verificación por fatiga, se escogió el cambio de posición del **reposo a horizontal**, la cual los esfuerzos en el punto C para cada posición se muestran en la tabla 4.8 y se determinaron los esfuerzos medio y alternante:

Tabla 4.8. Esfuerzos en el punto C

		$\sigma_n$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_f$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\tau_v$ (N/mm <sup>2</sup> )
Posición	Reposo	0.00	0.00	0.00
	Horizontal	0.00	41.37	1.34
Fatiga	Estático	$\sigma_{nm} = 0.00$	$\sigma_{fm} = 20.68$	$\tau_{vm} = 0.67$
	Alternante	$\sigma_{na} = 0.00$	$\sigma_{fa} = 20.68$	$\tau_{va} = 0.67$
	Esfuerzo Alt. Amplificado*	$\sigma'_{na} = 0.00$	$\sigma'_{fa} = 38.61$	$\tau'_{va} = 0.79$

\*Los factores se determinan en el Anexo F.

Entonces los esfuerzos equivalentes y factor de seguridad son los siguientes:

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(0.00 + 20.68)^2 + 3(0.67)^2} = 20.72 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(0.00 + 38.61)^2 + 3(0.79)^2} = 38.65 \text{ N/mm}^2$$

$$FS = \left( \frac{38.65}{190} + \frac{38.65}{370} \right)^{-1} = 3.86 \geq FS_R \text{ (¡ cumple! )}$$

Asimismo, la deflexión máxima se determina mediante superposición de efectos según el tipo de carga y sus expresiones se obtienen en el Anexo N:

$$\delta_{plumin} = \frac{(915.77)(5000)^3}{3(2.1 \times 10^5)(55.57 \times 10^6)} + \frac{(0.684.69)(5000)^4}{8(2.1 \times 10^5)(55.57 \times 10^6)} = 7.853 \text{ mm} \leq \delta_{Adm} \text{ (¡ cumple! )}$$



### 1.2.2. Verificación por resistencia y deformación en la pluma fija

La pluma fija, cuya longitud total es de 10 metros, se encuentra soportada por dos apoyos (puntos A y B), separados a una distancia de 5000 mm desde un extremo. Entonces, las cargas se presentarán en el siguiente diagrama de cuerpo libre:

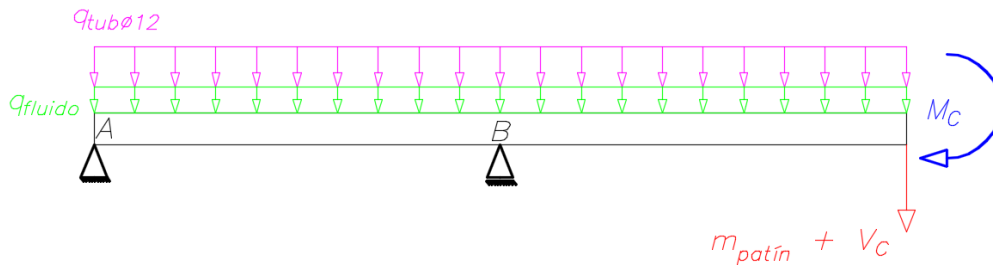


Figura 4.7. DCL de la pluma fija.

La geometría de la sección de la pluma fija será igual al del plumín móvil. Por otro lado, este tipo de viga se considerará que se encuentra en voladizo, entonces su  $\delta_{Adm} = 40 \text{ mm}$ . El material de la viga será de acero **ASTM A-36** y será fabricado a partir de planchas comerciales de 5 mm de espesor (3/16" pulgadas) y las dimensiones se muestran en la siguiente tabla (TRADISA, 2012, ):

Tabla 4.9. Dimensiones de la sección de la pluma fija

e (mm)	H (mm)	B (mm)	Área A (mm <sup>2</sup> )	Momento de Inercia I <sub>z</sub> (x 10 <sup>6</sup> mm <sup>4</sup> )	Momento de Inercia I <sub>y</sub> (x 10 <sup>6</sup> mm <sup>4</sup> )	Peso (kg)
5	370	215	5750	110.49	47.98	451.38

Análogamente, se realiza la verificación por resistencia en el punto más crítico del elemento sometido a flexión (punto B), se tienen los siguientes resultados:

Tabla 4.10. Esfuerzos en el punto B

		$\sigma_n$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_f$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\tau_v$ (N/mm <sup>2</sup> )
Posición	Reposo	8.29	45.25	1.66
	Horizontal	10.37	81.57	2.12
Fatiga	Estático	$\sigma_{n m} = 9.33$	$\sigma_{f m} = 63.41$	$\tau_{v m} = 1.89$
	Alternante	$\sigma_{n a} = 1.04$	$\sigma_{f a} = 18.16$	$\tau_{v a} = 0.23$
	Esfuerzo Alt. Amplificado*	$\sigma'_{n a} = 1.4$	$\sigma'_{f a} = 35.02$	$\tau'_{v a} = 0.27$
Verificación por Fluencia	$\sigma_{eq}$ (N/mm <sup>2</sup> )	92.01		
	<b>FS</b>	<b>2.72 ≥ FS<sub>R</sub> (¡ cumple!)</b>		

Verificación por fatiga	$\sigma_{eq m}$ (N/mm <sup>2</sup> )	72.81
	$\sigma_{eq a}$ (N/mm <sup>2</sup> )	26.47
	<b>FS</b>	<b>2.57 ≥ FS<sub>R</sub> (¡ cumple!)</b>

\*Los factores se determinan en el Anexo N.

Para la verificación por deformación se consideraron las siguientes cargas:

- Carga Puntual resultante igual a **4697.87 N** debida a las cargas reducidas al punto C más el peso del patín.
- Momento de **13137.44 N-m** debido a la reducción de las fuerzas en el punto C.
- Carga distribuida de **967.49 N/m** por el peso la pluma y la tubería de 12 pulgadas.

Las expresiones para el cálculo de deflexiones máximas para la viga en análisis con carga puntual y distribuida se obtienen a partir del anexo N, mientras que la flecha ocasionada por momento flector se obtiene mediante la siguiente (Anexo O):

$$\delta_M = \frac{M}{6EI} (l^2 + 3ll_1 + 3l_1^2) \quad (4.12)$$

Entonces, la deflexión total en la pluma fija se puede apreciar en la tabla 4.11:

Tabla. 4.11. Deflexión de la pluma fija

Parámetro	Símbolo	Unidades	Magnitud
Deflexión por carga puntual	$\delta_p$	mm	<b>16.872</b>
Deflexión por carga distribuida	$\delta_q$	mm	<b>6.515</b>
Deflexión por momento flector	$\delta_M$	mm	<b>16.514</b>
Deflexión total	$\delta_{pluma}$	mm	<b>39.901</b>

Por tanto, la deflexión total de la pluma telescópica es la siguiente:

$$\delta_{telescópico} = \delta_{plumín} + \delta_{pluma} = 47.012 \text{ mm}$$

### 1.2.3. Verificación de la pluma telescópica en posición inclinada

Una vez dimensionadas las secciones del plumín móvil y de la pluma fija, se procedió a realizar la segunda verificación por resistencia a la fatiga cuando la pluma telescópica se eleva. Se consideró el instante más crítico cuando la pluma telescópica se eleva ya extendida.

Determinados las fuerzas internas en los puntos más críticos (B y C), se muestran los siguientes resultados para cada elemento:

Tabla 4.12. Esfuerzos en el punto C

		$\sigma_n$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_f$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\tau_v$ (N/mm <sup>2</sup> )
Posición	Horizontal	0.00	41.37	1.34
	Inclinado	0.95	29.25	0.95
Fatiga	Estático	$\sigma_{nm} = 0.47$	$\sigma_{fm} = 35.31$	$\tau_{vm} = 1.15$
	Alternante	$\sigma_{na} = -0.47$	$\sigma_{fa} = 6.06$	$\tau_{va} = 0.20$
	Esfuerzo Alt. Amplificado*	$\sigma'_{na} = -0.65$	$\sigma'_{fa} = 11.31$	$\tau'_{va} = 0.24$
Verificación por fatiga	$\sigma_{eqm}$ (N/mm <sup>2</sup> )	35.84		
	$\sigma_{eqa}$ (N/mm <sup>2</sup> )	11.98		
	<b>FS</b>	<b>6.25 <math>\geq</math> FS<sub>R</sub> (¡ cumple!)</b>		

Del mismo modo, en la siguiente tabla se muestra la verificación por resistencia a la fatiga en el punto B.

Tabla 4.13. Esfuerzos en el punto B

		$\sigma_n$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_f$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\tau_v$ (N/mm <sup>2</sup> )
Posición	Horizontal	10.37	81.57	2.12
	Inclinado	5.11	57.68	1.50
Fatiga	Estático	$\sigma_{nm} = 7.74$	$\sigma_{fm} = 69.63$	$\tau_{vm} = 1.81$
	Alternante	$\sigma_{na} = 2.63$	$\sigma_{fa} = 11.95$	$\tau_{va} = 0.31$
	Esfuerzo Alt. Amplificado*	$\sigma'_{na} = 3.64$	$\sigma'_{fa} = 23.05$	$\tau'_{va} = 0.36$
Verificación por fatiga	$\sigma_{eqm}$ (N/mm <sup>2</sup> )	77.43		
	$\sigma_{eqa}$ (N/mm <sup>2</sup> )	26.68		
	<b>FS</b>	<b>2.86 <math>\geq</math> FS<sub>R</sub> (¡ cumple!)</b>		

Debido a que el conjunto se encuentra inclinado, las cargas generarán fuerzas axiales, haciendo que el plumín móvil y parte de la pluma fija estén sometidos a compresión. Por tanto, se verificaron las cargas debido a la descomposición axial de las cargas actuantes y la excentricidad producida por la deflexión en dicha posición, que son las siguientes:

$$\delta_{plumín} = 5.553 \text{ mm}$$

$$\delta_{pluma} = 16.57 \text{ mm}$$

Asimismo, se determinaron los grados de esbeltez de cada elemento, considerando que cada elemento tienen extremo libre ( $L_P = 2L$ ) y que las longitudes del plumín y parte de la pluma fija comprimida son de 5000 mm cada uno. Además, se considera el radio de giro mínimo para ambos casos (eje y). Entonces se tiene lo siguiente:

$$i_{plumín} = 83.84 \text{ mm} \qquad i_{pluma} = 91.34 \text{ mm}$$

$$\lambda_{plumín} = \frac{2 \times 5000}{83.84} = 119.28 \qquad \lambda_{pluma} = \frac{2 \times 5000}{91.34} = 109.47$$

Por tanto, para la verificación de pandeo por carga excéntrica por método de la secante, se determina la fuerza máxima que pueden resistir, para un  $FS = 2.5$ , mediante la siguiente expresión (Hibbeler, 1995, 679):

$$\frac{(FS) F_{P \max}}{A} = \frac{\sigma_f}{1 + \frac{ec}{i^2} \sec\left(\frac{\lambda}{2} \sqrt{\frac{(FS) F_{P \max}}{EA}}\right)} \qquad (4.13)$$

Siendo  $e$  la excentricidad producida por las deflexiones y  $c$  la distancia al eje de flexión. Entonces, reemplazando valores se tienen las siguientes fuerzas límite para cada elemento:

$$F_{P \max plumín} = 140098.7 \text{ N}$$

$$F_{P \max pluma} = 140083.5 \text{ N}$$

#### 1.2.4. Efecto del fluido en la pluma telescópica durante la descarga

Del mismo modo en que se realizó el análisis de esfuerzos se verificó que las secciones escogidas para el plumín móvil y la pluma fija resisten las cargas fluctuantes debidas a la fuerza de impulso del fluido circulando en la descarga.

Para este análisis se considera el peso del fluido a lo largo de las tuberías como carga distribuida y el efecto del impulso en el codo principal como cargas puntuales, teniendo como resultado las siguientes verificaciones:

Tabla 4.14. Esfuerzos en el punto C

		$\sigma_n$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_f$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\tau_v$ (N/mm <sup>2</sup> )
Posición	Horizontal	0.00	41.37	1.34
	Descarga	0.14	34.55	1.22
Fatiga	Estático	$\sigma_{n m} = 0.07$	$\sigma_{f m} = 37.96$	$\tau_{v m} = 1.28$

	Alternante	$\sigma_{na} = -0.07$	$\sigma_{fa} = 3.41$	$\tau_{va} = 0.06$
	Esfuerzo Alt. Amplificado*	$\sigma'_{na} = -0.10$	$\sigma'_{fa} = 6.37$	$\tau'_{va} = 0.07$
Verificación por fatiga	$\sigma_{eqm}$ (N/mm <sup>2</sup> )	37.96		
	$\sigma_{eqa}$ (N/mm <sup>2</sup> )	6.47		
	<b>FS</b>	<b>7.30 <math>\geq</math> FS<sub>R</sub> (¡ cumple!)</b>		

Análogamente, se verifica la resistencia a la fatiga en el punto B de la pluma fija:

Tabla 4.15. Esfuerzos en el punto B

		$\sigma_n$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_f$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\tau_v$ (N/mm <sup>2</sup> )
Posición	Horizontal	10.37	81.57	2.12
	Descarga	9.77	74.92	1.22
Fatiga	Estático	$\sigma_{nm} = 10.87$	$\sigma_{fm} = 78.25$	$\tau_{vm} = 2.05$
	Alternante	$\sigma_{na} = 0.30$	$\sigma_{fa} = 3.33$	$\tau_{va} = 0.07$
	Esfuerzo Alt. Amplificado*	$\sigma'_{na} = 0.42$	$\sigma'_{fa} = 6.42$	$\tau'_{va} = 0.08$
Verificación por fatiga	$\sigma_{eqm}$ (N/mm <sup>2</sup> )	88.39		
	$\sigma_{eqa}$ (N/mm <sup>2</sup> )	6.83		
	<b>FS</b>	<b>3.64 <math>\geq</math> FS<sub>R</sub> (¡ cumple!)</b>		

Debido a que la pluma se encuentra extendida, se verificó el pandeo en cada elemento debido a la carga de impulso, que es excéntrica a la sección de las plumas. Por tanto, se necesitan las deflexiones máximas en la posición de descarga, que son las siguientes:

$$\delta_{plumín} = 5.502 \text{ mm}$$

$$\delta_{pluma} = 33.71 \text{ mm}$$

Por tanto, empleando la ecuación 4.13, se tienen las siguientes fuerzas máximas para que cada elemento falle por pandeo:

$$F_{P \max plumín} = 140098.6 \text{ N}$$

$$F_{P \max pluma} = 140088.8 \text{ N}$$

Por tanto, la pluma fija y el plumín móvil no fallarán por pandeo a carga excéntrica debido a que la fuerza de impacto es mucho menor a las cargas límite.

## 2. Diseño del apoyos y soporte de la pluma telescópica

La unión será mediante pasadores, y para ello se diseñaron a flexión y a corte mientras que los agujeros por aplastamiento, teniendo el siguiente esquema

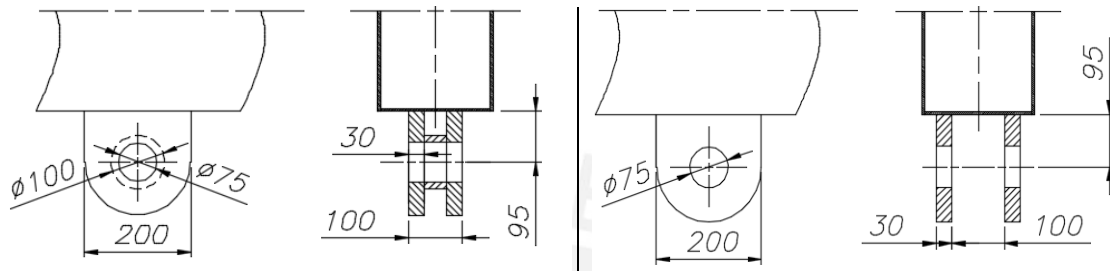


Figura 4.13. Esquema de apoyos A (izquierda) y B (derecha)

Las proporciones geométricas entre el diámetro del pin y las longitudes de los agujeros son recomendadas y tienen las siguientes características (Paulsen, 2012, 12):

$$\text{Ancho del apoyo: } b = (1.5 - 1.7)d_p \quad (4.14)$$

$$\text{Ancho de la horquilla: } t_1 = (0.3 - 0.7)b \quad (4.15)$$

Siendo  $F_c$  la fuerza en el apoyo, el momento flector máximo se determina con la siguiente expresión (Paulsen, 2012, 13):

$$M_{fMáx} = \frac{F_c(t_1 + b)}{4} \quad (4.16)$$

El material del pin para ambos elementos será de Acero Ck 45, material adecuado para este tipo de elementos de máquinas y cuyas tensiones admisibles son las siguientes:

Tabla 4.14. Tensiones admisibles del acero St 37 (Paulsen, 2012, 32)

Tensión	Símbolo	Valor
Esfuerzo de flexión admisible	$\sigma_{fAdm}$	80 N/mm <sup>2</sup>
Esfuerzo cortante admisible	$\tau_{cAdm}$	50 N/mm <sup>2</sup>

Considerando que el material de los soportes de la articulación serán de acero St 37 y para evitar el desgaste se introducirán bocinas de bronce, la presión de aplastamiento por el contacto de dichos materiales será de  $p_{Adm} = 8 \text{ N/mm}^2$  (Paulsen, 2012, 32).

Para el diseño de los apoyos A y B se consideró la primera posición crítica de la pluma telescópica pues en ella se concentran las mayores cargas.

$$R_A = \sqrt{A_X^2 + A_Y^2} = \sqrt{59615.11^2 + 7325.36^2} = 60063.48 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{B_X^2 + B_Y^2} = \sqrt{59615.11^2 + 21698.12^2} = 63441.07 \text{ N}$$

Se debe cumplir lo siguiente:

Tabla 4.15. Esfuerzos y presiones generadas en los apoyos (Paulsen, 2012, 12)

Esfuerzos en los pines	Aplastamiento en agujeros
$\sigma_f = \frac{32M_f M_{\text{Máx}}}{\pi d_p^3} \leq \sigma_{fAdm} \quad (4.17)$	$p_1 = \frac{4F_C}{t_1 d_p} \leq p_{Adm} \quad (4.19)$
$\tau_c = \frac{4F_C}{\pi d_p^2} \leq \tau_{cAdm} \quad (4.18)$	$p_2 = \frac{F_C}{b d_p} \leq p_{Adm} \quad (4.20)$

Se consideró que los apoyos las mismas dimensiones en los pines y soportes de los apoyos A y B, teniendo en cuenta cuál de los apoyos es más crítico, teniendo la siguiente tabla descrita a continuación:

Tabla 4.16. Dimensiones y presiones en los apoyos A y B

	$F_C$	$d_{p\text{min}}$	$d_p$	$t_1$	$b$	$l_p$	$\tau_c$	$p_1$	$p_2$
Apoyo A/B	63441.07	62.75	65	32	100	164	9.56	4.85	1.55

\* Las unidades de Fuerza están en N, esfuerzos en  $N/mm^2$  y dimensiones en mm.

Estos apoyos se encuentran soldados, por lo que se tienen los siguientes diagramas de cuerpo libre de cada cordón de soldadura para cada apoyo:

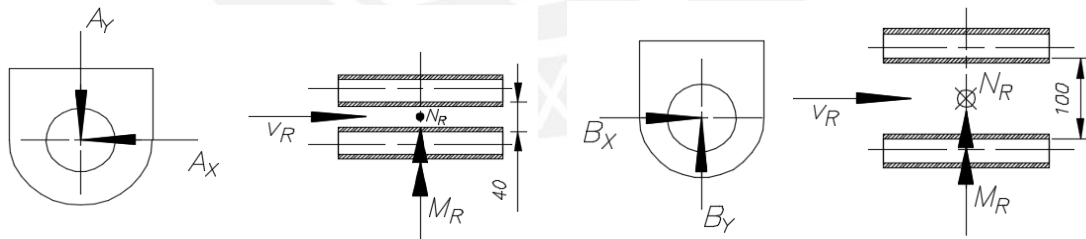


Figura 4.14. DCL cordón de soldadura de los soportes A (Izquierda) y B (derecha)

Asimismo, en el apoyo A se tiene un cilindro de 100 mm de diámetro que se encuentra soldado a las dos placas soporte, teniendo el siguiente diagrama de cuerpo libre:

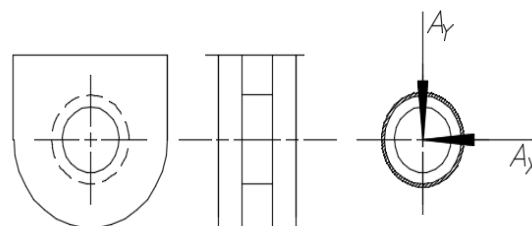


Figura 4.15. DCL del cordón de soldadura en la unión de las placas del apoyo A

Adicionalmente, la pluma telescópica se encontrará soportada por dos placas de 30 mm de espesor, y soldados en una base metálica.

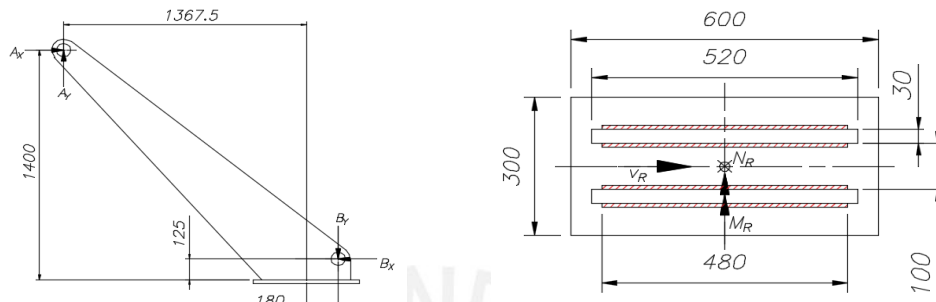


Figura 4.16. DCL del cordón de soldadura para el soporte de Pluma Telescópica

Las cargas que actuarán en los apoyos como en el soporte varían si el equipo descargador se encuentra en operación o no. Por lo tanto, se determinaron las fuerzas resultantes (normales  $N_R$  y transversales  $V_R$ ) y momentos resultantes ( $M_R$ ) reducidos en los centroides de cada elemento en los dos instantes de la pluma:

Tabla 4.17. Cargas resultantes en los cordones de soldadura para los apoyos A y B y el soporte de pluma telescópica

	Horizontal			Descarga		
	$N_R$	$V_R$	$M_R$	$N_R$	$V_R$	$M_R$
<b>Apoyo A</b>	3662.82	29807.55	2831.72	11017.55	7354.86	698.61
<b>Apoyo B</b>	10849.06	29807.55	2831.72	18203.93	7354.86	698.61
<b>Soporte</b>	7186.38	0.00	45115.22	7186.38	0.00	28566.61

\* Las fuerzas están en N, mientras que el momento en N-m.

Una vez obtenidos las cargas resultantes, se calculan los esfuerzos nominales que actúan en cada sección del cordón de soldadura, esquematizado en la figura 4.17.

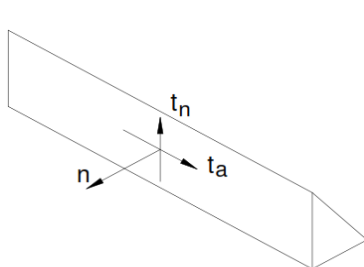


Figura 4.17. Esfuerzos nominales  
(Paulsen, 2012, 5)

Esfuerzo normal al cateto: 
$$n = \frac{N_R}{S_C} + \frac{M_R r}{I_C}$$

Esfuerzo paralelo al cateto y transversal al cordón: 
$$t_n = 0$$

Esfuerzo paralelo al cateto y longitudinal al cordón: 
$$t_a = \frac{V_R}{S_C}$$



Para determinar el espesor de garganta del cordón, se evalúa de forma estática (considerando la posición horizontal la más crítica), para ello se debe cumplir la siguiente condición (Paulsen, 2012, 7):

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\nu \nu_2 \sigma_f}{FS} \quad (4. 21)$$

$\sigma_f$  : Esfuerzo admisible a la fluencia = 345 N/mm<sup>2</sup>

$\nu$  : Factor de carga estática = 0.8 (Unión angular)

$\nu_2$  : Factor de calidad de soldadura igual a 0.8 (Calidad II, ver anexo H)

$\sigma_{eq}$  : Esfuerzo equivalente en el cordón del soldadura, que se expresa en la siguiente ecuación (Paulsen, 2012, 7):

$$\sigma_{eq} = \sqrt{n^2 + 1.8(t_n^2 + t_a^2)} \quad (4. 22)$$

Considerando el diseño de cada cordón con un **FS = 3 a 5** para cargas estáticas, los espesores del cordón de soldadura de muestran a continuación:

Tabla 4.18. Verificación del cordón de soldadura por fluencia

	a (mm)	$\sigma_n$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_f$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\tau_v$ (N/mm <sup>2</sup> )	n (N/mm <sup>2</sup> )	$t_n$ (N/mm <sup>2</sup> )	$t_a$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_{eq}$ (N/mm <sup>2</sup> )	FS
a (placas)	4	2.29	53.09	18.63	55.38	0.00	18.63	60.63	3.63
a (cilindro)	4	0.00	23.56	22.98	23.56	0.00	22.98	38.80	5.69
b	4	6.78	53.09	18.63	59.88	0.00	18.63	64.88	3.40
soporte	7	1.07	70.67	0.00	71.74	0.00	0.00	71.74	3.08

Asimismo, se realizó la verificación del cordón de soldadura por fatiga tomando como el cambio de posición más crítica de horizontal a inclinada, y se calcularon los esfuerzos fluctuantes con las siguientes expresiones:

Esfuerzo medio:  $\sigma_m = \frac{\sigma_s + \sigma_i}{2}$  (4. 5)      Esfuerzo alternante:  $\sigma_a = \frac{\sigma_s - \sigma_i}{2\nu_1}$  (4. 23)

Los esfuerzos alternantes serán amplificados por un factor de concentrador de esfuerzos ( $\nu_1$ ), que está en función la carga correspondiente (**0.35** para tracción-compresión y corte, **0.70** para flexión), cuyos valores se obtienen del Anexo H.

Entonces, en la verificación de los cordones de soldadura por fatiga, se debe cumplir la siguiente condición (Paulsen, 2012, 8):

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma_{eq} a'}{\nu_2 \sigma_{fAl}} + \frac{\sigma_{eq} m'}{\sigma_B} \quad (4. 24)$$

$\sigma_{fAl}$  : Esfuerzo admisible a la fatiga = 190 N/mm<sup>2</sup>

$\sigma_B$  : Resistencia del material = 427 N/mm<sup>2</sup>

Considerando que el factor de seguridad recomendado a la fatiga oscila entre **1.2 a 1.8**, se muestran los siguientes resultados resaltando el espesor de los cordones de soldadura “a” para los apoyos A y B y del soporte a continuación:

Tabla 4.19. Verificación del cordón de soldadura por fatiga

Valores	Apoyo A				Apoyo B		Soporte	
	4.00 (placas)		4.00 (cilindro)		4.00		7.00	
a (mm)	Horizontal	Inclinado	Horizontal	Inclinado	Horizontal	Inclinado	Horizontal	Inclinado
$\sigma_n$ (N/mm <sup>2</sup> )	2.86	8.61	0.00	0.00	8.48	14.22	1.07	1.07
$\sigma_f$ (N/mm <sup>2</sup> )	87.11	21.49	28.83	12.72	87.11	21.49	88.26	55.93
$\tau_v$ (N/mm <sup>2</sup> )	23.29	5.75	25.42	11.21	23.29	5.75	0.00	0.00
$n$ (N/mm <sup>2</sup> )	89.97	30.10	28.83	12.72	95.58	35.72	89.33	57.00
$t_n$ (N/mm <sup>2</sup> )	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
$t_a$ (N/mm <sup>2</sup> )	23.29	5.75	25.42	11.21	23.29	5.75	0.00	0.00
$n_a$ (N/mm <sup>2</sup> )	55.08		73.25		55.08		23.09	
$t_{n a}$ (N/mm <sup>2</sup> )	0.00		0.00		0.00		0.00	
$t_{a a}$ (N/mm <sup>2</sup> )	25.06		32.29		25.06		0.00	
$n_m$ (N/mm <sup>2</sup> )	60.04		20.78		65.65		73.17	
$t_{n m}$ (N/mm <sup>2</sup> )	0.00		0.00		0.00		0.00	
$t_{a m}$ (N/mm <sup>2</sup> )	14.52		18.32		14.52		0.00	
$\sigma_{eq a'}$ (N/mm <sup>2</sup> )	64.53		85.10		64.53		23.09	
$\sigma_{eq m'}$ (N/mm <sup>2</sup> )	63.12		32.18		68.48		73.17	
FS	1.75		1.57		1.71		3.09	

### 3. Sistema Motriz de la Pluma Telescópica

#### 3.1. Movimiento lineal del plumín móvil

Se empleó un cilindro hidráulico de simple efecto para extender al plumín móvil. Las dimensiones se muestran en la figura 4.18 y la posición más crítica para el análisis es la inclinada. Por tanto, el cilindro deberá mover los pesos del plumín junto al sistema de tuberías y accesorios. Adicionalmente, deberá superar la fuerza de fricción entre el plumín y el patín, cuyo coeficiente de fricción el 0,18.

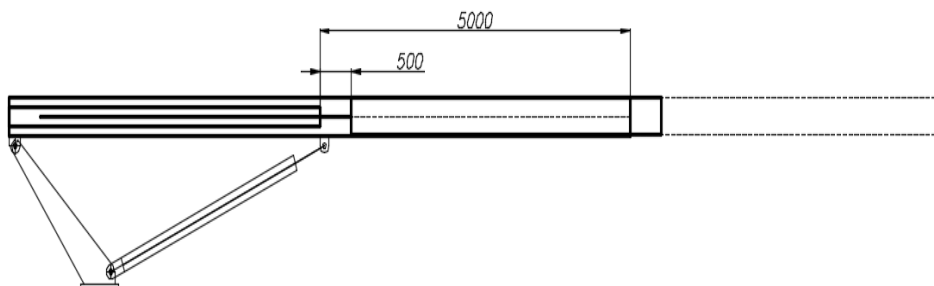


Figura 4.18. Movimiento del cilindro hidráulico para movimiento lineal.

Para la selección del cilindro, verificó por pandeo en el vástago, pues dicho elemento estará sometido a cargas de compresión, considerándose los siguientes parámetros:

- La longitud comprimida del elemento
- La geometría de la sección
- El tipo de apoyo
- La carga de compresión en el elemento

Entonces la fuerza de pandeo se obtiene mediante la siguiente expresión (Hibbeler, 1995, 663):

$$F_P = \frac{\pi^2 EI}{L_P^2} \tag{4. 25}$$

$E$  = Módulo de elasticidad, igual a  $2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$

$L_P$  = Longitud efectiva de pandeo, que depende del tipo de apoyo.

Para verificar si el vástago falla por pandeo, debe cumplir lo siguiente:

$$F_V \leq \frac{F_P}{FS_R} \tag{4. 26}$$

Donde  $F_V$  es la fuerza en el vástago, mientras que  $FS_R$  es el factor de seguridad al pandeo, que oscila entre 3 y 8.

Considerando el tipo de apoyo empotrado-articulado ( $L_P = 0.7 L$ ) se tiene los siguientes resultados mostrando el cilindro seleccionado:

Tabla 4.20. Verificación por Pandeo del vástago

Carga	Carga + Fricción	$L_p$	$d_{vmin}$ (FS=3)	$d_{vmin}$ (FS=5)	$d_{vmin}$ (FS=8)
3068.28	3620.57	3500	33.82	38.42	43.21

\*Cargas en N y dimensiones en mm

En base a las especificaciones técnicas el anexo Q, se escogerá un cilindro hidráulico de diámetro de vástago de 40 mm y émbolo de 80 mm. La presión necesaria para el cilindro es la siguiente:

$$p_{cil} = \frac{4(3620.57)}{\pi(80)^2} = 720.3 \text{ kPa} = \mathbf{7.20 \text{ bar}}$$

### 3.2. Movimiento angular de la pluma telescópica

Del mismo modo que el plumín, se empleó un cilindro hidráulico de doble efecto para inclinar la pluma telescópica, mostrando sus dimensiones en la figura 4.19. Para el

análisis, el cilindro deberá impulsarla cuando se encuentra horizontal, siendo la reacción B la carga axial más crítica.

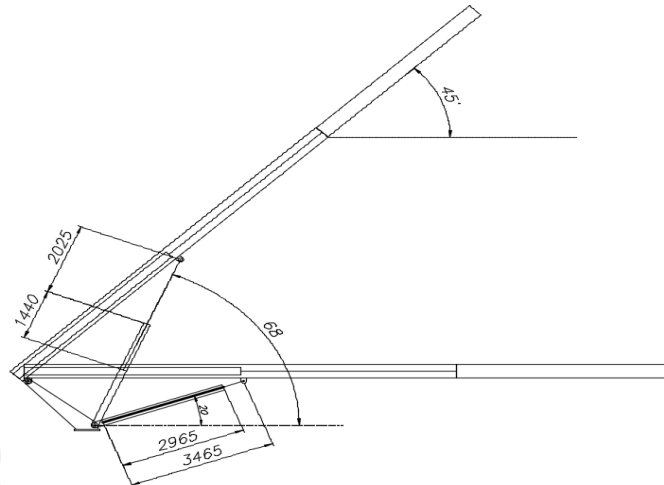


Figura 4.19. Movimientos del cilindro hidráulico para movimiento angular.

Cuando la pluma telescópica se encuentra horizontal, el vástago se encuentra dentro del cilindro, considerándose un tipo de apoyo empotrado-empotrado ( $L_p = 0.5 L$ )

Tabla 4.21. Verificación por Pandeo del vástago

Carga	L	Lp	d <sub>e min</sub> (FS=3)	d <sub>e min</sub> (FS=5)	d <sub>e min</sub> (FS=8)
63441.07	2965	1482.5	45.03	51.16	57.54

\*Cargas en N y dimensiones en mm

Las dimensiones específicas están dadas en el anexo I.

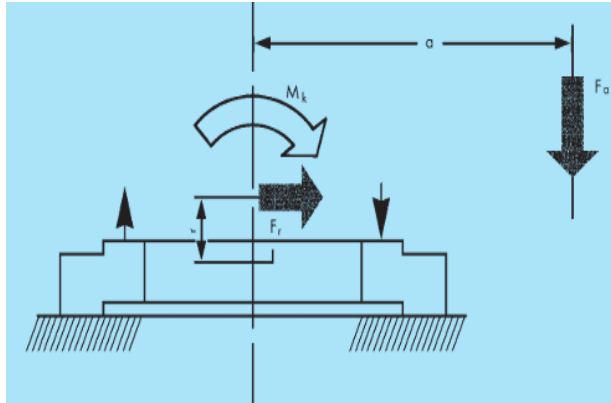
Por tanto, se seleccionó un cilindro hidráulico con un diámetro de vástago de 63 mm y de embolo del 100 mm. La presión del cilindro para elevar la pluma telescópica está dada por la siguiente:

$$p_{cil} = \frac{4(63441.07)}{\pi(100)^2} = 8077.6 \text{ kPa} = \mathbf{80.78 \text{ bar}}$$

### 3.3. Movimiento giratorio de la pluma telescópica

El movimiento giratorio de la pluma telescópica será por medio de un rodamiento Rothe Erde, la cual cumple la función de permitir el giro de la pluma y soportar las cargas axiales, radiales y de momentos resultantes cuando se encuentra en operación. Para permitir el movimiento del rodamiento, este contará con una corona exterior externa que engranará con un piñón de ataque impulsado por un motor hidráulico.

Para su selección se necesitan de las cargas resultantes en el soporte de la pluma:



Fuerza axial Resultante:  $F_a = 13901.76 \text{ N}$

Fuerza radial Resultante:  $F_r = 685.21 \text{ N}$

Momento Resultante:  $M_k = 87841.51 \text{ N}$

Figura 4.20. DCL del rodamiento

Dichas cargas resultantes serán amplificadas mediante la siguiente expresión (Rothe Erde, 2007, 10):

$$F'_a = (1.225 \times F_a + 2.676 \times F_r) \times f_{stat} \quad (4.27)$$

$$M'_k = (1.225 \times M_k) \times f_{stat} \quad (4.28)$$

Donde  $f_{stat}$  es un factor de carga que depende de la aplicación, es igual a 1.45 por ser una pluma de transporte.

Reemplazando los valores se tiene un  $F'_a = 25529.6 \text{ N}$  y  $M'_k = 162317.5 \text{ N-m}$ . Además, considerando que debe adaptarse a las dimensiones del soporte de la pluma, se escogió el rodamiento serie KD 210 la cual tiene las siguientes especificaciones:

Tabla 4.22. Especificaciones principales del rodamiento (Anexo K)

Diámetro Rodamiento $D_L$	544 mm
Diámetro Exterior $D_a$	640.8 mm
Diámetro Interior $D_i$	434 mm
Altura $H_R$	56 mm
Diámetro Primitivo $d$	630 mm
Nro de dientes $Z$	105
Módulo $m$	6
Peso	39.5 kg

Este rodamiento posee un esfuerzo tangencial máximo de 14.20 kN es por ello que se verificará la resistencia de este. Para ello, se calculó el momento torsor del rodamiento debido a las cargas de la pluma con la siguiente ecuación (Rothe Erde, 2007, 27):

$$M_T = (4.4M'_k + F'_a x D_L + 2.2x F_r x D_L x 1.73) x 0.5 \mu_k \quad (4. 29)$$

Donde es un factor igual a 0.008, recomendado para el modelo del rodamiento y  $D_L$ , el diámetro del rodamiento. El valor del momento torsor es de **2.92 kN-m**.

Finalmente, la fuerza tangencial se calcula con la siguiente expresión:

$$F_T = \frac{2M_T}{d} \quad (4. 30)$$

En donde  $d$  es el diámetro primitivo de la corona del rodamiento pues el movimiento giratorio se presenta a partir del contacto del piñón con la corona. El valor de la fuerza tangencial será de **9.27 kN**. Debido a que las revoluciones son muy bajas, la transmisión será por engranajes, considerando un número de dientes igual a 18, teniendo lo siguiente:

$$\text{Diámetro primitivo } d_e = Z_e \times 6 = 108 \text{ mm}$$

$$\text{Ancho de diente } b_e = 10 \times 6 = 60 \text{ mm}$$

$$\text{Relación de Transmisión } i_e = 105/18 = 5.83$$

#### 4. Selección de equipos motrices

Esta sección comprende de los equipos capaces de generar la energía necesaria para impulsar el sistema motriz de la pluma telescópica y adicionalmente, los equipos del sistema de transporte neumático seleccionados en el capítulo 3. Para llevar a cabo dichas operaciones, emplearemos motores eléctricos.

##### 4.1. Selección de motores para sistema de transporte neumático:

En el sistema de transporte neumático se necesitan de motores eléctricos para el accionamiento del soplador y de la válvula rotativa.

Para ello, se necesitan 3 parámetros principales que se deben obtener de los equipos: potencia requerida, velocidad de giro y el torque necesario en la operación. Entonces se tienen los siguientes motores escogidos para cada equipo:

Tabla 4.23. Especificaciones técnicas de motores eléctricos para los equipos (Anexo J)

Equipo	Potencia	RPM	Torque	Altura	Ancho	Altura	Peso
Soplador	75	1785	394.6	1071	476	491	456.8
Válvula Rotativa	7.5	1760	39.61	756	312	317	61.5

\*Unidades en mm para dimensiones, N-m para torque, RPM para revoluciones, kg para masas y kW para potencia.

## 4.2. Selección de motores para sistema hidráulico

Para accionar los cilindros hidráulicos, es necesario que se cuente con una bomba hidráulica para permitir que bombee el aceite hidráulico y distribuya adecuadamente hacia ellos mediante un sistema de mangueras.

### 4.2.1. Selección de bomba hidráulica

La velocidad de desplazamiento en cilindros hidráulicos, en la práctica, son bajas, alcanzando valores no mayores a **1 m/s**. Para equipos de izaje tales como una grúa o una pluma, se recomienda una velocidad de desplazamiento entre 8 a 12 m/min y 1.2 rev/min para movimientos angulares y giratorios.

Considerando la mínima velocidad lineal, el tiempo de extensión es la siguiente:

$$t_{telescopico} = \frac{5}{8 \times \frac{1}{60}} = 37.5 \text{ segundos}$$

Por otro lado, el tiempo para elevar la pluma es el siguiente:

$$t_{angular} = \frac{45 \times \frac{2\pi}{360}}{1.2 \times \frac{2\pi}{60}} = 6.25 \text{ min}$$

Debido a que este último debe ser igual al tiempo que demora el cilindro para elevarlo:

$$v_{carrera} = \frac{1.525 \text{ m}}{6.25 \text{ min}} = 0.244 \text{ m/min}$$

Entonces, el caudal de aceite hidráulico requerido para impulsar dichos cilindros será:

$$Q_{aceite} = Q_{pluma} + Q_{izaje}$$

Dado que los cilindros poseen el mismo diámetro de embolo (80 mm)

$$Q_{aceite} = \frac{\pi(0.08^2)}{4} \times \left(\frac{8}{60}\right) + \frac{\pi(0.10^2)}{4} \times \left(\frac{0.2}{60}\right) = 7.02 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q_{aceite} = 7.02 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \times \left(1000 \frac{\text{l}}{\text{m}^3}\right) \left(60 \frac{\text{s}}{\text{min}}\right) = \mathbf{42.12 \text{ l/min}}$$

La potencia suministrada a la bomba, considerando una eficiencia de **0.85**, será:

$$P_{Pump} = \frac{p_{sistema} \times Q_{aceite}}{\eta_{pump}} = \frac{(7.20 + 80.78) \times 10^2 \times 7.02 \times 10^{-4}}{0.85} = 7.27 \text{ kW}$$

Por tanto, la bomba hidráulica será de paletas y tendrá las siguientes especificaciones técnicas:

Tabla 4.24. Especificaciones de la bomba de paletas (Anexo I)


	Marca	Fher Serie BP03
	Presión Admisible	150 bar
	Caudal otorgado	45 l/min
	Revoluciones	698 RPM

Figura 4.21. Bomba hidráulica de paletas

Asimismo el torque para dicha bomba es:

$$T_{bomba} = \frac{7.27 \times 1000}{\frac{2\pi}{60} \times 698} = 99.46 \text{ N} - m$$

El torque en el Motor eléctrico será entonces:

$$T_{motor} = 69.4 \times \frac{698}{1760} = 39.43 \text{ N} - m$$

Entonces el motor tendrá las siguientes características:

Tabla 4.25. Motor eléctrico para bomba hidráulica (anexo P)

Potencia	Velocidad de giro	Torque	Dimensiones	Peso
7.5 kW	1760 RPM	39.61 N-m	756 x 312 x 317 mm	61.5 kg

#### 4.2.2. Selección de tanque de aceite

El tanque se selecciona en función a la capacidad en volumen de aceite que se necesitará., para ello la selección es la siguiente:

$$V_{Tanque} = k \times Q_{aceite}$$

Donde k es el tiempo de espera del aceite, que es de 6.25 minutos, entonces

$$V_{Tanque} = 6.25 \times 42.12 = 263.25 \text{ l}$$



Por tanto, se escogerá un tanque hidráulico para 300 litros, cuyas dimensiones son de 900 mm de largo, 700 mm de ancho y 600 mm de altura, siendo el modelo de tanque CFP300TRD475 (anexo I). Se considerará que su peso será de 285 kg.

#### 4.3. Selección de motorreductor para rodamiento

Debido al alto torque y las bajas revoluciones del rodamiento para el giro de la pluma telescópica, se optó por la selección de un motorreductor, el adecuado para dichas aplicaciones. En la selección de un motorreductor, se debe cumplir lo siguiente (Bonfiglioli, s/a, 9):

$$P_N = P_{Rod} \times f_s \tag{4.31}$$

Donde  $P_N$  es a potencia nominal,  $P_{Rod}$  es la potencia requerida en el rodamiento, que se determina con lo siguiente:

$$P_{rod} = \frac{M_T \times N \times \pi}{30\eta_t} \tag{4.31}$$

Siento  $N$  el número de revoluciones (1.2 RPM) y  $\eta_t$  la eficiencia de la transmisión, en este caso igual a 0.98 por ser de engranajes. Reemplazando valores se tiene una  $P_{rod} = 0.37 \text{ kW}$

El coeficiente  $f_s$  el factor de servicio, que representa las exigencias el cual este estará sometido, tales como horas trabajadas, variabilidad de carga y eventuales sobrecargas. Este factor se determina a partir del siguiente gráfico (Bonfiglioli, s/a, 11):

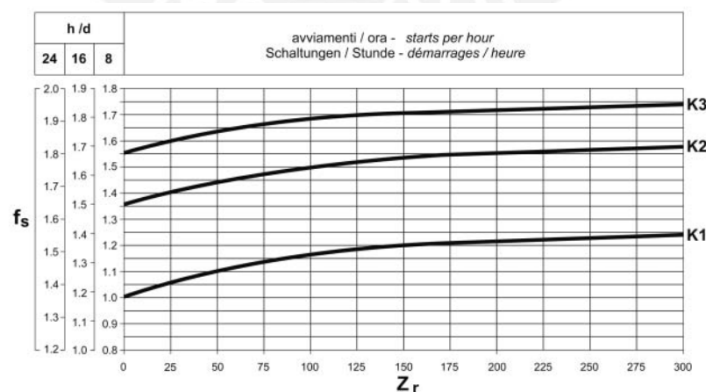


Figura 22. Gráfico  $f_s$  versus números de arranques

En este gráfico, las curvas K1, K2 y K3 están asociadas a la naturaleza del servicio (bajo, medio y alto respectivamente). Para la determinación, se debe hacer una intersección entre el número de arranques/hora ( $Z_r$ ) con la curva K2, siendo la

aplicación de servicio medio. Asimismo, considerando una jornada de 8 horas, se tiene un  $f_s = 1.35$ . Así se tiene que el motorreductor deberá ser superior a **0.505 kW**.

Asimismo, se debe verificar que la Fuerza radial obtenida en la transmisión sea menor que la fuerza nominal del motorreductor seleccionado. Este valor se calcula con la siguiente expresión (Bonfiglioli, s/a, 3):

$$F_{Radial} = \frac{2000 \times (f_s M_{Te}) \times K_r}{d} \quad (4.31)$$

Siendo  $K_r$  la constante de transmisión, siendo 1.25 para engranajes y  $M_{Te}$  el torque en el piñón de ataque. Reemplazando valores se tiene una  $F_{Radial} = 15.37$  kN. Bajo estas condiciones, se escogió el motorreductor modelo A503-173.4-S1-M1LA4 con las siguientes especificaciones:

Tabla 4.26. Especificaciones del motorreductor seleccionado (Anexo J)

Potencia	Peso	Torque nominal	Fuerza Radial nominal	Dimensiones
0.55 kW	66 kg	600 N-m	20 kN	609.5 x 280 x 250 mm

#### 4.4. Selección de Grupo Electrógeno

Para el equipo de descarga neumático, se debe contar con una fuente motriz para que accione los motores eléctricos, por lo que se escogerá un grupo electrógeno. En la selección de este equipo de debe tener en cuenta la energía que debe suministrar para accionar los motores y del nivel de ruido que producirá, lo cual se optó porque sea cubierto. Entonces, la energía necesaria será:

$$P_{Total} = 75 + 0.55 + 7.5 + 7.5 = 90.55 \text{ kW} = 121.38 \text{ HP} \approx 125 \text{ HP}$$

Además, se toma un factor de potencia de **0.85** para determinar la potencia aparente del alternador:

$$Q_{aparente} = 106.53 \text{ kVA}$$

Por lo tanto, el alternador seleccionado tendrá las siguientes especificaciones:

Tabla 4.27. Especificaciones del Grupo electrógeno seleccionado (Anexo J)

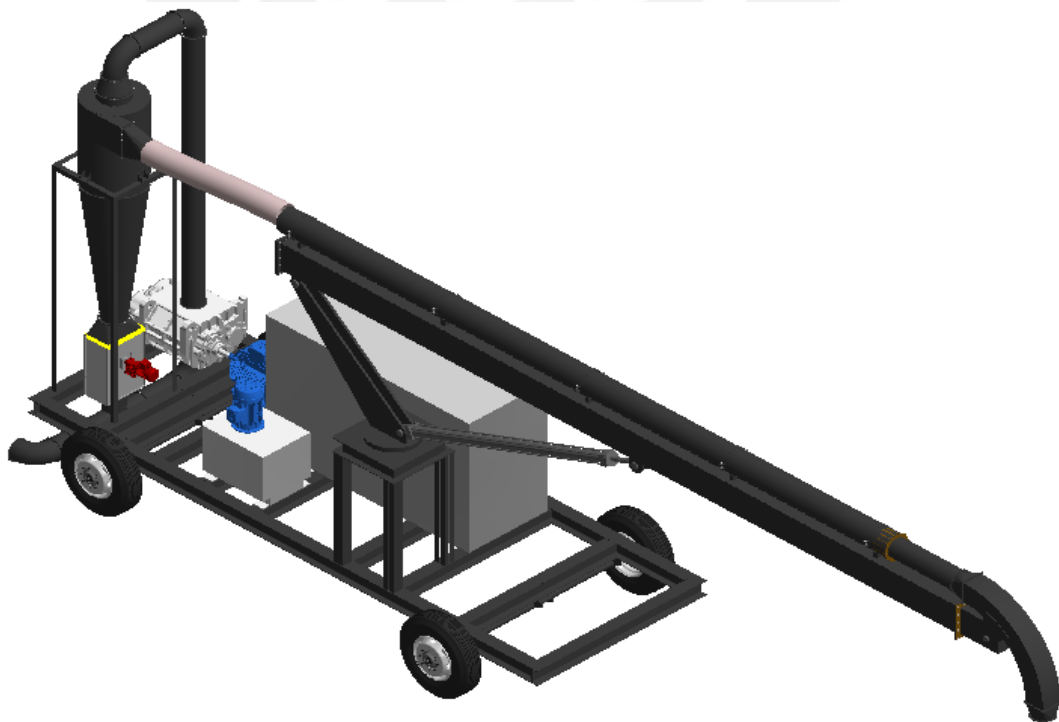
Potencia	Peso	Dimensiones	f	Ruido
103.9 kW // 129.8 kVA	1821 kg	3.0 x 1.15 x 1.77 m	60 Hz	92 dB

## CAPITULO 5

### DISEÑO DE LA ESTRUCTURA PORTANTE

#### 1. Ubicación de equipos

Según lo aplicado en la metodología de diseño aplicado en el segundo capítulo, se propuso la siguiente distribución de cargas:



*Figura 5.1. Distribución esquemática de máquinas y equipos en la estructura*

## 2. Diseño de la estructura portante

Esta sección comprende el diseño de la estructura portante, la cual se conforma por dos estructuras metálicas que soportarán al ciclón y la pluma telescópica, y del bastidor que soportará todos los componentes del descargador.

### 2.1. Dimensionamiento de la estructura del ciclón

Se dimensionó la estructura que soportará al ciclón, considerándolo completamente lleno de granos (tomando en cuenta el más pesado, en este caso el trigo). Para ello, se tienen las siguientes cargas:

Tabla 5.1. Cargas presentes en la Estructura del ciclón

Carga	Símbolo	Unidades	Tipo de carga	Magnitud
Peso del ciclón	$W_{\text{ciclón}}$	kg	Muerta	226.39
Granos	$W_{\text{grano}}$	kg	Viva	714.67
Transición 1	$W_{\text{trans1}}$	kg	Muerta	10.58
Transición 2	$W_{\text{trans2}}$	kg	Muerta	7.954
Transición 3	$W_{\text{trans3}}$	kg	Muerta	10.674
Codo (x2)	$W_{\text{codoaire}}$	kg	Muerta	22.974
Tubería 10"	$W_{\text{tubaire}}$	kg	Muerta	80.948
Válvula Rotativa	$W_{\text{VR}}$	kg	Viva + Impacto	385.00

Empleando la ecuación 1.8 de los factores de carga, se tiene la siguiente carga última:

$$U_{\text{total}} = 1.2(359.52) + 1.6(714.67 + 385 \times 1.2 + 21.85 \times 1.5)$$

$$U_{\text{total}} = 2366.54 \text{ kg}$$

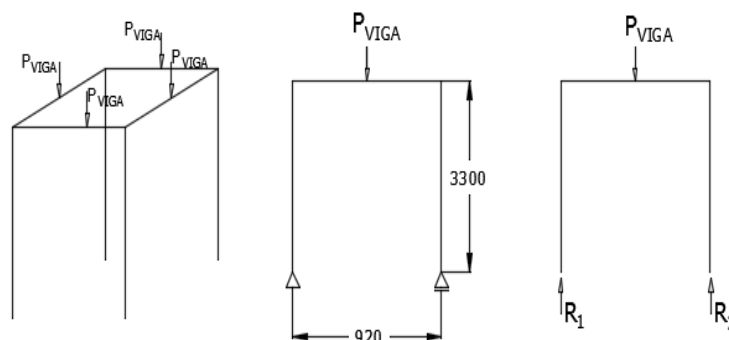


Figura 5.2. Esquema de la estructura y diagrama de cuerpo libre de la estructura del ciclón.

El ciclón se sostiene mediante cuatro soportes y estos se soportan bajo un bastidor de 920 x 920 mm de lado. Asimismo, la estructura se posee 4 columnas de 3.1 metros de altura. Por tanto, la carga por viga es la siguiente:

$$P_{viga} = \frac{U_{total}}{4} = \frac{2366.54 \times 9.81}{4} = 5803.93 \text{ N}$$

Resolviendo el sistema, se tiene que la fuerza cortante máxima es de 1931.22 N y momento máximo es 888.36 N-m para cada viga.

Se realizó la verificación por resistencia a flexión y deformación, considerando que las vigas se son vigas libres, teniendo una deformación admisible  $\delta_{Admviga} = 3.07 \text{ mm}$ .

Para las vigas a flexión, se modificará la ecuación 4.3 para determinar el **momento resistente** ( $W_x$ ), la relación entre el momento de inercia y la distancia al eje neutro:

$$\sigma_f = \frac{M_f y_G}{I_x} = \frac{M_f}{I_x / y_G} = \frac{M_f}{W_x} \quad (5.1)$$

Para determinar el momento resistente de la sección, se emplea la ecuación 4.10, comparando el esfuerzo equivalente con el esfuerzo admisible, tomando un factor de seguridad de 1.5.

$$\frac{M_f}{W_x} \leq \frac{250}{1.5}$$

Reemplazando valores se tiene:  $W_{x \min} = 8.01 \text{ cm}^3$ .

Por tanto, se seleccionó el siguiente perfil angular ASTM A 36 **L 2 1/2" x 2 1/2" x 1/4"** con las siguientes características geométricas:

Tabla 5.2. Especificaciones del perfil seleccionado.

Parámetro	Área de Sección	Momento de inercia	Momento Resistente	Radio de giro	Peso/longitud
Símbolo	$F$	$J_x=J_y$	$W_x=W_y$	$i_x=i_y$	$q_{viga}$
Unidades	$\text{cm}^2$	$\text{cm}^4$	$\text{cm}^3$	cm	kg/m
Valor	7.22	26	5.75	1.895	6.101

Verificando la fluencia de la viga:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{888.36 \times 1000}{5.75 \times 1000}\right)^2 + 3\left(\frac{1931.22}{7.22 \times 100}\right)^2} = 154.57$$

$$FS = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{eq}} = 1.61$$

Para la verificación por deformación, se emplea la siguiente ecuación para calcular la flecha máxima por carga puntual

$$\delta_F = \frac{FL^3}{192EI} \quad (5.2)$$

Reemplazando los valores se obtuvo una flecha de **0.287 mm**.

Asimismo, el perfil seleccionado para las vigas fue uniforme para toda la estructura. Por tal motivo, se empleó el método omega para la verificación de pandeo en las columnas. Para ello, se contó con los siguientes datos:

$\lambda_{columna}$  : Grado de esbeltez de la columna, la relación entre la longitud de pandeo ( $L_p$ ) y el radio de giro del perfil.

$L_p$  : Longitud de pandeo, considerando extremo libre ( $L_p = 2L$ )

Mediante estas relaciones y las propiedades del perfil a verificar se calculó el  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{2 \times 310}{1.22} = 508.20$$

Para la verificación por pandeo empleando método omega, se debe cumplir la siguiente condición:

$$\omega \sigma \leq \sigma_{adm} \quad (5.3)$$

$\omega$  : Coeficiente Omega, valor que depende del grado de esbeltez del material, y se obtiene mediante tablas = 10.55 (Ver anexo L)

$\sigma_{adm}$  : Esfuerzo Admisible del material. Este depende del grado del esbeltez:

$$\sigma_{adm} \begin{cases} 1400 \text{ kgf/cm}^2 \rightarrow \lambda < 100 \text{ (se emplea un FS = 1.77)} \\ 1020 \text{ kgf/cm}^2 \rightarrow \lambda \geq 100 \text{ (se emplea un FS = 2.5)} \end{cases}$$

Por tanto se tiene lo siguiente (la carga de compresión se convierte a kgf):

$$\omega \sigma = 10.55 \times \frac{393.72}{7.22} = 575.32 \text{ kgf/cm}^2 \leq \sigma_{adm}$$

## 2.2. Dimensionamiento de la estructura de la pluma telescópica

De manera análoga a la estructura del ciclón, se determinaron las cargas en la estructura de la pluma telescópica, detallándola en la tabla 5.3. Asimismo, se identificaron las cargas vivas, que representa la pluma telescópica completa y como carga muerta el soporte:

Tabla 5.3. Cargas presentes en la estructura de la pluma telescópica, en N

Descripción	Carga	Tipo de Carga	Impacto	fi	Carga aumentada
Peso Total – pluma*	14372.16	Viva	SI	0.2	17247.31
Momento Total(N-m)*	89932.35	viva	SI	0.2	107918.83
Cilindro 2	2943	viva	SI	0.2	4182.83
Placa soporte	3485.70	Viva	Si	0.2	3485.70
Motorreductor 0.75 kW	647.46	Viva	Si	0.2	776.95
Rodamiento	387.50	Viva	Si	0.2	465.00

\*El peso total de la pluma representa la carga y momento resultante reducidos, de cada componente que conforma la pluma telescópica, en la base del soporte.

La estructura de la pluma telescópica está conformada por dos marcos unidos por dos arriostres de 750 mm como se detalla en la figura 5.3

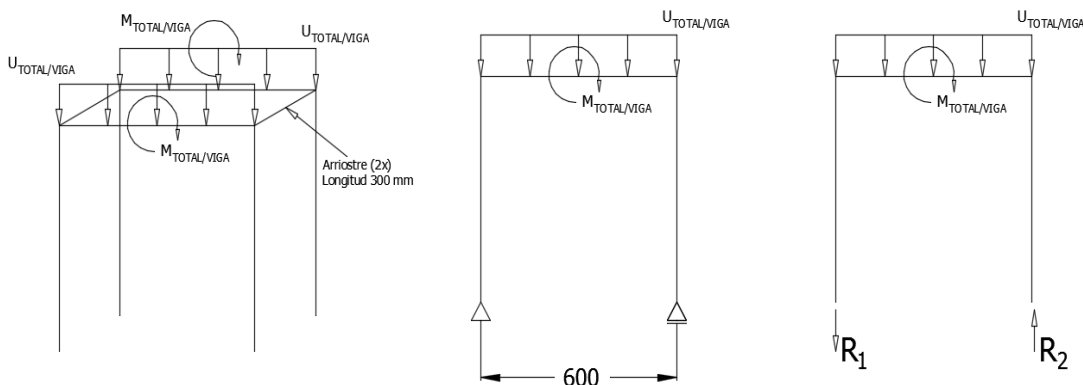


Figura 5.3. DCL de la estructura de la pluma telescópica

Una vez identificadas las cargas, son incrementadas con sus factores correspondientes empleando la ecuación 1.8:

$$U_{total} = 1.2C_D + 1.6C_L = 1.2x0 + 1.6x26203.58 = 41925.73 N$$

Asimismo, debido a que la estructura soporta una carga en voladizo, el momento resultante es aplicado en la estructura a través de la placa soporte:

$$M_u = 1.2x(0) + 1.6x(0.47x4182.83 + 107918.83 + 3531.6x1.69 - 0.4x776.95)$$

$$M_u = 184867.8 N - m$$

La carga total U se considerará distribuida uniformemente a lo largo de la longitud de la viga de 750 mm de largo. y la altura de las columnas es de 1800 mm. Por tanto se tiene lo siguiente:

$$U_{\frac{total}{viga}} = \frac{41925.73}{2(750)} = 27.96 \frac{N}{mm}$$

$$M_{\frac{total}{viga}} = \frac{184253.2}{2} = 92126.60 N - m$$

Resolviendo el marco se tienen las siguientes reacciones:

$$R_1 = 11452.6 \text{ kgf} \quad (\text{Tracción}) \quad R_2 = 13590.3 \text{ kgf} \quad (\text{Compresión})$$

Debido a la alta carga de compresión en una columna, se optó por diseñarla compuesta por varios perfiles, para ello se tienen las siguientes propuestas:

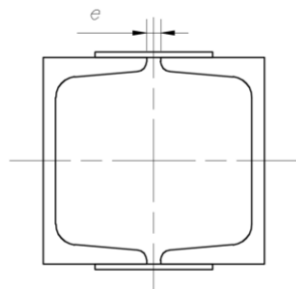


Figura 5.4. Configuración por dos canales C

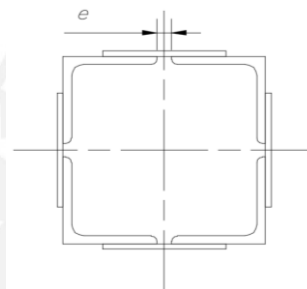


Figura 5.5. Configuración por 4 ángulos

Para la selección de la configuración más viable, se empleó el método omega para el diseño de columnas compuestas, lo cual tiene como factor importante la determinación de  $\omega$ , que depende de los ejes materiales, aquel que corta los perfiles, y los ejes libres.

Para el cálculo el conjunto en un eje material, el análisis es similar al realizado anteriormente en la estructura del ciclón; por otro lado, en el análisis para un eje libre se debe calcular lo siguiente:

$$\lambda_{xi} = \sqrt{\lambda_x^2 + m_x \lambda_1^2} \tag{5.4}$$

$\lambda_{ix}$  : Grado de esbeltez compuesto en el eje x, suponiendo que es eje libre

$\lambda_x$  : Grado de esbeltez de la columna, analizado como eje material

$m_x$  : Número de grupos de configuración de la columna

$\lambda_1$  : Grado de esbeltez individual entre cartelas, no mayor a 50

Una vez obtenido el  $\lambda_{xi}$ , se determina el coeficiente  $\omega_{xi}$  mediante tablas, y la verificación de pandeo se efectúa mediante la ecuación 5.3.

Asimismo, se emplea el Teorema de Steiner para calcular los nuevos radios de giro debido a la configuración a analizar:

$$I_x = I_x^2 + Ad^2 \tag{5.5}$$





$$FS = \frac{250}{\sqrt{\left(\frac{48.03 \times 1000}{342.49 \times 1000}\right)^2 + \left(\frac{133320}{45.68 \times 100}\right)^2}} = \frac{250}{149.07} = 1.677$$

### 2.3. Dimensionamiento del bastidor

#### 2.3.1. Determinación de cargas en la estructura

En la siguiente tabla se tienen los pesos de todas las cargas presentes, considerándolas como cargas distribuidas en dicha estructura. Además, cada carga fue clasificada según carga muerta o viva. Asimismo, se asumirá un peso de 2000 kg para la estructura del bastidor.





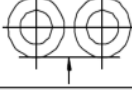

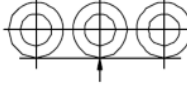
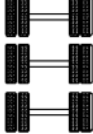
Tabla 5.5. Cargas en el bastidor, en kg

	Descripción	Carga	Tipo	Impacto	f <sub>i</sub>	Carga x f <sub>i</sub>
Línea de transporte neumático	Fluido	736.51	viva	No	0	736.51
	Ciclón	226.39	muerta	-	-	226.39
	Tuberías aire 10"	80.95	muerta	-	-	80.95
	Codos aire	22.97	muerta	-	-	22.97
	Estructura ciclón	120.56	muerta	-	-	120.56
	Válvula rotativa	385.00	viva	SI	0.2	462.00
	Soplador	1034.00	viva	SI	0.2	1240.80
	Motor válvula	61.50	viva	SI	0.5	92.25
	Motor soplador	456.80	viva	SI	0.5	685.20
	Transiciones ciclón	18.53	muerta	-	0	18.53
	Transiciones válvula	21.35	muerta	-	0	21.35
Pluma Telescópica	Pluma telescópica	1465.05	viva	SI	0.2	1758.06
	Cilindro	300.00	viva	SI	0.2	360.00
	Soporte de pluma	355.32	viva	SI	0.2	426.38
	Rodamiento	284.30	muerta	-	0	284.30
	Motorreductor 0.75 kW	39.50	viva	SI	0.2	47.40
	Estructura pluma	66.00	viva	SI	0.5	99.00
	Bomba hidráulica	5.00	viva	SI	0.2	6.00
	Motor bomba	61.50	viva	SI	0.5	92.25
	Generador	1821.00	viva	SI	0.5	2731.50
	Tanque	285.00	Viva	No	0	285.00
Chasis	2000.00	muerta	-	-	2000.00	
	Carga total	9110.72				

El peso bruto de la estructura portante, sin considerar el peso del fluido, es de **9110.72 kg**. Por tanto, es necesario definir la cantidad el número de apoyos que representarán los ejes de equipo. Cada eje, se conforman en base a configuraciones según el reglamento nacional de vehículos de la MTC, lo cual se definen en función a su

capacidad de carga y las más conocidas de aprecian en la siguiente tabla (MTC, 2011, 85):

Tabla 5.6. Configuración de ejes

Conjunto de eje(s)	Nomenclatura	Simbología	Nº de Neumáticos	GRAFICO	Peso máximo por eje(s) (t)
Simple	1RS		02		7
Simple	1RD		04		11
Doble	2RD		08		18
Triple	3RD		12		25

Según se puede observar en la tabla, se emplearán dos ejes simples de configuración 1RS, las cuales su capacidad de peso bruto será de 14 toneladas, un peso superior al del peso del equipo. Asimismo, se recomienda que la separación entre ejes sea mayor a 1200 milímetros.

### 2.3.2. Verificación por resistencia y deformación en largueros

De acuerdo a la tabla 5.5, se tiene una carga muerta y viva total de 2775.05 kg y 9022.35 kg respectivamente. Considerando diseño sismorresistente:

$$C_{LE} = 1.25 \times 9022.35 = 11277.94 \text{ kg}$$

Las cargas en la estructura serán amplificadas por los factores de resistencia empleando la ecuación 1.8:

$$U_{total} = 1.2C_D + 1.6C_{LE}$$

$$U_{total} = 1.2(2775.05) + 1.6(11277.94) = 21374.77 \text{ kg}$$

El peso total aplicado en los dos largueros se aplicará de manera distribuida, de las cuales su magnitud se obtiene de la siguiente forma:

$$U_{total/larguero} = \frac{21374.77}{2} = 10687.39 \text{ kgf}$$

$$W_{dist/larguero} = \frac{10687.39 \text{ kg} \times 9.81 \text{ m/s}^2}{7500 \text{ mm}} = 13.97 \text{ N/mm}$$

Por tanto, se tiene el siguiente DCL del larguero:

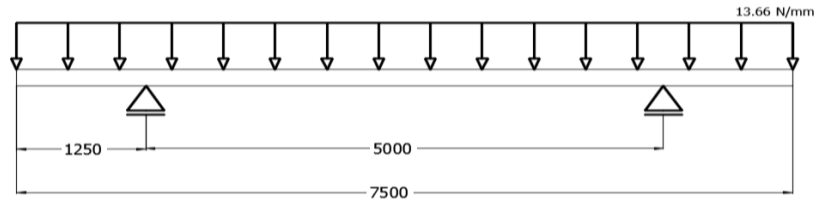


Figura 5.6. DCL del larguero

Mediante las ecuaciones de equilibrio, se determina que la reacción por eje será de 51.24 kN, Entonces, se tienen los siguientes diagramas de fuerzas internas:

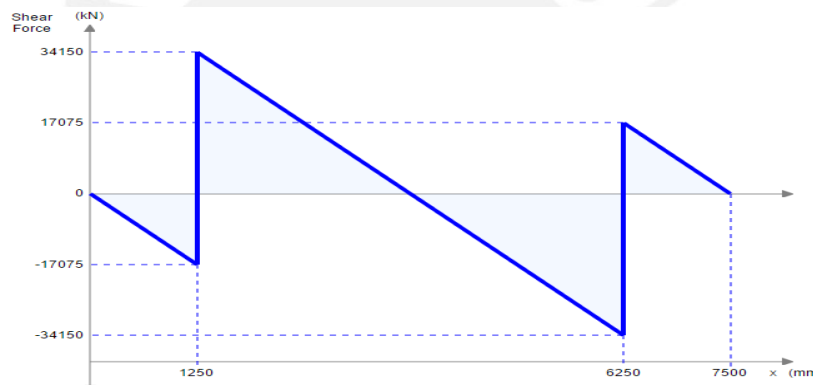


Figura 5.7. Diagrama de Fuerzas cortantes en el larguero

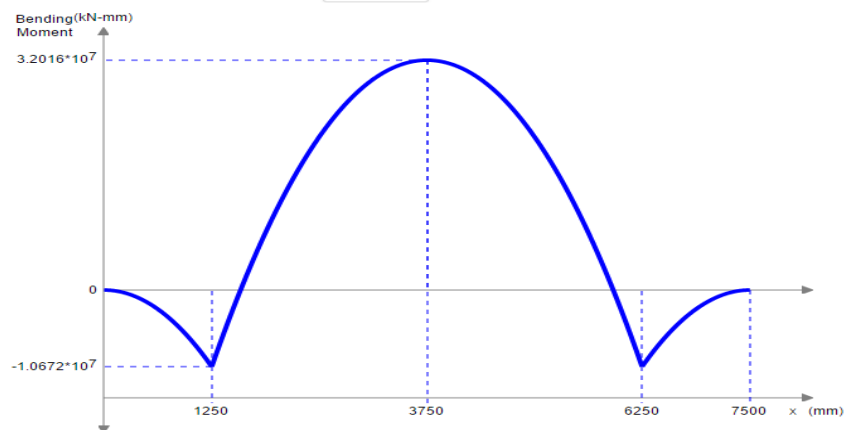


Figura 5.8. Diagrama de Momentos Flectores en el larguero

En cada larguero, el momento máximo es de 32.76 kN-m. Asimismo, cada uno fue diseñado a flexión para un  $FS_R = 1.5$ , teniendo como resultado el siguiente momento resistente mínimo:

$$W_{x \min} = \frac{32.76 \times 10^6 \text{ Nmm}}{250 \text{ N/mm}^2} \times 1.5 = 196.18 \text{ cm}^3$$

Por tanto, se seleccionó un perfil **W 8 x 24 lb/pie**, cuyo momento resistente es de  $342.39 \text{ cm}^3$  de momento de inercia de  $3446.4 \text{ cm}^4$ . Asimismo, se verificó la deflexión de cada larguero con la siguiente expresión:

$$\delta_{\text{larguero}} = \frac{ql_2^4}{24EI} \left[ \frac{5}{16} - \left( \frac{5l_1}{2l_2} \right) + 6 \left( \frac{l_1}{l_2} \right)^2 - 4 \left( \frac{l_1}{l_2} \right)^3 - \left( \frac{l_1}{l_2} \right)^4 \right] \quad (5.8)$$

Donde  $l_1$  es la longitud en voladizo y  $l_2$  la longitud total del larguero. Reemplazando valores se tiene lo siguiente:

$$\delta_{\text{larguero}} = 11.19 \text{ mm}$$

Considerando los largueros como viga libre, se tiene una flecha máxima de 15 mm. Como resultado, el perfil seleccionado es el adecuado pues la flecha calculada es menor.

### 2.3.3. Verificación por estabilidad

Se verificó la estabilidad al volteo por cargas laterales, representadas por cargas de viento. Para ello se empleó la ecuación 1.5 para determinar la presión dinámica del viento, considerando su ubicación en el puerto del Callao, cuya velocidad de viento es de 75 km/h o 20.83 m/s.

El factor de exposición al viento  $K_z$  dependerá de la altura que alcanza la pluma, cuando la pluma telescópica elevada a  $45^\circ$ . Dicho factor será de 1.31, por considerarse que se expone a vientos que vienen desde mar adentro. Entonces:

$$q_z = 0.613 \times 1.31 \times 1 \times 0.85 \times 20.83^2 = 296.26 \text{ N/mm}^2$$

Se determinó el coeficiente de fuerza neta  $C_f$  que está en función de las dimensiones de la superficie vertical en contacto con el aire ( $s$ ), separación al suelo ( $h$ ), el ancho de la superficie ( $B$ ) y la dirección del viento que choca con dicha superficie.

$$s = 5 \text{ m}; h = 18 \text{ m}; B = 20 \text{ m}$$

$$s/h = 5/18 = 0.278 \approx 0.3 \quad ; \quad B/s = 20/5 = 4$$

De acuerdo al anexo F, se tiene un  $C_f = 1.8$ .

Para llevar a cabo la evaluación por estabilidad, se necesitan principalmente el peso total y el centro de gravedad del descargador, además del área proyectada donde el viento actúa sobre este. Entonces, se analizaron en las posiciones más críticas: horizontal e inclinada.

En las figuras 5.9 y 5.10 se muestran las áreas proyectadas laterales y posteriores del equipo para ambas posiciones iguales a  $25 \text{ m}^2$  y  $7 \text{ m}^2$  respectivamente.

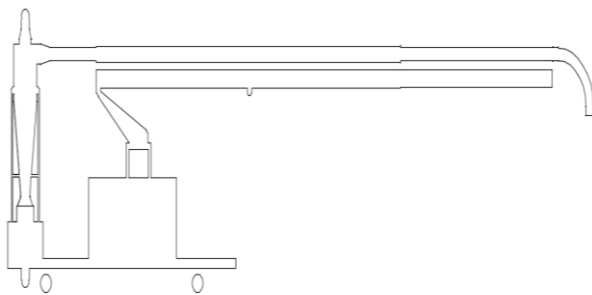


Figura 5.9. Área proyectada lateral del equipo descargador

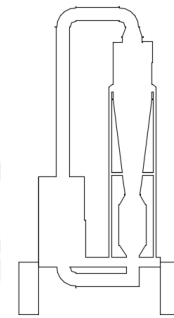


Figura 5.10. Área proyectada posterior del equipo descargador

Entonces la carga de viento, para cada área proyectada, está dada por la siguiente:

$$C_{W \text{ Lateral}} = 296.26 \times 0.85 \times 1.8 \times 25 = \mathbf{11331.95 \text{ N}}$$

$$C_{W \text{ Posterior}} = 296.26 \times 0.85 \times 1.8 \times 7 = \mathbf{2776.67 \text{ N}}$$

Determinados los pesos de cada elemento del descargador, centro de gravedad  $\bar{G}$  para las posiciones en análisis son las siguientes:

$$\bar{G}_{\text{Horizontal}}: X_G = 4.20 \text{ m} ; Y_G = 1.50 \text{ m} ; Z_G = 2.03 \text{ m}$$

$$\bar{G}_{\text{Inclinada}}: X_G = 3.81 \text{ m} ; Y_G = 1.50 \text{ m} ; Z_G = 2.91 \text{ m}$$

El primer instante crítico se presenta cuando la pluma se encuentra inclinada mientras que el viento ejerce fuerza en el área lateral del equipo. Se consideró el caso más desfavorable para la combinación de los factores de carga, empleando la (1.10):

$$U_{\text{total}} = 1.2(2775.05) + 0.5(11277.94) = 8969.04 \text{ kg} = 87986.24 \text{ N}$$

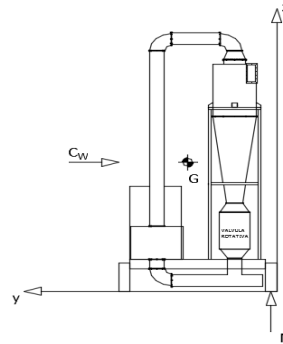


Figura 5.11. DCL del equipo descargador en volcadura inminente.

Asimismo, la carga de viento amplificada será:

$$C_{W \text{ Lateral}}' = 1.3 C_{W \text{ Lateral}} = 1.3 \times 11331.95 = 14731.38 \text{ N}$$

Las llantas se encuentran separadas 2.5 metros. Entonces, para mantener en equilibrio al equipo descargador, se debe calcular el momento máximo con la cual el descargador volcaría. Para ello, se hará equilibrio de momentos en el punto pivote:

$$M_{\text{máx. estable}} = \frac{87986.24 \times 1.50}{1000} = 131.98 \text{ kN} - \text{m}$$

El momento causado por la fuerza de viento es:

$$M_{\text{viento}} = \frac{14731.38 \times 2.91}{1000} = 42.87 \text{ kN} - \text{m}$$

Debido a que el momento generado por el viento no supera al momento máximo estable del equipo, quiere decir que el descargador neumático no volcará por la carga de viento.

El segundo instante crítico se presenta cuando el equipo se encuentra horizontal y el viento ejerce fuerza desde el lado posterior de este.

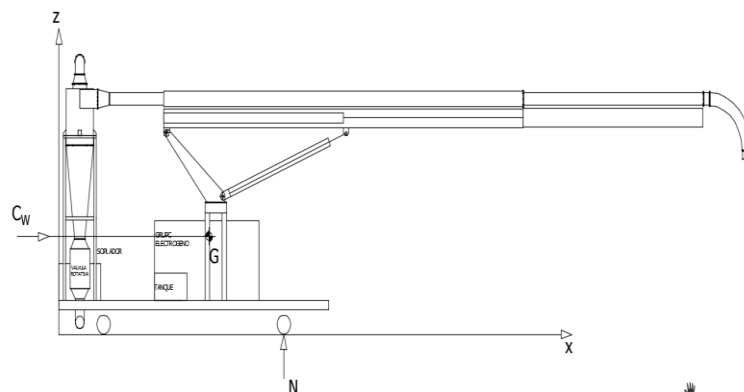


Figura 5.12. DCL del descargador en movimiento inminente – segundo caso

Análogamente a lo anterior, la carga de viento amplificada será:

$$C_{W \text{ Posterior}}' = 3609.67 \text{ N}$$

Para este escenario, el momento máximo es:

$$M_{\text{máx. estable}} = \frac{87986.24 \times (6.25 - 4.2)}{1000} = 214.69 \text{ kN} - \text{m}$$

Y el momento causado por la fuerza de viento es:

$$M_{\text{viento}} = \frac{3609.67 \times 2.05}{1000} = 5.41 \text{ kN} - \text{m}$$

Como el momento debido a la carga de viento resulta también menor al máximo, el equipo descargador no fallará por estabilidad al vuelco.

Por otro lado, se verificó la estabilidad cuando la pluma rota. Para este caso, se consideró la ubicación de la pluma rotada cuando está a 90° como se muestra a continuación:

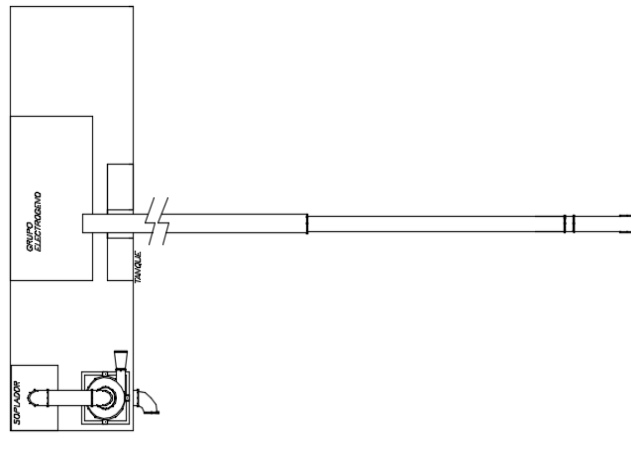


Figura 5.13. Equipo de descarga neumático con Pluma rotada a 90°

En este caso, los casos más críticos se dan cuando la pluma se encuentra retraída y extendida, teniendo los siguientes centros de gravedad:

$$\bar{G}_{\text{Horizontal Retraído}}: X_G = 3.22 \text{ m} ; Y_G = 0.74 \text{ m} ; Z_G = 2.03 \text{ m}$$

$$\bar{G}_{\text{Horizontal Extendido}}: X_G = 3.22 \text{ m} ; Y_G = 0.52 \text{ m} ; Z_G = 2.03 \text{ m}$$



$$\bar{G}_{Inclinado\ Extendido}: X_G = 3.22\ m ; Y_G = 0.89\ m ; Z_G = 2.91\ m$$

Por tanto, el momento máximo a la estabilidad para cada posición de la pluma está dada por la siguiente:

$$M_{m\acute{a}x.estable1} = \frac{87986.24 \times (0.74)}{1000} = 65.11\ kN - m$$

$$M_{m\acute{a}x.estable2} = \frac{87986.24 \times (0.52)}{1000} = 45.75\ kN - m$$

$$M_{m\acute{a}x.estable3} = \frac{87986.24 \times (0.89)}{1000} = 78.31\ kN - m$$

La carga de viento actúa sobre el área lateral del equipo para ambas posiciones:

$$M_{viento1} = \frac{14731.38 \times 2.03}{1000} = 29.90\ kN - m$$

$$M_{viento2} = \frac{14731.38 \times 2.91}{1000} = 42.87\ kN - m$$

De acuerdo a los resultados, el equipo de descarga es estable en las posiciones más críticas cuando la pluma gira a 90°.

### 3. Selección de accesorios

#### 3.1. Selección de ejes y llantas

Los ejes son los que permiten soportar el peso del equipo de descarga neumático, las cuales se seleccionan en función a su capacidad de carga y seleccionó cada uno en función a la capacidad de 9000 kg (ver anexo M).



Figura 5.14. Eje para el descargador, marca SAF HOLLAND B19



Figura 5.15. Llanta para remolque G288 MSA - 275/70R22.5 (anexo M)

Igualmente, para la selección de las llantas adecuadas para un correcto funcionamiento al momento de desplazarse se consideran factores como el calor, tipo de

superficie (en este caso se supondrá que estará en suelo liso), presión de neumáticos. Emplearemos llantas GoodYear G288 MSA de tipo 275/70R22.5, cuya capacidad de carga es de 3150 kg y un diámetro de 37.9” y se puede apreciar en la figura 5.14.

### 3.2. Selección de patas estabilizadoras

Además del análisis por estabilidad, es necesario el empleo un sistema de patas estabilizadoras y así aumentar el momento de estabilidad máxima en caso exista alguna carga lateral no prevista. Su selección depende de la carga que va a soportar y la carrera de salida de la pata. El accionamiento será manual y será de la marca Jost Modul CH Heavy Duty con las siguientes especificaciones:

Tabla 5.15. Especificaciones de las patas estabilizadoras (anexo M)


	Capacidad de carga	24 toneladas
	Altura de pata	940 mm
	Carrera	560 mm
	Tipo de manivela	JS U101
	Longitud de árbol de transmisión	1340 mm
	Radio de giro	356 mm

Figura 5.16. Estabilizador

Nota. Las patas estabilizadoras se colocaran en los extremos del bastidor.

## 4. Costo estimado del Proyecto

El costo del equipo de descarga neumático está conformado por los siguientes subtotales: materiales, equipos seleccionados, accesorios auxiliares, costo de diseño y costos adicionales (montaje de equipo) que representarán un 10% del total.

### 4.1. Costo de Fabricación de diseños

En esta sección se divide en tres subtotales: el costo por tuberías de la línea de transporte neumático, la pluma telescópica y la estructura portante. Asimismo, se consideró un prorrato estimado de \$ 3.00 por kilogramo, en donde se incluye el costo por los insumos, mano de obra para la fabricación de la pluma y bastidor), y un porcentaje del costo total debido a pernería, soldadura y pintura.

El costo por la línea de transporte neumático se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 5.16. Costo por la fabricación de la línea de transporte neumático

Tubería	Peso/Longitud (kg/m)	Longitud Total (m)	Long. Comercial (m)	Peso (kg)	Costo (\$)
Tubería 10 " Sch 5	23.128	22.50	24	555.07	\$ 1,665.22
Tubería 12 " Sch 5	31.956	10.00	12	383.47	\$ 1,150.42
Flexible 10"	1.7858	16	16	28.57	\$ 85.72
Subtotal					\$ 2,901.35
Accesorios Línea Neumática	Cantidad	Peso/unidad (kg)	Peso (kg)	Costo (\$)	
Codos	6	11.396	68.38	\$ 205.13	
Transiciones codo principal	2	6.519	13.04	\$ 39.11	
Transición Entrada ciclón	1	10.579	10.58	\$ 31.74	
Transición Salida Ciclón Superior	1	7.946	7.95	\$ 23.84	
Transición Salida Ciclón Inferior	1	11.079	11.08	\$ 33.24	
Tee	1	25.881	25.88	\$ 77.64	
Codo Principal	1	72.157	72.16	\$ 216.47	
Ciclón Sección Cilíndrica	1	122.972	122.97	\$ 368.92	
Ciclón Sección Cónica	1	100.357	100.36	\$ 301.07	
Subtotal					\$ 1,297.16
Otros (pernos, pines, bocinas, soldadura) = 3%					\$ 125.96
Total					\$ 4,324.46

El costo por la fabricación de la pluma telescópica se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 5.17. Costo por la fabricación de la pluma telescópica

Descripción	Plancha Comercial	Cant.	Peso/pl. (kg)	Peso (kg)	Costo (\$)
Plumín Móvil	1.2 m x 2.4 m x 3 mm	3	67.82	203.47	\$ 610.42
Pluma Fija	1.2 m x 2.4 m x 5 mm	5	113.04	565.20	\$ 1,695.60
Soporte de Pluma + Apoyos (2x) +Base Cilindro Hidráulico	1.2 m x 2.4 m x 32 mm	1	723.46	723.46	\$ 2,170.37
Patín Cajón	-	1	-	33.67	\$ 101.02
Patín Redondo	-	1	-	37.10	\$ 111.29
Rodamiento	-	1	-	37.50	\$ 200.00
Otros (pernos, pines, bocinas, soldadura) = 5%					\$ 244.43
Total					\$ 5,133.13

Y finalmente, el costo por la estructura se muestra a continuación:

Tabla 5.18. Costo por la fabricación del Bastidor

Perfil Seleccionado	Peso/Longitud	Longitud Total	Longitud Comercial	Peso	Costo
L 2" x 2" x 1/4"	6.101	42.80	48	292.85	\$ 878.54
W 8" x 24 lb/pie	35.72	47.96	48	1714.56	\$ 5,143.68
Otros (pernos, pines, bocinas, soldadura) = 3%					\$ 180.67
Total					\$ 6,202.89

#### 4.2. Costo de Equipos

Está conformado por el sistema eléctrico, hidráulico, y neumático, cuyos costos se obtuvieron a partir de catálogos y llamadas a proveedores.

Tabla 5.19. Costo de equipos

Sistema Eléctrico		Sistema Hidráulico		Sistema Neumático	
Descripción	Costo	Descripción	Costo	Descripción	Costo
Motor Soplador 75 kW	\$ 9,568.37	Cilindro Telescópico	\$ 1,500.00	Válvula Rotativa	\$ 3,000.00
Motor Válvula Rotativa 7.5 kW	\$ 1,246.87	Cilindro Angular	\$ 1,200.00	Soplador	\$ 7,500.00
Motor Bomba Hidráulica 15 kW	\$ 1,246.87	Bomba Hidráulica	\$ 300.00		
Motorreductor 0.55 kW	\$ 850.00	Tanque	\$ 400.00		
Grupo Electrónico	\$ 12,583.85				
Subtotal	\$ 25,495.96	Subtotal	\$ 3,400.00	Subtotal	\$ 10,500.00

#### 4.3. Costo de accesorios

Los accesorios del descargador están conformados por los ejes, llantas y el sistema de patas estabilizadoras, cuyo costo se obtuvo de catálogos y consultas con los proveedores

Tabla 5.20. Costo de accesorios del bastidor

Descripción	Cantidad	Precio Unitario	Costo (\$)
Patas Estabilizadoras	4	125	\$ 500.00
Llantas	4	500	\$ 2,000.00
Eje	2	4000	\$ 8,000.00
		Total	\$ 10,500.00

#### 4.4. Costo de Diseño

Representa el tiempo que ha tomado desarrollar el proyecto, considerando un costo horario de \$ 6.00 y un período de 8 meses (1 mes = 30 días).

5.21. Costo de Diseño

Costo horario	Horas diarias	Meses	Costo (\$)
\$ 6.00	6	8	\$ 8,640.00

#### 4.5. Costo Total

Una vez determinado los subtotales cotizados, se agregó un 20% por costos adicionales no evaluados, tales como instalación de sistema eléctrico, control e hidráulico. El costo, sin considerar IGV, se muestra a continuación.

Tabla 5.22. Costo total del Proyecto

Diseños estructurales	\$ 15,660.48
Equipos	\$ 39,395.96
Accesorios	\$ 10,500.00
Diseño	\$ 8,640.00
Adicionales = 20%	\$ 14,839.29
<b>Total (sin IGV)</b>	<b>\$ 89,035.73</b>

#### 4.6. Tiempo Estimado de Operación

Para estimar el tiempo de descarga, se consideró el tiempo de descarga ( $t_{des}$ ) y de movimientos de la pluma ( $t_{mov}$ ) en la siguiente expresión:

$$t_{op} = t_{mov} + t_{des} + t_m \quad (5.9)$$

Donde  $t_m$  representa los tiempos muertos debidos a descansos, que representará el 5% del tiempo de descarga. Asimismo, el tiempo de movimientos será amplificado un 20% debido a que en la operación se debe ubicar la pluma en una posición ideal. Asimismo, se consideró un navío de doble bodega (30 m largo, 15 m de ancho y 9 m de altura) el ángulo de rotación de la pluma telescópica sea de  $65^\circ$  para que el descargador pueda operar sin la necesidad de desplazarse, dando lugar a lo siguiente:

$$t_{mov} = 2 (t_{angular} + t_{telescopico} + 2t_{giratorio}) \times 1.5 = 74.17 \text{ min}$$

Para el tiempo de descarga, se consideró que cada bodega ( $4000 \text{ m}^3$ ) se encuentra llena en su totalidad y en la siguiente tabla se muestra el tiempo de descarga por material:

Tabla 5.23. Tiempo de operación por material

	Avena	Maíz	Sémola	Trigo	Café
Volumen/bodega ( $\text{m}^3$ )	4000	4000	4000	4000	4000
Densidad del grano ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	400.45	720.81	528.59	768.86	672.75
Peso almacenado (TM)	1601.79	2883.23	2114.37	3075.44	2691.01
Capacidad (TM/h)	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00
$t_{mov}$ (horas)	1.24	1.24	1.24	1.24	1.24
$t_{des}$ (horas)	16.02	28.83	21.14	30.75	26.91
$t_{op/Bodega}$ (horas)	18.30	31.76	23.68	33.78	29.74
$t_{op}$ (horas)	36.60	63.51	47.37	67.55	59.48
$t_{op}$ (días)	4.58	7.94	5.92	8.44	7.43

#### 4.7. Costo de operación

En esta sección se determinará el costo por la descarga del equipo. Para ello se consideró el costo de operación (incluido instalación y montaje), combustible, mano de obra, mantenimiento, devaluación del equipo para un periodo de 5 años. Entonces se tiene lo siguiente:

Tabla 5.24. Costo de operación del Equipo de descarga neumático por tonelada de grano

Carga almacenada promedio (TM)	5000		
Energía Grupo electrógeno (kW)	109.6		
Tiempo Operación (horas)	55		
Consumo Energético (kW-h)	6028		
Precio Combustible Diesel (S/. / litro)	S/. 3.41		
<b>Costo Combustible/TMgrano</b>	<b>\$ 1.17</b>		
Costo Horario MOD			
Operario	\$ 5.36	Cantidad	1
Técnicos	\$ 3.57	Cantidad	3
<b>Costo MOD/TMgrano</b>	<b>\$ 0.18</b>		
Costo Mantenimiento			
Cambio de sellos y filtros G.E (cada 250 horas).	\$ 1,200.00	Costo/TMgrano	<b>\$ 2.80</b>
Lubricación y engrase (cada 250 horas)	\$ 50.00	Costo/TMgrano	<b>\$ 0.07</b>
Cambio de llantas (cada 500 horas)	\$ 2,000.00	Costo/TMgrano	<b>\$ 2.34</b>
<b>Depreciación de Equipo 5 años/TMgrano</b>	<b>\$ 0.03</b>		
<b>Costo de Operación/TMgrano</b>	<b>\$ 6.59</b>		

Considerando los mismos factores en base al equipo Walinga 8614, cuyo costo es de \$ 225,000.00 (anexo C), exceptuando la operación y el costo energético, se tiene el siguiente comportamiento de costos en función a la capacidad de transporte:

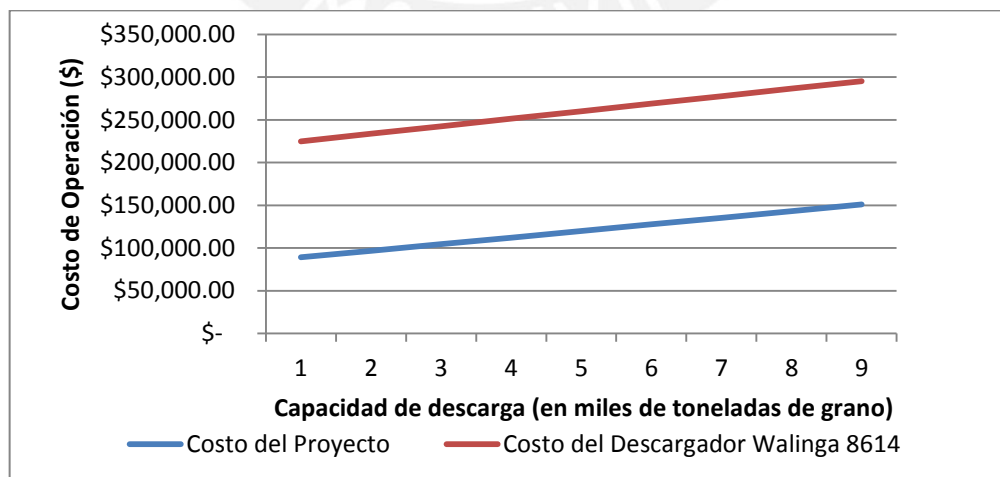


Figura 5.17. Costo de Operación de los equipos de descarga

## CONCLUSIONES

1. El equipo de descarga neumático de granos se presenta como la alternativa más óptima pues cumple con las exigencias técnico – económicas principales esperadas pues se tuvo un equipo que no supera las 15 toneladas, realiza el mínimo de movimientos suficientes (3) para que el sistema de ductos pueda llegar a la bodega del navío y requiere menos energía que los equipos ya existentes en el mercado. Asimismo, resulta económicamente más viable.
2. Con respecto al diseño de la pluma telescópica, si bien es cierto que los factores de seguridad obtenidos en los análisis por fluencia y fatiga superan los valores recomendados, indicando un sobredimensionamiento, es justificado para minimizar las deflexiones originadas por las cargas debido al sistema de ductos. Asimismo, debido a la alta relación longitud/sección de ciertos elementos en análisis, fue necesario estimar un peso para cada uno y agregarlos al análisis. Se puede concluir que el factor principal en un diseño de una pluma para este tipo de aplicaciones es la verificación por deformación.
3. Con el fin de brindar versatilidad al sistema de ductos de la línea de transporte, la pluma telescópica está diseñada con el fin de realizar tres movimientos: lineal, angular y giratorio. Esto ha sido evaluando la posiciones más críticas y verificando que sea estable al volteo. Sin embargo, es necesario que, adicionalmente, se diseñe un sistema de control – ya sea hidráulico para impulsar y controlar la carrera de los cilindros hidráulicos como electrónico para invertir el sentido de giro del motorreductor y así rotar la pluma telescópica.
4. La distribución de la línea de transporte, la pluma telescópica y equipos motrices permitió a que el equipo de descarga neumático sea capaz de no fallar por estabilidad debido a una carga lateral en sus posiciones más críticas. No obstante, este debe estar emplazado con sus patas estabilizadoras al momento de la operación. Aun cuando dichas no fueron consideradas en el análisis de estabilidad, su uso es vital para prevenir alguna carga lateral no prevista, tales como algún choque causado por accidente o irregularidades del suelo.
5. Con respecto al diseño de la línea de transporte neumático, la energía requerida fue muy similar para los granos seleccionados, siendo ligeramente más crítico la sémola. Se puede concluir que, para una misma línea de transporte neumático, mientras más ligero sea el producto a transportar y menor su tamaño de partícula, mayor energía se requerirá.

6. De acuerdo con los resultados obtenidos en el dimensionamiento del ciclón, a eficiencia de recolección resulta 100%, intuyendo a que el ciclón es capaz de separar completamente los granos de la corriente de aire, por lo que no se consideró de un sistema de filtración. Asimismo, se puede inferir que a mayor tamaño de partícula, la separación será más eficaz.
7. En el diseño de las estructuras metálicas como del bastidor, se puede concluir que es importante identificar el comportamiento de la carga (muerta o viva) y el efecto que tendría sobre éstas. Asimismo, mediante el método de factores de cargas, es necesario evaluar cada escenario propuesto en función a la combinación de cargas e identificar la más crítica.
8. El costo del proyecto es aproximadamente \$ 90,000.00 empleando los costos promedio existentes en el mercado, y que es posible optimizarse realizando una evaluación de proveedores para la adquisición de los equipos de transporte neumático, sistemas eléctricos e hidráulicos.



## RECOMENDACIONES

- Los diseños de la pluma telescópica y la estructura portante fueron realizado a partir de los conceptos de resistencia de materiales; asimismo, se recomendaría realizar el mismo diseño realizando simulación numérica y/o elementos finitos con el fin de comprobar los resultados obtenidos en la tesis.
- Se recomienda que el área de trabajo donde el equipo de descarga va a localizarse se tengan elementos y señales de seguridad para la maniobra del remolcador, espacio cercado para que personal no autorizado ingrese, y así evitando accidentes.
- En la línea de impulsión de granos, se definió que su alcance sea de diez metros con respecto a la salida del descargador. Esto quiere decir que en el puerto debe existir un contenedor a dicha distancia. Por otro lado, en caso sea lo contrario, es posible modificar dicha línea de presión positiva para que los granos lleguen a su depósito cambiando la dirección del sistema de conductos, siempre y cuando la caída de presión en dicha línea no supere a la calculada.
- Si bien es cierto se escogieron los productos que se tiene mayor influencia con respecto a demanda nacional tales como el trigo, café, maíz, arroz y sémola, existe la posibilidad de que la línea de transporte neumático pueda transportar otros granos aparte de ellos si sus características físicas sean similares.
- Con respecto a la selección del grupo electrógeno, se pudo escoger el mismo modelo sin cubierta insonorizada, volviéndolo más liviano; sin embargo, es recomendable que para estas aplicaciones se seleccione un G.E. con cubierta los operarios se encuentran cerca al equipo al momento de la operación, siendo más susceptibles a los altos niveles de ruido provocados por este.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ENGINEERING EQUIPMENT USERS ASSOCIATION  
1974 "Transporte Neumático". *Transporte Neumático de materiales pulverulentos*.
- NEIDIGH, Scott  
S/A *Introduction to the Theoretical and Practical Principles of Pneumatic Conveying*
- STOESS, H. A.  
1970 *Pneumatic Conveying*
- COZ PANCORBO, Federico  
2001 *Ventilación Industrial*. Material de enseñanza. Lima: PUCP
- CABREJOS, F., JOFRE, R., ROJAS, J.  
2004 *Transporte neumático de materiales sólidos a granel*.
- COTAQUISPE ZEVALLOS, Luis Orlando  
2013 *Diseño de Equipos de Transporte y Almacenamiento*. Material de enseñanza. Lima: PUCP.
- MCCORMAC, Jack  
1996 *Diseño de Estructuras de Acero Método LRFD*.
- AMERICAN SOCIETY OF CIVIL ENGINEERS  
2010 *Minimum Design Loads for Buildings and other Structures*.
- INSTITUTO NACIONAL DE INVESTIGACIÓN Y NORMALIZACIÓN DE VIVIENDAS – ININVI  
1985 *Norma Técnica de Edificación E.030. Diseño Sismorresistente*.
- MINISTERIO DE TRANSPORTES Y COMUNICACIONES  
2005 "Capítulo 4: Limitaciones Técnicas de los puertos y proyectos propuestos". *Plan Intermodal de Transportes del Perú*.
- COMISIÓN DE TRANSPORTES Y COMUNICACIONES  
2006 *Puertos peruanos: Realidad 2006; proyecciones al 2011*
- ASSUREIRA, Estela  
2012 *Tablas y gráficos de Mecánica de Fluidos*. Material de enseñanza. Lima: PUCP
- ECHEVERRI LONDOÑO, Carlos Alberto  
2006 *Diseño Óptimo de ciclones*
- CASTEJON VILELA, Emilio  
S/A *Extracción Localizada*
- GÓMEZ, Daniel. GRAGERA, Daniel  
S/A *Estudio de pluma telescópica para grúa autopropulsada*
- HIBBELER, R.C.  
1995 *Mecánica de Materiales Primera Edición*.
- GILES, Ranald; EVETT, Jack; LIU, Cheng  
1994 *Mecánica de los fluidos e hidráulica*

RODRIGUEZ HERNANDEZ, Jorge  
2011 "Capítulo 3: Fatiga". *Resistencia de Materiales 2*. Material de enseñanza. Lima: PUCP

RODRIGUEZ HERNANDEZ, Jorge  
2011 "Capítulo 6: Pandeo". *Resistencia de Materiales 2*. Material de enseñanza. Lima: PUCP

NONAST, Robert  
1993 *El Proyectista de Estructuras Metálicas*.

PAULSEN MOSCOSO, Kurt  
2012 "Unión entre eje y cubo". *Elementos de Máquinas*. Material de enseñanza. Lima: PUCP

PAULSEN MOSCOSO, Kurt  
2012 "Uniones Soldadas". *Elementos de Máquinas*. Material de enseñanza. Lima: PUCP

BARRIGA GAMARRA, Benjamín  
2014 *Curso de Hidráulica Industrial*. Material de enseñanza. Lima: PUCP

MINISTERIO DE TRANSPORTES Y COMUNICACIONES  
2011 *Reglamento Nacional de vehículos*

### Catálogos de Consulta y Selección

ASTILLEROS MURUETA  
S/A *Dimensiones de buques*. Especificaciones. Catálogo de consulta.

WALINGA  
S/A *8614 Ship Unloader*. *Especificaciones Técnicas*. Catálogo de consulta.

SUPER PORTABLE SHIP UNLOADERS  
2005 *General Especifications*. Catálogo de consulta

GE Energy  
2012 *Roots RAS-J Air & RGS-J Gas Blowers*. *Especificaciones Técnicas*. Catálogo de selección.

COPERION  
2013 "Rotary Valves". *Compounding & Extrusion. Materials Handling*. *Especificaciones Técnicas*. Catálogo de selección.

DISTRIBUIDORA METALICA S.A. DE C.V.  
S/A *Tubería, conexiones y válvulas de acero*. *Especificaciones Técnicas*. Catálogo de selección.

HOSECRAFT USA  
2004 *TD1 Thermoplastic Rubber Coated Duct Hose*. *Especificaciones Técnicas*. Catálogo de selección.

ARPOL  
S/A *Uniones Flexibles para tuberías*. *Especificaciones Técnicas*. Catálogo de selección.

- WEG  
S/A *Motores Eléctricos de Baja Tensión. Especificaciones Técnicas.* Catálogo de selección.
- BONFIGLIOLI RIDUTORI  
S/A *A series – Reductor ortogonal de engranajes. Especificaciones Técnicas.* Catálogo de selección.
- FIERRO TRADI S.A.  
2012 *Catálogo 2012. 7ma edición.* Catálogo de selección.
- ROTHERDE  
2007 *Slewing Bearings.* Catálogo de selección
- FHER  
S/A *Bombas hidráulicas de paletas para camión.* Catálogo de selección.
- HERION SYSTEMTECHNICK GMBH  
S/A *LHZ type hydraulic cylinder. Especificaciones Técnicas.* Catálogo de selección.
- DICSA  
2014 *Componentes hidráulicos y neumáticos.* Catálogo de selección.
- PRAMAC  
S/A *Energy Generation.* Catálogo de productos.
- WALRAVEN  
S/A *Sistemas de fijación. BIS Abrazaderas Metálicas.* Catálogo de selección.
- JOST MODUL C  
S/A *Patatas de apoyo para aplicaciones especiales. Especificaciones Técnicas.* Catálogo de selección.
- GOODYEAR  
S/A *Mixed service commercial truck tires. Especificaciones Técnicas.* Catálogo de selección.
- SAF HOLLAND  
S/A *Trailer axle and suspension systems. Especificaciones Técnicas.* Catálogo de selección. [ww1.safholland.nl](http://ww1.safholland.nl)