

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción**

“Diseño de un Sistema Rompesacos con Sistema de Desempolvado  
Acoplado al Sistema Central de la Planta”

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo la obtención del Título de:

**Ingeniero Mecánico**

Presentado por:

Joel Antonio Montoya Huayamabe

Jonathan Adrián Heredia Lucero

**GUAYAQUIL – ECUADOR**

Año: 2020

## DEDICATORIA

Le dedico este proyecto a mi familia, Stephania y Matías, por representar mi mayor motivación y apoyo incondicional. A mi mamá y a mi hermana por sus consejos, por encaminarme a ser una mejor persona. Finalmente, a mi querida ESPOL, por todo el aprendizaje continuo recibido en ella a lo largo de mi carrera.  
*Jonathan Heredia.*

Este trabajo de grado se lo dedico a mis padres William y María, por brindarme el apoyo necesario durante mi etapa como estudiante, a mi hermano Jorge por darme palabras de aliento para superarme día a día, y finalmente a la ESPOL por recibirme y transmitir sus conocimientos a través de sus docentes.  
*Joel Montoya.*

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a Dios principalmente por las oportunidades, por mi salud y la de los míos. A mi familia, por su gran amor y apoyo incondicional. Finalmente, agradezco a todos y cada uno de los docentes, con especial mención en nuestros tutores, MSc. Ernesto Martínez y PhD. Emerita Delgado, quienes de alguna manera u otra contribuyeron para que podamos culminar con éxito el presente proyecto.

**Jonathan Adrián Heredia Lucero**

Agradezco a Dios por darme la sabiduría para afrontar los inconvenientes que se presentan en mi vida, a mis padres por ser el pilar fundamental durante toda mi vida, por su apoyo incondicional y sus consejos y finalmente a los docentes que aportaron al desarrollo de este proyecto con sus sugerencias e ideas.

**Joel Antonio Montoya Huayamabe**

## DECLARACIÓN EXPRESA

“Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Joel Antonio Montoya Huayamabe* y *Jonathan Adrián Heredia Lucero* damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual”



Joel Antonio  
Montoya  
Huayamabe



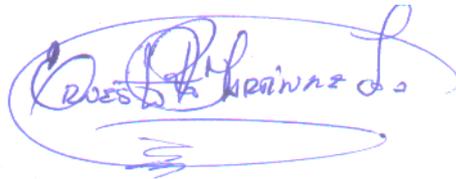
Jonathan Adrián  
Heredia Lucero

## EVALUADORES



**PhD. Emerita Delgado Plaza**

PROFESOR DE LA MATERIA



**M. Sc. Ernesto Martínez Lozano**

PROFESOR TUTOR

## RESUMEN

El proyecto consiste en el diseño de un sistema rompesacos con sistema de desempolvado acoplado al sistema central de la planta para una empresa dedicada a la producción de mortero para la construcción, con la finalidad de evitar el desarrollo de enfermedades profesionales como respiratorias producto de la inhalación de polvo o material particulado, lesiones musculares, enfermedades en la piel o en ojos, debido al trabajo realizado por los operadores al momento de retirar, cortar, vaciar y sacudir los sacos de mortero defectuosos. Para esto, se seleccionó un sistema de alimentación basado en una configuración de bandas transportadoras, las cuales permitirán llevar el saco desde su expulsión hasta la máquina. Una vez ingresa el saco, se corta mediante cuchillas verticales accionadas a través de un eje de transmisión. Posteriormente el saco pasa al sistema de sacudido por tambor, el cual permitirá vaciar el contenido del saco. El accionamiento de este tambor es a través de un sistema de bandas y poleas. El contenido del saco pasa por una tolva de acero inoxidable 304 de 2 mm de espesor, hacia el transportador donde se almacena el contenido antes de ser transportado. El transportador es de acero inoxidable 304 de 5 mm de espesor, con una capacidad de 190 litros equivalente a 350 Kg de mortero. Finalmente, el mortero es transportado hacia las tolvas de almacenamiento a través de un sistema de transporte por tubos cédula 40 de 3" de diámetro. Mediante el análisis iterativo, se comprueba que la velocidad se mantiene constante a través del sistema de tuberías y que el valor de la caída de presión resulta satisfactoria frente a los datos teóricos.

**Palabras Clave:** Enfermedades profesionales, rompesacos, mortero, transporte, análisis iterativo.

## **ABSTRACT**

*The project consists of the design of a system breakers with dusting system attached to the central system of the plant for a company dedicated to the production of mortar for construction, in order to avoid the development of professional diseases such as respiratory products resulting from inhalation of dust or particulate matter, muscle injuries, skin or eye diseases , due to the work done by operators when removing, cutting, emptying and shaking defective mortar bags. For this, a feed system was selected based on a configuration of conveyor belts, which will allow the bag to be carried from ejection to the machine. Once the bag is entered, it is cut by vertical blades driven through a drive shaft. The bag then passes into the drum shaking system, which will allow the contents of the bag to be emptied. The actuation of this drum is through a system of bands and pulleys. The contents of the bag pass through a 304 stainless steel hopper 2 mm thick, towards the conveyor where the contents are stored before being transported. The conveyor is made of 304 stainless steel 5 mm thick, with a capacity of 190 L equivalent to 350 Kg of mortar. Finally, the mortar is transported to the storage hoppers through a 40" diameter 40" diameter tube transport system. Through iterative analysis, it is verified that the speed is kept constant through the piping system and that the pressure drop value is satisfactory against the theoretical data.*

**Keywords:** Occupational diseases, breakers, mortar, transport, iterative analysis.

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN .....	I
ABSTRACT .....	II
ÍNDICE GENERAL .....	III
ABREVIATURAS.....	VI
SIMBOLOGÍA.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS .....	XI
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIV
CAPÍTULO 1 .....	1
1. Introducción .....	1
1.1 Descripción del problema.....	1
1.2 Justificación del problema .....	1
1.3 Objetivos.....	2
1.3.1 Objetivo General .....	2
1.3.2 Objetivos Específicos.....	2
1.4 Marco teórico .....	2
1.4.1 Proceso de fabricación del mortero .....	2
1.4.2 Industria del mortero en el Ecuador .....	3
1.4.3 Equipos y máquinas usados en la fabricación de mortero.....	4
1.4.4 Afectaciones a la salud en la industria.....	5
CAPÍTULO 2 .....	7
2. Metodología.....	7
2.1 Alternativas de diseño para romper el saco.....	8
2.2 Alternativas para el transporte del mortero a las tolvas .....	13

2.3 Alternativas de la configuración del sistema de alimentación de sacos .....	19
2.4 Selección de la Mejor Alternativa .....	20
2.5 Diagrama de flujo del proceso.....	23
2.6 Diseño y selección de los elementos del sistema .....	24
2.6.1 Diseño de la banda transportadora.....	24
2.6.2 Diseño del sistema de corte vertical mediante cuchillas .....	26
2.6.3 Diseño del sistema de vaciado y sacudido mediante tambor .....	28
2.6.4 Diseño del sistema de expulsión de sacos vacíos mediante sin fin .....	32
2.6.5 Diseño de la tolva .....	35
2.6.6 Diseño del transportador.....	41
2.6.7 Diseño del sistema de transporte neumático .....	44
2.6.8 Dimensionamiento del Eductor.....	55
2.6.9 Selección de la válvula reguladora de aire .....	56
2.6.10 Línea de balance o ecualizador para el transportador .....	56
2.6.11 Diseño del sistema de desempolvado.....	57
2.6.12 Diseño de la estructura del sistema .....	60
2.6.13 Selección de motores para el sistema rompesacos .....	62
CAPÍTULO 3 .....	63
3. Resultados Y ANÁLISIS .....	63
3.1 Sistema de alimentación (bandas transportadoras).....	63
3.2 Sistema de corte .....	65
3.3 Sistema de vaciado y sacudido mediante tambor giratorio .....	66
3.4 Dimensionamiento de la tolva .....	68
3.4.1 Espesor de pared de la tolva .....	70
3.5 Dimensionamiento del Transportador .....	71
3.6 Diseño del Eductor.....	72

3.7 Selección de accesorios para el sistema de transporte .....	73
3.8 Sistema de desempolvado .....	73
3.9 Sistema de compactación y expulsión de sacos .....	74
3.10 Análisis estructural .....	75
3.10.1 Análisis del bastidor .....	75
3.11 Diseñofinal .....	84
3.12 Análisis de costos .....	85
CAPÍTULO 4 .....	88
4. Conclusiones Y Recomendaciones .....	88
4.1 Conclusiones.....	88
4.2 Recomendaciones .....	89
BIBLIOGRAFÍA	
APÉNDICES	

## **ABREVIATURAS**

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
FIMCP	Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society for Testing and Materials
ANSI	American National Standards Institute
SAE	Society of Automotive Engineers
AISI	American Iron and Steel Institute
CEMA	Conveyor Equipment Manufacturers Association
CAD	Computer Aided Design
ff	Factor de Flujo
MFF	Función de Flujo del Material
CAS	Critical Stress
ACGIH	American Conference of Governmental Industrial Hygienists
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
NTE	Norma Técnica Ecuatoriana
ISO	International Organization for Standardization

## SIMBOLOGÍA

$D$	Diámetro mínimo del eje
$NF$	Factor de seguridad
$K_f$	Concentrador de esfuerzo por fatiga para flexión
$M_a$	Amplitud del momento
$Se$	Resistencia mecánica del material corregida
$K_{fs}$	Concentrador de esfuerzo por fatiga para cortante
$T_a$	Amplitud de torsión
$K_{fm}$	Factor de concentración del esfuerzo medio
$M_m$	Momento medio
$K_{fsm}$	Factor de concentración del cortante medio
$T_m$	Torsión media
$S_{ut}$	Esfuerzo último del material
$C_{CA}$	Factor de carga
$C_{TE}$	Factor de temperatura
$C_{SU}$	Factor de superficie
$C_R$	Factor de confiabilidad
$C_{TA}$	Factor de tamaño
$Se'$	Resistencia mecánica del material sin corregir
$N_C$	Velocidad crítica de rotación del tambor
$D_T$	Diámetro exterior del tambor
$P_{útil}$	Potencia útil
$J$	Fracción de carga de volumen
$W$	Carga del tambor
$N_{OP}$	Velocidad rotacional de operación
$P_m$	Potencia del motor
$\eta_{general}$	Eficiencia general
$N_p$	Velocidad de la polea motriz
$D_p$	Diámetro de la polea
$P_c$	Potencia corregida
$C$	Distancia entre centros (polea y tambor)

$L_p$	Longitud primitiva de la correa
$P_{total}$	Potencia total tornillo sin fin
$P_H$	Potencia necesaria para el desplazamiento horizontal
$P_N$	Potencia necesaria para el accionamiento
$P_i$	Potencia necesaria para tornillo inclinado
$C_0$	Coefficiente de resistencia del material transportado
$Q$	Flujo del material transportado
$L$	Longitud del helicoidal
$D_c$	Diámetro del canalón
$h_b$	Altura máxima del silo o tolva
$\beta$	Ángulo de la tolva con la vertical
$\alpha$	Ángulo de reposo del material
$\mu'$	Coefficiente de fricción contra acero
$\phi_w$	Ángulo de fricción contra pared
$f_c$	Función de flujo del material
$D_{min}$	Diámetro mínimo de descarga de la tolva
$\rho_M$	Densidad del mortero
$g$	Aceleración de la gravedad
$K$	Coefficiente de forma
$P_p$	Esfuerzo ejercido por el peso del material
$D_h$	Diámetro de descarga de la tolva
$P_T$	Esfuerzo sobre las paredes de la tolva
$e_T$	Espesor de pared de la tolva
$\sigma_y$	Esfuerzo de fluencia del material
$E_1/E_2$	Eficiencia de unión del fondo cónico/de unión longitudinal
$P_d$	Presión de diseño
$P_h$	Presión hidrostática
$P_o$	Presión de operación
$V_m$	Volumen del mortero
$A$	Área interior del transportador
$t_{min}$	Espesor mínimo de pared del transportador

$r$	Radio interior del transportador
$S$	Tensión de tracción máxima admisible
$E$	Eficiencia de unión longitudinal
$t_{corr}$	Espesor adicional debido a la corrosión
$t_{tol}$	Tolerancia de fabricación
$\emptyset_T$	Ángulo de inclinación
$D_i$	Diámetro mayor sección cónica
$L_e$	Longitud equivalente
$N$	Número de codos
$b$	Longitud equivalente de cada codo
$V$	Longitud total de tubería en vertical
$h$	Longitud total de tubería en horizontal
$k$	Factor debido al accesorio
$d$	Diámetro de la tubería
$f$	Factor de fricción
$\Delta_{ptotal}$	Caída de presión total del sistema de transporte neumático
$p$	Presión atmosférica
$\psi$	Pérdida de carga de la tubería debido a los accesorios
$C_2$	Velocidad de salida del aire
$T$	Temperatura del aire
$R$	Constante de los gases
$\varepsilon$	Factor de rugosidad
$R_e$	Número de Reynolds
$\dot{m}_a$	Flujo másico del aire
$\mu$	Viscosidad del aire
$\emptyset$	Razón de carga de sólido
$p_1$	Presión de entrada de la línea de transporte
$C_1$	Velocidad del aire a la entrada
$T_1$	Temperatura de entrada a la línea de transporte
$\dot{m}_p$	Flujo másico del material de transporte
$C_t$	Velocidad del aire en la garganta

$C_p$	Calor específico del aire
$T_i$	Temperatura del aire a la entrada del eductor
$P_t$	Presión absoluta del aire en la garganta
$\gamma$	Coefficiente de expansión isentrópica
$C_i$	Velocidad de entrada del aire del eductor
$P_i$	Presión del aire a la entrada del eductor
$d_t$	Diámetro en la garganta
$d_i$	Diámetro en la entrada del eductor
$Q_{suc}$	Caudal de succión
$V_c$	Velocidad de captura
$A_c$	Área de la sección de entrada a la campana
$x$	Distancia desde la fuente hasta la entrada a la campana
$m$	Metro
$kg$	Kilogramo
$in$	Pulgada
$mm$	Milímetro

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1 Línea de producción del mortero .....	5
Figura 2. 1 Metodología de diseño .....	7
Figura 2. 2 Vaciador de sacos de corte horizontal y compactador sin fin.....	8
Figura 2. 3 Esquema del corte horizontal y sinóptico de giro del saco .....	8
Figura 2. 4 Máquina Vaciadora de Sacos con sistema de corte vertical y recolector de sacos con cadena dentada .....	9
Figura 2. 5 Sistema rompesacos, Modelo KAB 12T de la marca KAHL .....	10
Figura 2. 6 Sistema rompesacos con vaciado y sacudido por tambor, sistema de corte vertical y compactador de sacos con tornillo sin fin.....	12
Figura 2. 7 Transportador de tubo rígido con tornillo sinfín .....	13
Figura 2. 8 Transportador de tubo flexible con tornillo sinfín .....	14
Figura 2. 9 Tornillo transportador sin eje .....	14
Figura 2. 10 Esquema de un sistema de transporte neumático de fase diluida y presión positiva.....	16
Figura 2. 11 Transporte en fase diluida .....	16
Figura 2. 12 Esquema de un sistema de transporte neumático de fase densa .....	17
Figura 2. 13 Transporte en fase densa, flujo de cama .....	17
Figura 2. 14 Transporte en fase densa, flujo en bloque .....	17
Figura 2. 15 Configuración Banda Inclinada, banda 180° y banda inclinada.....	19
Figura 2. 16 Configuración Banda horizontal, banda 90°, 180° y banda inclinada	20
Figura 2. 17 Diagrama de proceso del sistema (Rompesacos y transporte) .....	23
Figura 2. 18 Especificaciones generales del tornillo helicoidal sin eje.....	32
Figura 2. 19 Canalón del transportador helicoidal .....	34
Figura 2. 20 Geometría silos-tolvas.....	35
Figura 2. 21 Tipo de flujo en tolvas.....	36
Figura 2. 22 Tipo de flujo en tolvas.....	36
Figura 2. 23 Tipo de flujo en tolvas.....	38
Figura 2. 24 Criterio para determinar el esfuerzo crítico del material .....	39
Figura 2. 25 Transportador neumático de 190 litros de capacidad.....	41
Figura 2. 26 Metodología de diseño de transporte neumático propuesta por Mills	45
Figura 2. 27 Unión con acople rígido.....	46

Figura 2. 28 Pérdida de carga para curvas con radio de 90 ° .....	47
Figura 2. 29 Datos de gradiente de presión de referencia para transporte horizontal en tubería de 53 mm de diámetro .....	50
Figura 2. 30 Datos de caída de presión para curvas con radio de 90 ° en una tubería de 53 mm de diámetro.....	50
Figura 2. 31 Influencia de la relación de carga de sólidos en la velocidad mínima del aire de transporte.....	54
Figura 2. 32 Relación típica entre el material sólido y el aire requerido .....	57
Figura 2. 33 Esquema de la campana de extracción.....	58
Figura 2. 34 Ángulo mínimo recomendado de inclinación para campanas .....	59
Figura 3. 1 Sistema de alimentación de sacos .....	65
Figura 3. 2 Sistema de corte de sacos de mortero .....	66
Figura 3. 3 Sistema de sacudido de sacos.....	66
Figura 3. 4 Gráfica esfuerzo crítico del material .....	69
Figura 3. 5 Dimensiones del transportador de mortero .....	72
Figura 3. 6 Dimensiones del eductor .....	73
Figura 3. 7 Dimensiones de la campana extractora .....	74
Figura 3. 8 Sistema de expulsión y compactación de sacos .....	74
Figura 3. 9 Desplazamiento del bastidor .....	75
Figura 3. 10 Tensión de Van Mises .....	76
Figura 3. 11 Factor de Seguridad del bastidor .....	77
Figura 3. 12 Presión hidrostática ejercida por el mortero .....	78
Figura 3. 13 Tensión de Von Misses en el transportador .....	79
Figura 3. 14 Deformación de las paredes y bastidor del transportador .....	80
Figura 3. 15 Factor de seguridad del transportador.....	81
Figura 3. 16 Caída de presión a través del eductor.....	82
Figura 3. 17 Caída de presión a través de un codo.....	82
Figura 3. 18 Caída de presión total del sistema de transporte .....	83
Figura 3. 19 Variación de la velocidad del aire a través del eductor.....	83
Figura 3. 20 Variación de la velocidad de aire a través del sistema de tubería.....	84
Figura 3. 21 Diseño ensamblado del sistema rompesacos .....	84

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. 1 Componentes del mortero .....	4
Tabla 1. 2 Dosificación recomendada para fabricar mortero de cemento .....	4
Tabla 2. 1 Diferencia entre fase densa y diluida.....	18
Tabla 2. 2 Características de los regímenes de flujo de transporte neumático .....	18
Tabla 2. 3 Valores de la matriz de selección .....	21
Tabla 2. 4 Matriz de Selección del Sistema Rompedor y Vaciador de Sacos .....	21
Tabla 2. 5 Matriz de Selección del Sistema de Transporte .....	22
Tabla 2. 6 Matriz de Selección para la mejor configuración de transporte .....	22
Tabla 2. 7 Velocidad rotacional crítica y de operación en función del diámetro ....	28
Tabla 2. 8 Parámetros para transporte helicoidal.....	33
Tabla 2. 9 Valores del $C_0$ para distintos materiales.....	34
Tabla 2. 10 Ángulo de reposo para diferentes materiales .....	37
Tabla 2. 11 Propiedades físicas de diferentes materiales .....	38
Tabla 2. 12 Parámetros para diseño transportador .....	42
Tabla 3. 1 Tramo 1 del sistema de alimentación .....	63
Tabla 3. 2 Tramo 2 del sistema de alimentación .....	64
Tabla 3. 3 Tramo 3 del sistema de alimentación .....	64
Tabla 3. 4 Datos y resultados de velocidad y potencia útil .....	67
Tabla 3. 5 Resultados para el sistema de bandas y poleas .....	67
Tabla 3. 6 Resultados del eje de transmisión y especificaciones del motor .....	68
Tabla 3. 7 Resultados parámetros geométricos y tipo de flujo .....	68
Tabla 3. 8 Resultados de factor de flujo y esfuerzo crítico del material.....	69
Tabla 3. 9 Dimensiones finales para la tolva .....	70
Tabla 3. 10 Resultados de esfuerzos y coeficientes de forma .....	70
Tabla 3. 11 Resultados de esfuerzos y coeficientes de forma .....	71
Tabla 3. 12 Espesores finales del transportador .....	71
Tabla 3. 13 Costos de equipos y accesorios seleccionados .....	85
Tabla 3. 14 Costos alquiler/compra de equipos y herramientas.....	86
Tabla 3. 15 Costos mano de obra y transporte .....	86
Tabla 3. 16 Costo total del proyecto.....	87
Tabla 3. 17 Costo total del proyecto.....	87

## ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Vista de planta
PLANO 2	Vista lateral
PLANO 3	Sistema rompesacos
PLANO 4	Configuración de bandas transportadoras
PLANO 5	Alimentación de sacos de mortero hacia el rompesacos (dimensiones)
PLANO 6	Bastidor del sistema rompesacos
PLANO 7	Perfiles del bastidor
PLANO 8	Componentes del sistema de corte
PLANO 9	Eje del sistema de corte
PLANO 10	Brida de sujeción
PLANO 11	Sistema de sacudido mediante tambor giratorio
PLANO 12	Eje del sistema de sacudido
PLANO 13	Dimensiones del tambor giratorio
PLANO 14	Tolva de almacenamiento
PLANO 15	Campana extractora del sistema de desempolvado
PLANO 16	Dimensionamiento del transportador
PLANO 17	Dimensionamiento del eductor
PLANO 18	Sistema de tubería
PLANO 19	Sistema de expulsión de sacos

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

El presente trabajo corresponde al proyecto final para la culminación de la carrera de ingeniería mecánica, en el cual se aplican los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera. Adicional, en este capítulo, se indica la problemática planteada para la realización de este proyecto, su justificación y se establecen los objetivos de este. Se describe el proceso de producción del mortero indicando sus componentes y características, así como las industrias productoras y comercializadoras describiendo la dosificación recomendada para la fabricación de este. Se describe también las maquinarias y equipos empleados en su producción. Finalmente, en función de la problemática principal, se indica las principales afectaciones a la salud en la industria, describiendo los principales riesgos ergonómicos, auditivos, las posibles enfermedades profesionales como respiratorias producto de la inhalación de polvos, enfermedades en la piel u ojos, entre otros.

### 1.1 Descripción del problema

La empresa se dedica a la producción de morteros empleados en la industria de la construcción; para su distribución, emplea sacos de papel los cuales durante la producción presentan mermas originadas por la variación de peso o por daños en el saco, por lo que estos sacos son aislados del proceso de producción. La manipulación de estos sacos es realizada en su totalidad por el personal de la línea, el cual deben recogerlos del suelo, llevarlos al sitio de descarga y cortar la funda utilizando una cuchilla para posteriormente voltear el material sobre una tolva. Finalmente se debe sacudir el saco para luego depositarlo en el lugar apropiado.

El personal asignado para realizar esta tarea está expuesto a manipulación de carga y posiciones forzadas, inhalación de polvo, afectaciones a la piel por contacto con polvos, afectación al sistema respiratorio, entre otros daños.

### 1.2 Justificación del problema

Se requiere un sistema que permita realizar las tareas mencionadas en la descripción del problema, teniendo en cuenta que los aspectos de salud pública, seguridad y bienestar son uno de los principales requerimientos en

nuestro diseño, ya que la automatización de este permite disminuir la carga física, exposición al polvo o desarrollo de enfermedades profesionales que puedan afectar a la empresa.

### **1.3 Objetivos**

#### **1.3.1 Objetivo General**

- Diseñar un sistema rompesacos con sistema de desempolvado acoplado al sistema central de la planta, que permita reemplazar las actividades actualmente realizadas por el personal de planta, con la finalidad de evitar el desarrollo de enfermedades profesionales.

#### **1.3.2 Objetivos Específicos**

- Diseñar el sistema de alimentación de sacos de mortero, corte, sacudido, compactación y expulsión de sacos vacíos y el sistema de transporte de material.
- Diseñar el sistema de desempolvado del equipo, que permita recolectar el polvo o material particulado desprendido al momento del corte o sacudido del saco, y dirigirlo hacia los silos de almacenamiento.
- Desarrollar el diseño de forma detallado del sistema en general y de cada uno de los subsistemas que lo constituyen.
- Seleccionar componentes y materiales a emplear en el diseño disponibles en el mercado local.
- Realizar el diseño cumpliendo con las necesidades del cliente, en función de la problemática principal (manipulación del personal, enfermedades profesionales, etc.).

### **1.4 Marco teórico**

#### **1.4.1 Proceso de fabricación del mortero**

El mortero es una mezcla de cemento, arena y aditivos especiales en la proporción adecuada. Este mortero tiene una variedad de fórmulas además de un uso multipropósito como; enlucido, reparación de usos múltiples, nivelación de pisos, impermeabilización y pegado de paredes de concreto. La aplicación de este material es la construcción de paredes internas y

externas, lo que reduce el agrietamiento en paredes más lisas para enlucido de concreto. Estos materiales, tales como; superficie de yeso, el acabado superficial, el hormigón colado, el panel de yeso, el panel de fibrocemento es ampliamente utilizado. Elimina imperfecciones de la superficie, como; burbujas de aire, pequeñas y medianas grietas, marcas de flacidez, marcas de arena en la superficie de yeso de las paredes y techos, tanto en el interior como en el exterior. En la tabla 1.1 se muestran los componentes principales del mortero.(Maschio et al., 2017)

**Tabla 1.1 Componentes del mortero**

Componente	Tipo-Característica
Cales Aéreas	Naturales Artificiales Reciclados
Cales Hidráulicas	Cemento
Arena	Granulada
Aditivos	Retardantes Aireante Plastificante Hidrofugantes Retenedores de agua Resinas
Agua	Inocua

Fuente: Elaboración propia

#### 1.4.2 Industria del mortero en el Ecuador

Algunas de las empresas más importantes del Ecuador en comercializar y producir mortero son:

- Intaco
- Sika

Generalmente, el mortero para construcción se suele fabricar in situ, es decir, mezclando cemento, agua y arena. La tabla 2, indica proporciones recomendadas para la obtención de mortero en el campo de la construcción.

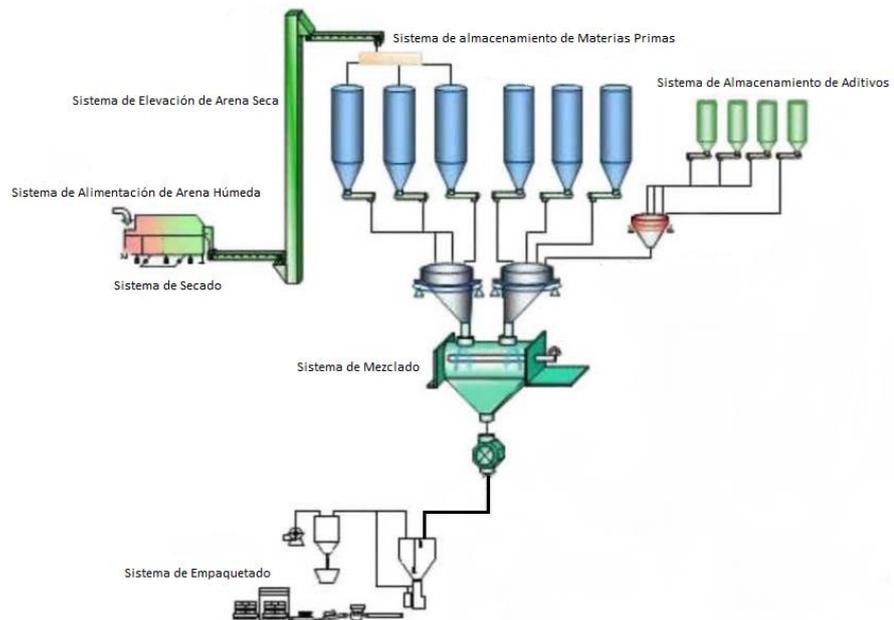
**Tabla 1. 2 Dosificación recomendada para fabricar mortero de cemento**

Tipo de Mortero	Cemento [Quintal]	Arena [parihuela*]	Agua [litros]
Enlucidos	1	6 (fina)	35
Macillados	1	3 (fina)	27
Juntas (mampostería de ladrillo o bloque liviano)	1	4 (mediana)	30
Juntas (mampostería de piedra o bloque macizo)	1	3 (mediana)	27
*1 parihuela (30x30x30 cm) = 0.027 m <sup>3</sup>			

Fuente: (UNACEM ECUADOR, 2015)

### 1.4.3 Equipos y máquinas usados en la fabricación de mortero

Primero, se extrae la humedad de la arena en el sistema de secado. El sistema de elevación transporta la arena seca al sistema de almacenamiento de materia prima (Silos). Por supuesto, el sistema de almacenamiento de materias primas no solo puede almacenar la arena seca, sino también el cemento, y otras materias primas. Posteriormente, las materias primas y el aditivo se pesan por el sistema de pesaje de acuerdo con la proporción preestablecida. El siguiente paso es mezclar todos los materiales en el sistema de mezclado. El producto final se puede almacenar en silos de almacenamientos si se desea conservar el producto, o al sistema de empaquetado de sacos. (AIMIX GROUP, 2016)



**Figura 1. 1 Línea de producción del mortero**  
Fuente: (AIMIX GROUP, 2016)

#### 1.4.4 Afectaciones a la salud en la industria.

Los riesgos que conllevan a problemas en la salud en la industria del mortero son numerosos. Tienen un impacto tanto para los trabajadores de la propia industria y con la sociedad circundante. Algunos efectos a la salud que produce en los trabajadores pueden ser ergonómicos, respiratorios, auditivos, entre otros.

La producción de derivados del cemento como el mortero, impacta sobre la salud humana en su mayor medida debido a las sustancias liberadas al aire. La subcategoría inorgánica respiratoria es el principal problema en la producción de estos derivados. Un caso de estudio acerca de la producción de mortero concluye que la mayoría de los problemas importantes a la salud son los efectos inorgánicos respiratorios que causan un sin número de enfermedades. (Morsali, 2017)

Los riesgos ergonómicos son una causa principal del ausentismo laboral. De acuerdo con un caso de estudio en la industria del mortero, el 66% de los trabajadores de mantenimiento sufren de dolores en la parte baja de la

espalda y la rodilla. El mismo recomienda soluciones ergonómicas, como la automatización de los procesos más críticos, es decir, donde se realiza mayor esfuerzo físico por parte del trabajador, mejorando la producción y la eficiencia de la planta.(Moradi et al., 2016)

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA

En este capítulo se analizan las diferentes alternativas de diseño para el sistema rompesacos, sistema de transporte y sistema de alimentación de sacos; para cada una de ellas, se analizan los distintos parámetros restrictivos para el diseño, como el espacio disponible, automatización del sistema, transporte del material a la parte superior de la tolva de alimentación y transferencia del saco desde la banda principal. A continuación, en la figura 2.1, se detalla la metodología de diseño en general, partiendo de los requerimientos del cliente hasta el diseño detallado del sistema y la estimación de costos.

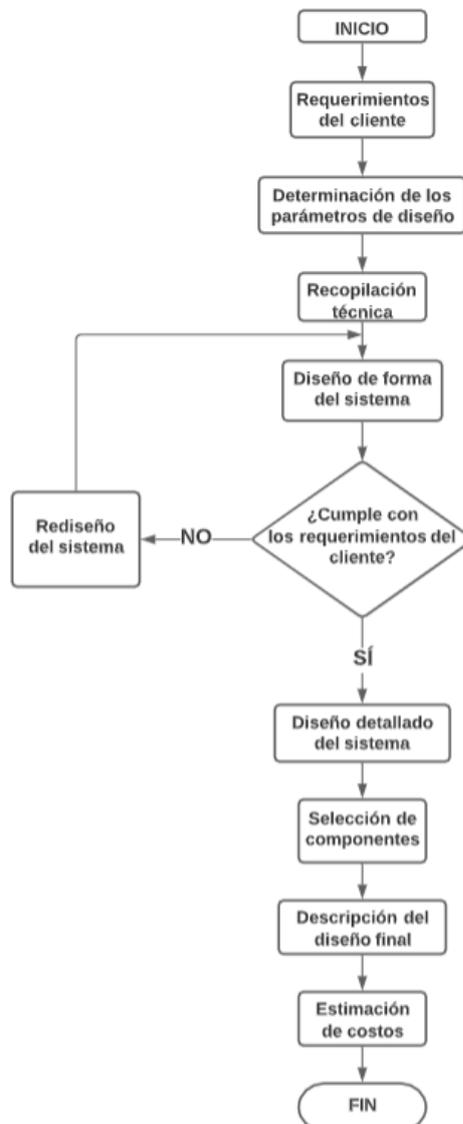


Figura 2. 1 Metodología de diseño

Fuente: Elaboración propia

## 2.1 Alternativas de diseño para romper el saco

### Alternativa 1: Sistema cortador vaciador de sacos con corte horizontal y compactador de saco con tornillo sin fin.

Este sistema tiene una alimentación de sacos horizontal a la máquina, lo cual la hace muy compacta. El corte se realiza mediante dos cuchillas ubicadas horizontalmente las cuales se adaptan al ancho del saco conforme se va cortando. El producto cae por gravedad y los sacos se compactan mediante un sistema de tornillo sin fin. Adicionalmente se puede acoplar un sistema de extracción de polvo. Esta alternativa junto al esquema del sistema de corte se muestra en las figuras 2.2 y 2.3 respectivamente.

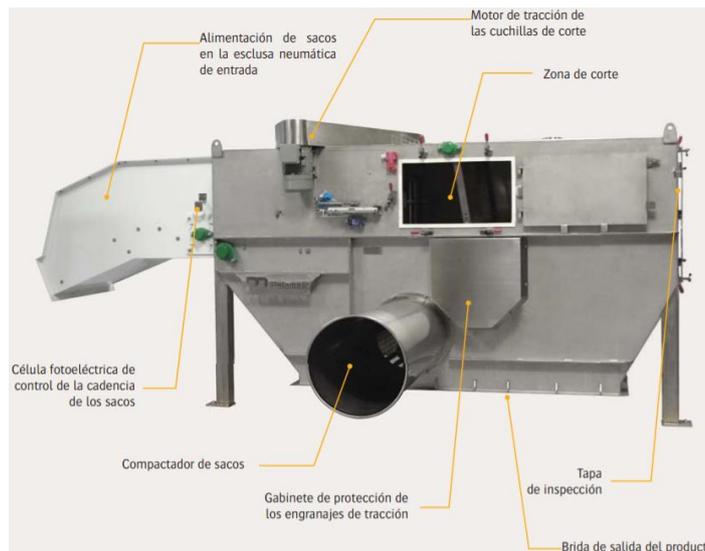


Figura 2. 2 Vaciador de sacos de corte horizontal y compactador sin fin

Fuente: (Palamatic Process, 2016)

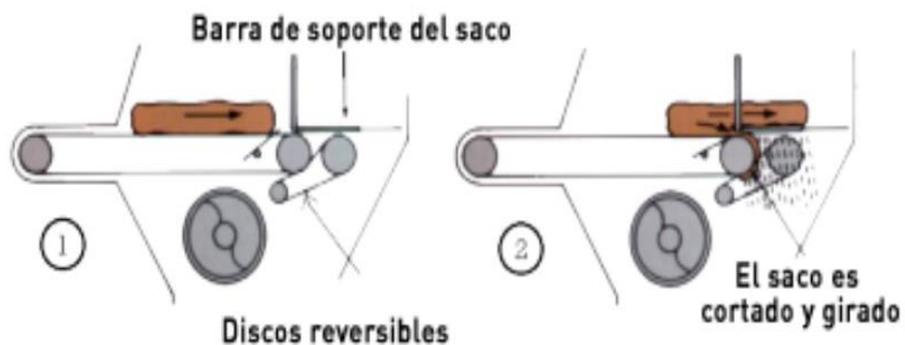


Figura 2. 3 Esquema del corte horizontal y sinóptico de giro del saco

Fuente: (Palamatic Process, 2016)

## Ventajas

- Disminuye la manipulación del operador
- Alta eficiencia de producción para sacos de mortero entre otros.
- Escasa emisión de polvos a los alrededores.
- Facilidad de mantenimiento.
- Costos de fabricación reducidos.
- Componentes de fácil diseño y selección en el mercado local.

## Desventajas

- Vibraciones elevadas debido a los motores colocados en el techo de la máquina.

## Alternativa 2: Sistema cortador-vaciador de sacos con corte Vertical y recolector de saco mediante cadena dentada.

Este sistema cuenta con una alimentación horizontal de sacos, con una banda transportadora de rodillos. Su sistema de corte consta de una cuchilla colocada verticalmente a la banda, la cual realiza un corte en la mitad de la parte inferior del saco. Una vez que se vacía el saco, este se transporta por cadenas dentadas hacia el compactador. Adicionalmente se le puede agregar un sistema de extracción de polvo. En la figura 2.4 se muestra este tipo de sistema.



**Figura 2. 4 Máquina Vaciadora de Sacos con sistema de corte vertical y recolector de sacos con cadena dentada**

Fuente: (Europe, 2016)

## Ventajas

- Capacidad de vaciar sacos de hasta 80 Kg.
- Diseño ergonómico y de fácil operación por parte de los operadores.
- Vaciado completo del producto. Niveles residuales menores a 0.05 %.
- Sistema de corte limpio.
- Emisiones de polvo muy reducidos.

## Desventajas

- Su sistema de recolección de sacos mediante una cadena dentada limita la versatilidad del material del saco, ya que, funciona mejor con sacos de plástico.

### **Alternativa 3: Sistema rompesacos mediante corte vertical, vaciado con sacudido y remoción de sacos a través de barrido mecánico.**

Se colocan los pallets con los sacos a través de un montacargas, ubicándolo en el frente de la máquina donde posteriormente serán vaciadas mediante un transportador desplazable. Pasa por las cuchillas de acero inoxidable ubicadas en posición vertical y, una vez cortado los sacos, estos son vaciados mediante un sistema de sacudido mecánico, garantizando que no haya pérdida de contenido. Posteriormente los sacos vacíos son aislados del proceso a través de un barrido mecánico incorporado en el sistema de transporte desplazable. Este tipo de sistemas, mostrado en la figura 2.5 emplea tecnología automatizada logrando que la intervención humana sea lo mínimo posible.



**Figura 2. 5 Sistema rompesacos, Modelo KAB 12T de la marca KAHL**

Fuente: (KAHL, 2013)

### **Ventajas**

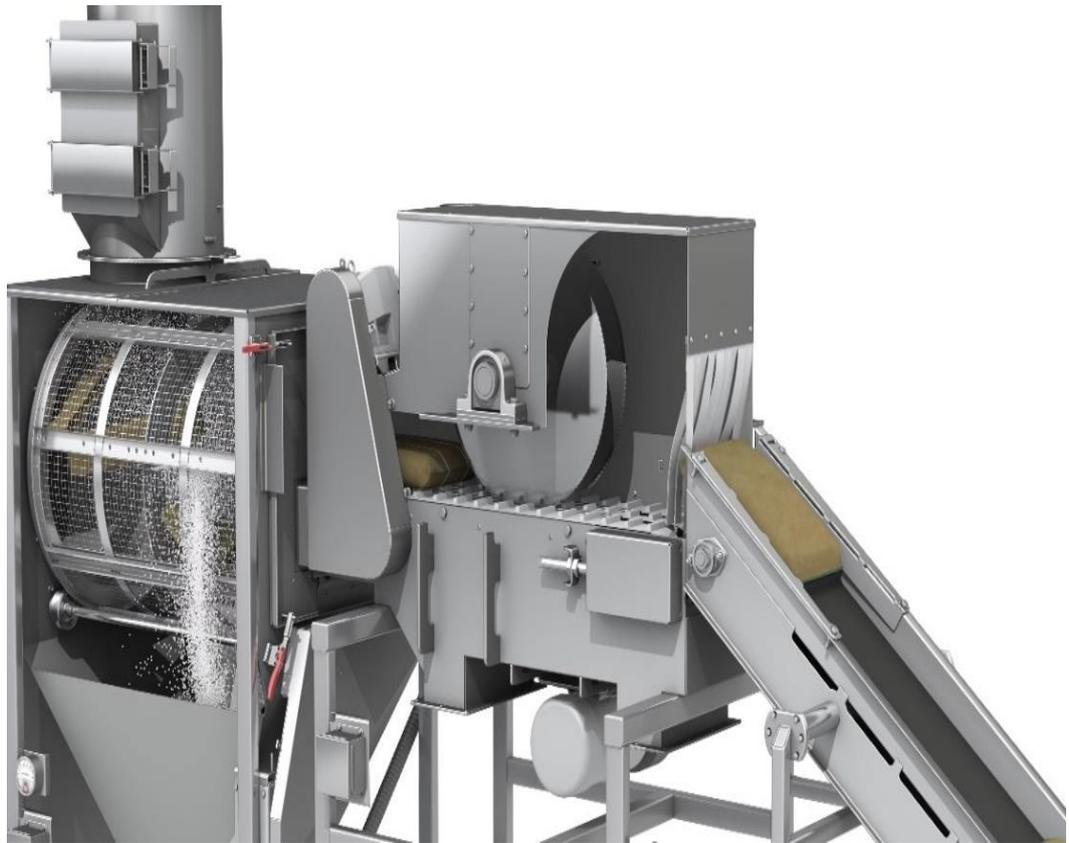
- Sistema completamente automatizado que permite la poca intervención humana durante el proceso.
- Bajo costo de mantenimiento.
- Capacidad de producción elevada, aproximadamente 12 toneladas por hora.

### **Desventajas**

- Elevado costo de inversión.
- Área de trabajo elevado debido a sus grandes dimensiones.
- Componentes mecánicos y eléctricos difíciles de conseguir en el mercado local.

### **Alternativa 4: Sistema rompesacos mediante corte vertical, con vaciado y sacudido por tambor giratorio y compactador de sacos vacíos mediante tornillo sin fin.**

El sistema de alimentación se realiza a través de una banda transportadora hasta el interior de la máquina, donde el saco es cortado mediante una cuchilla en posición vertical; posteriormente el saco es dirigido al interior de un tambor giratorio donde el saco es vaciado y sacudido, vertiendo todo el material al interior de la tolva. Además, el equipo cuenta con un sistema de gestión de polvo, el cual permite recuperar todo el material (polvo) que se pueda crear durante los procesos de apertura, vaciado y sacudido. Finalmente pasa al acumulador de sacos vacíos donde son aislados del proceso mediante un tornillo sin fin. En la figura 2.6 se muestra este tipo de sistema.



**Figura 2. 6 Sistema rompesacos con vaciado y sacudido por tambor, sistema de corte vertical y compactador de sacos con tornillo sin fin**

Fuente: (NBE, 2014)

### **Ventajas**

- Elevada eficiencia durante el proceso.
- El sistema de gestión de polvo permite aprovechar todo el material, además de evitar que el polvo migre por las instalaciones y perjudique al personal de planta.
- El sistema de sacudido y vaciado a través de un tambor rotativo filtra el contenido del saco evitando así que contaminantes de la bolsa o del exterior entren en el producto.
- El diseño automatizado permite la reducción de los requisitos de mano de obra en el proceso.

### **Desventajas**

- Diseño complejo, puesto que se divide en varios subsistemas.
- Se requiere un amplio espacio de trabajo, debido a las dimensiones del equipo.

## 2.2 Alternativas para el transporte del mortero a las tolvas.

### Alternativa 1: Tornillo Sinfín, Transportador Con Tubo Rígido.

El transporte de tubo rígido se usa con frecuencia en el transporte de sustancias químicas, plásticos, alimenticios ya sea en polvo o grano. Un sistema típico es el mostrado en la figura 2.7.



**Figura 2. 7 Transportador de tubo rígido con tornillo sinfín**  
Fuente: (GIMAT srl, 2017)

### Ventajas

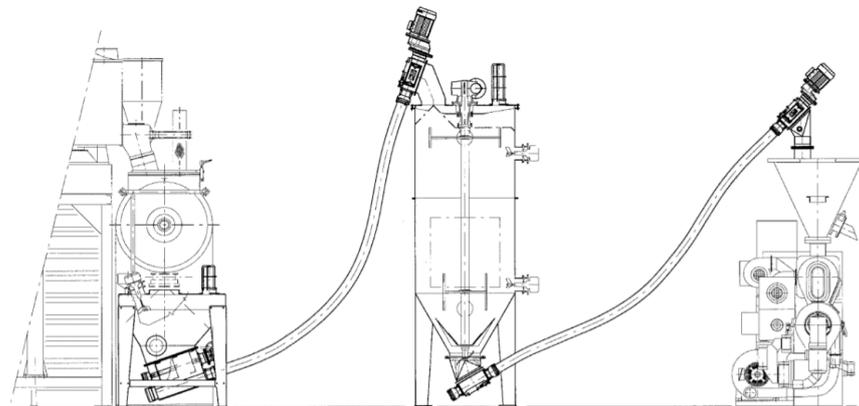
- Ideal para el transporte de sustancias a elevadas temperaturas.
- Larga vida útil.
- Carga y descarga a lo largo de todo el recorrido.
- Idóneo para recorridos inclinado y horizontales.

### Desventajas

- Susceptible a vibraciones.

### Alternativa 2: Tornillo Sinfín, Transportador Con Tubo Flexible.

Este tipo de transporte se usa generalmente en la industria de químicos, farmacéutica y plásticos en sus variantes en polvos, mezclas, gránulos o productos molidos. En la figura 2.8 se muestra un esquema de este sistema.



**Figura 2. 8 Transportador de tubo flexible con tornillo sinfín**  
Fuente: (GIMAT srl, 2017)

### Ventajas

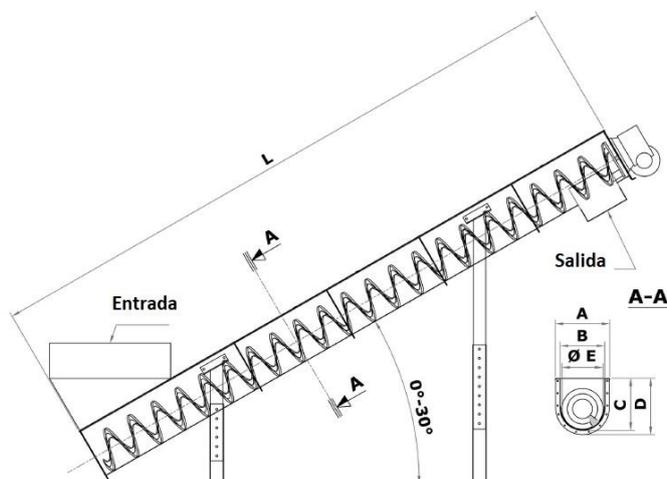
- Ideal para transportar mezclas de productos.
- Durante el transporte, el producto es homogenizado.
- Versátil y se adapta a las instalaciones ya existente por su flexibilidad.
- Cubre grandes distancias
- Limpieza fácil.

### Desventajas

- Bajo volumen de material.

### Alternativa 3: Tornillo Transportador Sin Eje.

Sistema de transporte con alta eficiencia y gran capacidad de transporte, ideal para granos, polvos, sustancias molidas y mezclas. En la figura 2.9 se muestra un sistema de este tipo de transporte.



**Figura 2. 9 Tornillo transportador sin eje**  
Fuente: (Oy EKOTUOTANTO Ab, 2011)

## **Ventajas**

- Fácil mantenimiento y extremadamente reducido.
- Gran capacidad de transporte con bajo consumo energético.
- Homogeniza durante el transporte.
- Largos recorridos de transporte.

## **Desventajas**

- Susceptible a vibraciones.

## **Alternativa 4: Transportador Neumático.**

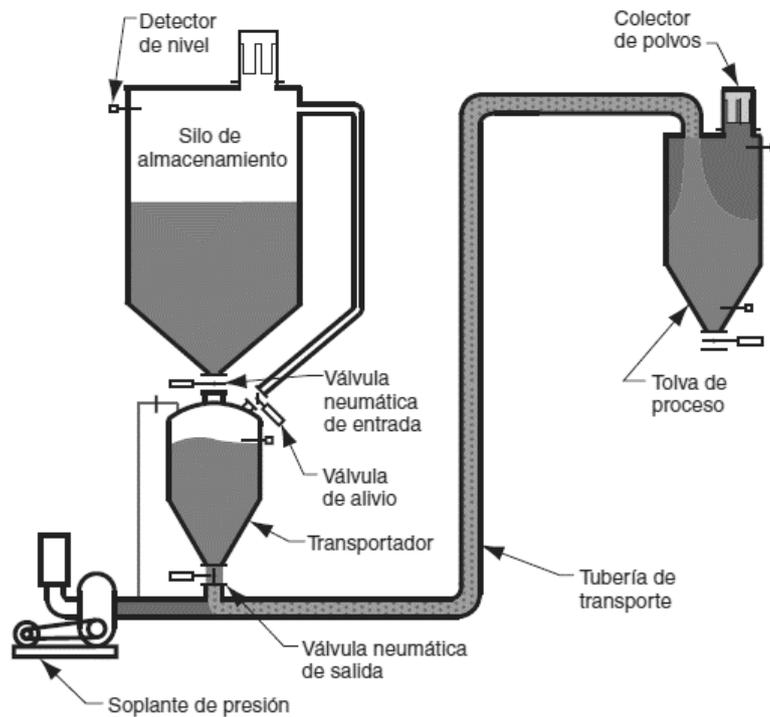
Estos sistemas son muy utilizados en una gran variedad de industrias de diferente índole, como la alimenticia, plásticos, químicos entre otros, desempeñando una gran relevancia en el funcionamiento de distintos procesos mecánicos. Actualmente tienen gran impacto en las industrias, puesto que, estas utilizan aire comprimido en la mayoría de sus procesos mecánicos.

En la industria, existen dos principales métodos de transporte neumático, los cuales son:

- Transporte neumático de fase densa
- Transporte neumático de fase diluida
- Presión positiva
- Presión negativa o sistema de vacío
- Combinación de sistema positivo – negativo

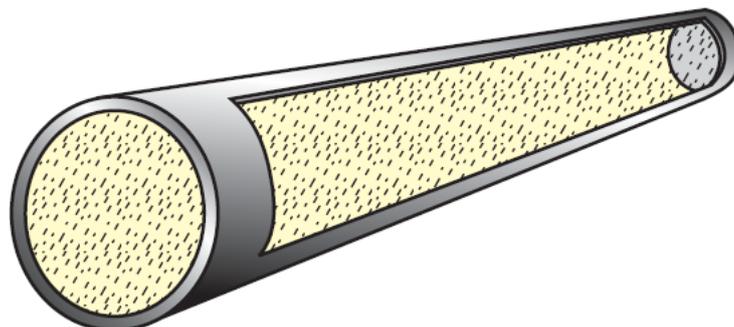
## **Transporte en fase diluida**

Este método de transporte se fundamenta en la suspensión del material, en nuestro caso el mortero en una corriente de aire como se muestra en la figura 2.11. Esto requiere que el mortero en polvo se mezcle con el aire de transporte para obtener una homogenización completa. Esto necesita una gran cantidad de energía para proporcionar elevados volúmenes de aire de transporte. En la figura 2.10 se muestra una configuración típica de estos sistemas.



**Figura 2. 10 Esquema de un sistema de transporte neumático de fase diluida y presión positiva**

Fuente: (DYNAMIC AIR, 2010)



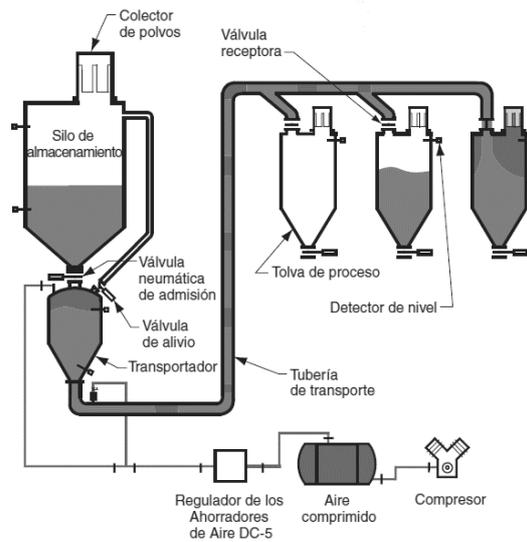
**Figura 2. 11 Transporte en fase diluida**

Fuente: (Macawber Engineering, 2010)

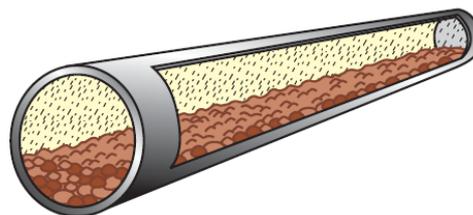
### Transporte en fase densa

Para este tipo de transporte existen dos formas en las que fluye el material. El flujo de cama o flujo. El flujo de cama mostrado en la figura 2.13 se caracteriza por el asentamiento del material en la parte inferior de la tubería de transporte produciendo un flujo de desplazamiento. El flujo en bloque

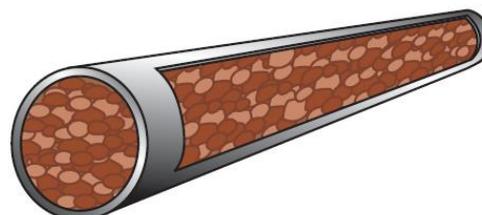
mostrado en la figura 2.14 reduce en gran medida el desgaste de la tubería. Este flujo se obtiene, sólo si el material que se transporta tiene una gran capacidad para retener el aire, por lo cual, se limita a polvos finos con tamaño de partícula entre 40 – 70  $\mu\text{m}$ . Una configuración típica de este tipo de transporte se muestra en la figura 2.12.



**Figura 2. 12 Esquema de un sistema de transporte neumático de fase densa**  
Fuente: (DYNAMIC AIR, 2010)



**Figura 2. 13 Transporte en fase densa, flujo de cama**  
Fuente: (Macawber Engineering, 2010)



**Figura 2. 14 Transporte en fase densa, flujo en bloque**  
Fuente: (Macawber Engineering, 2010)

En las tablas 2.1 y 2.2 se muestra una comparativa entre estos dos métodos de transporte neumático.

**Tabla 2. 1 Diferencia entre fase densa y diluida**

<b>Fase Densa</b>	<b>Fase Diluida</b>
Sistema ideal para el transporte de mezclas preparadas evitando así su disgregación.	Recomendable para productos poco abrasivos
Empuje a alta presión.	Empuje a baja presión o por vacío
Velocidad de transporte baja.	Velocidad de transporte alta
Sistema doble seguridad para control de presión.	Desgaste de la partícula
Costo Elevado	Bajo Costo

Fuente: (ARCOMET 7, 2011)

**Tabla 2. 2 Características de los regímenes de flujo de transporte neumático**

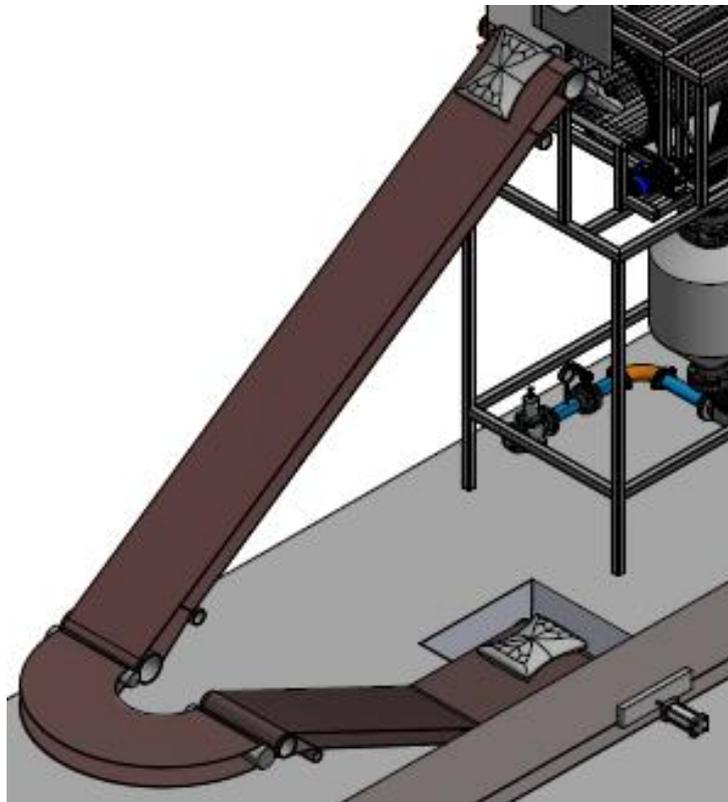
<b>Fase Densa</b>	<b>Fase Diluida</b>
Baja velocidad (200 m/min, 600 ft/min)	Alta velocidad (700 m/min a 1,000 m/min, o 2,400 ft/min a 3,200 ft/min para polvos finos o gránulos)
Baja deserción	Desgaste elevado
Alta presión (100 kPa a 600 kPa)	Presión menor a 100 kPa (15 psig)
Tamaño de tubo pequeño	Tubo de mayor tamaño
Cargas altas (relación de masa sólido a gas 100 o más)	Cargas pequeñas (relación de masa sólido a gas 15)

Fuente: (Stephen Hall, 2012)

### 2.3 Alternativas de la configuración del sistema de alimentación de sacos.

#### Configuración 1

El saco cae por gravedad en una banda horizontal. El mismo asciende a través de una banda inclinada a  $25^\circ$  en el cual cambia su dirección en una banda a  $180^\circ$ . Finalmente, el saco de mortero llega al ducto de entrada del sistema de corte a través de una banda transportadora inclinada a  $35^\circ$ , como se muestra en la figura 2.15.

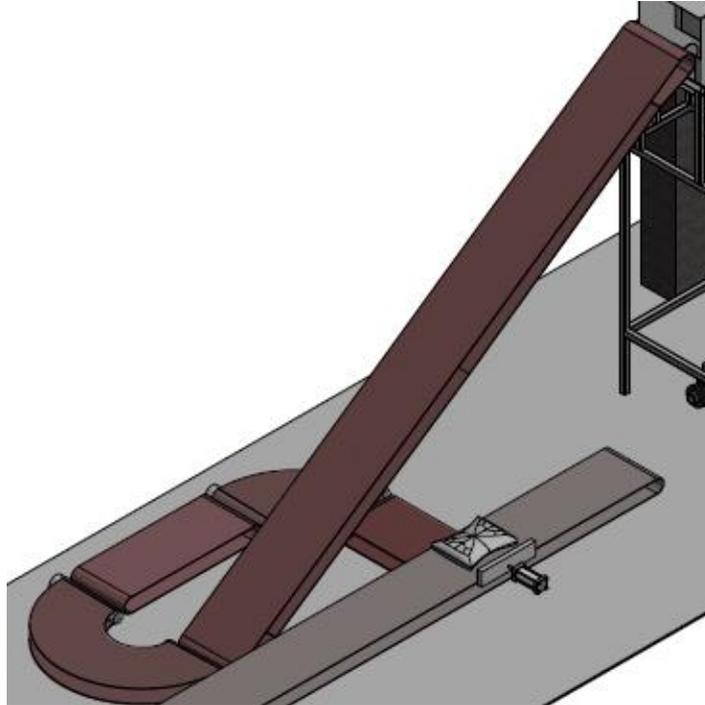


**Figura 2. 15 Configuración Banda Inclinada, banda  $180^\circ$  y banda inclinada**

Fuente: Elaboración propia

#### Configuración 2

El saco de mortero cae a una banda horizontal que se encuentra perpendicular a la banda principal. El saco avanza hacia una banda a  $90^\circ$  al mismo nivel, donde es dirigido hacia una banda horizontal que se conecta a otra banda a  $180^\circ$ . Finalmente, el saco sube a través de una quinta banda a  $35^\circ$  donde es dirigido al ducto de entrada del sistema de corte como se muestra en la figura 2.16.



**Figura 2. 16 Configuración Banda horizontal, banda 90°, 180° y banda inclinada**

Fuente: Elaboración propia

## 2.4 Selección de la Mejor Alternativa

Se toman en cuenta todas las alternativas para la selección de la más adecuada, analizando cada uno de los factores de influencia.

Para poder determinar cuáles son los factores más influyentes que determinarán nuestro diseño se realiza una matriz de decisión. Los factores de influencia se ponderan entre 1 y 5, donde, 1 es muy malo y 5 muy bueno. La ponderación de cada factor se basa en el criterio del diseñador.

Factores de influencia

**Costo:** Como principal requerimiento del cliente, es ideal que el costo general del equipo sea bajo. Entiéndase que entre mayor sea la ponderación de este criterio, indica que el costo es menor, y viceversa. Tiene una ponderación del 30%.

**Mantenimiento:** El mantenimiento en general del equipo debe ser sencillo y de bajo costo, además de que los repuestos mecánicos o eléctricos deben estar disponibles en el mercado local. Tiene una ponderación del 30%.

**Facilidad de operación:** Se busca que principalmente el equipo sea de fácil manipulación e intuitivo, de manera que se evite complicar al operador durante el proceso. Tiene una ponderación del 20%.

**Versatilidad:** Este factor indica la fácil adaptación que tendría el sistema de transporte al sistema. Tiene una ponderación del 20%.

**Capacidad:** Criterio generalmente definido en unidad de tiempo (ton/h), indica, en este caso, la capacidad de **transporte** de material para cada uno de los sistemas. Tiene una ponderación del 20%.

Los criterios de selección se califican según la tabla 2.3:

**Tabla 2. 3 Valores de la matriz de selección**

Valor	Significado	Valor	Significado
1	Muy malo	+1	Superior
2	Malo	-1	Inferior
3	Regular	0	Igual
4	Bueno		
5	Muy Bueno		

Fuente: Elaboración propia

**Tabla 2. 4 Matriz de Selección del Sistema Rompedor y Vaciador de Sacos**

Criterio	Ponderación	Alternativas							
		1		2		3		4	
		Valor	Puntaje	Valor	Puntaje	Valor	Puntaje	Valor	Puntaje
Mantenimiento	0.3	4	1.2	4	1.2	4	1.2	5	1.5
Costo	0.3	3	0.9	4	1.2	2	1.2	5	1.5
Facilidad de Operación	0.2	5	1	5	1	3	0.6	5	1
Versatilidad	0.2	4	0.8	4	0.8	5	1	5	1
Total	1		<b>3.9</b>		<b>4.2</b>		<b>4</b>		<b>5</b>

Fuente: Elaboración propia

**Tabla 2. 5 Matriz de Selección del Sistema de Transporte**

Criterio	Ponderación	Alternativas							
		1		2		3		4	
		Valor	Puntaje	Valor	Puntaje	Valor	Puntaje	Valor	Puntaje
Mantenimiento	0.3	3	0.9	2	0.6	3	0.9	5	1.5
Costo	0.3	4	1.2	2	0.6	4	1.2	3	1.5
Versatilidad	0.2	4	0.8	4	0.8	4	0.8	5	1
Capacidad	0.2	4	0.8	4	0.8	4	0.8	5	1
Total	1		<b>3.7</b>		<b>2.8</b>		<b>3.7</b>		<b>5</b>

Fuente: Elaboración propia

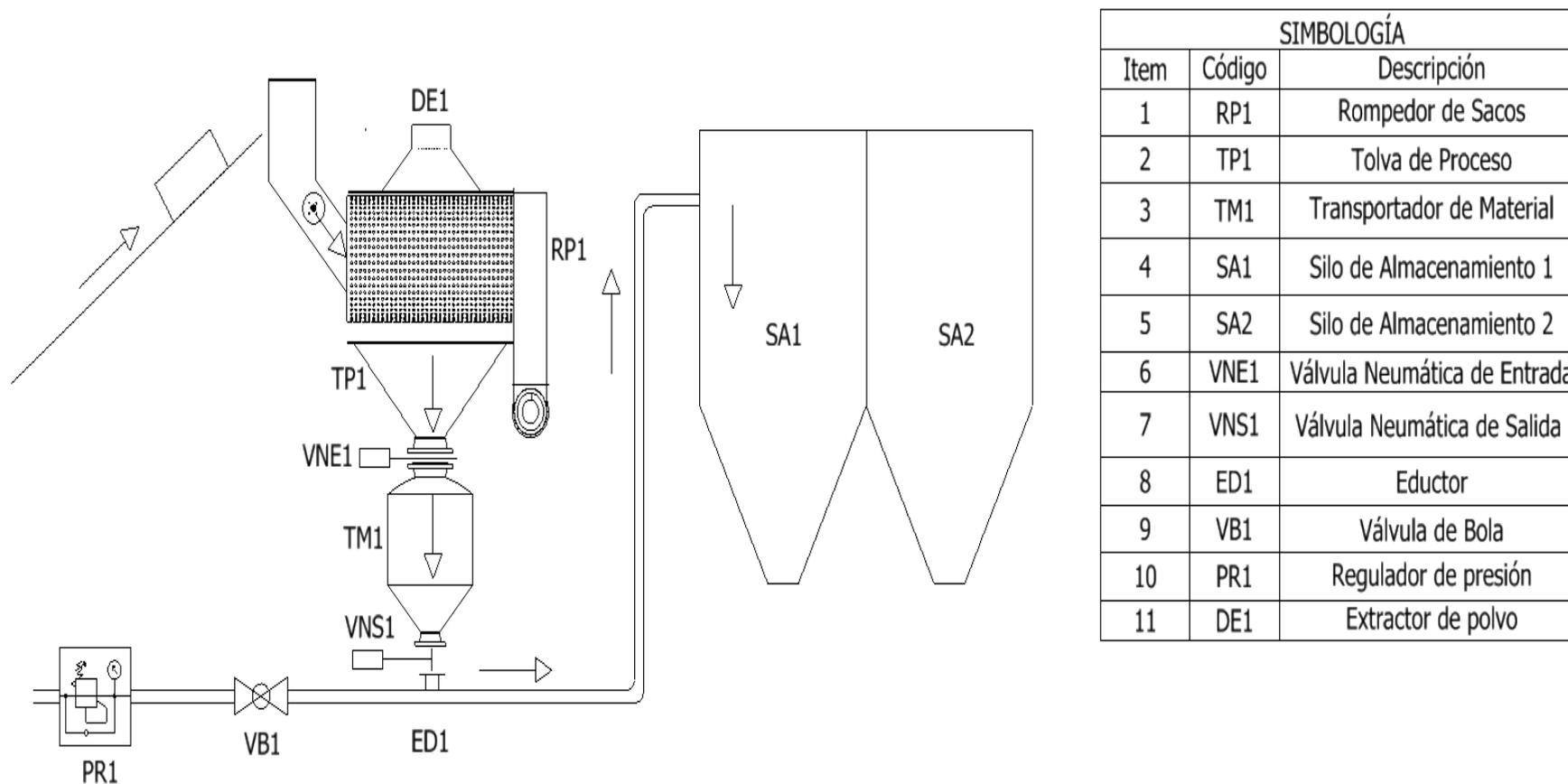
**Tabla 2. 6 Matriz de Selección para la mejor configuración de transporte**

Criterios	Alternativas	
	Configuración 1	Configuración 2
No. de motores	+1	-1
Tiempo de llegada	+1	-1
Longitud desarrollada	+1	-1
Espacio ocupado	0	0
Rendimiento	0	0
Suma positivos (+)	3	0
Suma negativos (-)	0	-3
<b>SUMA GENERAL</b>	<b>3</b>	-3

Fuente: Elaboración propia

## 2.5 Diagrama de flujo del proceso

En la figura 2.17 se muestra una esquematización del diseño conceptual de las alternativas ganadoras mostradas en las tablas de selección 2.4 para el sistema rompesacos y 2.5 para el sistema de transporte. Como se puede apreciar se indican los componentes más representativos.



**Figura 2. 17 Diagrama de proceso del sistema (Rompesacos y transporte)**

Fuente: Elaboración propia

## **2.6 Diseño y selección de los elementos del sistema**

### **2.6.1 Diseño de la banda transportadora**

El proceso de transporte de material se llevará a cabo mediante una banda transportadora, la cual representa el sistema de alimentación de la máquina. Para su diseño, se emplearon los catálogos técnicos “NOR RUBBER S.A.L”, “MK CONVEYOR TECHNOLOGY”, “ROULUNDS CONVEYOR BELTS” y la normativa CEMA (CONVEYOR EQUIPMENT MANUFACTURERS ASSOCIATION). Además, para su diseño, se han definido los siguientes parámetros técnicos de diseño:

#### **Capacidad de transporte**

De acuerdo con los requerimientos del cliente, se busca que la capacidad teórica del sistema sea de 4 sacos por minuto.

#### **Peso y dimensiones del saco**

El peso del saco está entre 25 y 40 kg, con dimensiones de 390x450x115 mm y 450x520x115 mm respectivamente.

#### **Velocidad de transporte**

Se busca que la velocidad lineal de transporte de la banda sea de 5 a 6 metros por minuto correspondiente a una velocidad de 0.1 metros por segundo.

#### **Material para transportar**

El material por transportar son sacos de mortero (polvo de arena/cementico). Es uno de los factores más importantes en el diseño de la banda transportadora.

A continuación, se detallan las ecuaciones que se usarán para el diseño de la banda transportadora, en base a la alternativa ganadora (configuración 1).

#### **Cálculo potencia de accionamiento**

Representa la potencia necesaria para transportar la carga de un punto a otro, considerando factores como la capacidad, peso de las partes móviles, altura a elevar la carga, longitud de transporte, ancho de banda, fricción entre rodillos y las pérdidas de potencia debido a elementos auxiliares. Cabe mencionar que, para su diseño, se ha considerado una

cama de rodillos superiores e inferiores, siguiendo las recomendaciones de la normativa. (CEMA, 2014)

$$N_n = N_1 + N_2 + N_3 + N_4 \quad (2.1)$$

$$N_1 = \frac{G(L + C_l) * f * v}{102} \quad (2.2)$$

$$N_2 = \frac{Q_m(L + C_l) * f}{367} \quad (2.3)$$

$$N_3 = \frac{Q_m * H}{367} \quad (2.4)$$

**Donde:**

$N_n$ : Potencia de accionamiento [kW]

$N_1$ : Potencia requerida para mover la banda vacía [kW]

$N_2$ : Potencia requerida para trasladar el material a la altura [kW]

$N_3$ : Potencia requerida para elevar o bajar la carga [kW]

$N_4$ : Potencia adicional requerida por componentes auxiliares [kW]

$v$ : Velocidad de transporte de la banda [m/s]

$Q_m$ : Capacidad teórica [Ton/h]

$C_l$ : Factor de longitud de banda [-]

$L$ : Longitud de la banda [m]

$f$ : Factor de fricción de las partes móviles [-]

$H$ : Distancia vertical de la banda [m]

$G$ : Peso de las partes móviles exceptuando tambor motriz [kg/m]

**Peso de las partes móviles**

Se definió previamente que como soporte se usará una cama de rodillos superiores e inferiores espaciados una distancia S recomendada por el fabricante. De igual manera, el fabricante estima un peso aproximado de los rodillos superiores e inferiores, en función del ancho de banda.

$$G = 2G_b + \frac{G_{RO}}{S_1} + \frac{G_{RU}}{S_2} \quad (2.5)$$

**Donde:**

$G_b$ : Peso de la banda [kg/m]

$G_{RO}$ : Peso de los rodillos inferiores [kg]

$G_{RU}$ : Peso de los rodillos superiores [kg]

$S_1$ : Distancia entre centros de los rodillos inferiores [m]

$S_2$ : Distancia entre centros de los rodillos superiores [m]

### **Potencia requerida del motor**

Corresponde a la potencia necesaria del motor considerando el rendimiento mecánico de los elementos del sistema (banda transportadora, partes móviles, reductor y motor).

$$N_m = \frac{N_n}{\eta_{general}} \quad (2.6)$$

**Donde:**

$N_m$ : Potencia requerida por el motor [HP]

$\eta_{general}$ : Eficiencia mecánica de los elementos [-]

### **Selección del tambor Motriz y rodillos guías**

El tambor motriz es el elemento encargado de transmitir la potencia hacia la banda transportadora, produciendo así su movimiento. Como se definió antes, se empleará una cama de rodillos en la parte superior de la banda para mejorar el efecto de guiado y distribuir mejor la carga. Para ello, se han seleccionado los rodillos y tambores, tanto de reenvío como motriz, para esta aplicación.

## **2.6.2 Diseño del sistema de corte vertical mediante cuchillas**

### **Diseño eje de transmisión de potencia**

El diseño base del sistema de corte consta de un eje de transmisión de potencia unido a un motor a través de un acople rígido. A lo largo del eje de transmisión están dispuestas 3 cuchillas que se sujetan mediante bridas de sujeción las cuales son fabricadas según las dimensiones de

la cuchilla, con el fin de evitar que estas se deslicen o patinen sobre el eje. Para el diseño del eje, se determina el diámetro de este mediante la ecuación de Goodman (ecuación 2.7), el cual considera esfuerzos combinados, lo que resulta en un diseño más conservador.

$$D = \left\{ \frac{32NF}{\pi} \left[ \frac{\sqrt{(K_f M_a)^2 + \frac{3}{4}(K_{fs} T_a)^2}}{S_e} + \frac{\sqrt{(K_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4}(K_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (2.7)$$

**Donde:**

$D$ : Diámetro mínimo del eje [-]

$S_e$ : Resistencia mec. del material corregida para esfuerzos de fatiga [Pa]

$S_{ut}$ : Esfuerzo último del material [Pa]

$K_f$ : Concentrador de esfuerzo por fatiga para flexión [-]

$K_{fm}$ : Factor de concentración de fatiga del esfuerzo medio [-]

$K_{fsm}$ : Factor de concentración de fatiga del esfuerzo cortante medio [-]

$K_{fs}$ : Concentrador de esfuerzo por fatiga para la torsión [-]

$M_a$ : Amplitud del Momento [Nm]

$T_a$ : Amplitud de la Torsión [Nm]

$M_m$ : Momento medio [Nm]

$T_m$ : Torsión media [Nm]

$NF$ : Factor de seguridad [-]

**Cálculo de la resistencia mecánica corregida**

$$S_e = C_{CA} C_{TE} C_{SU} C_R C_{TA} S_e' \quad (2.8)$$

**Donde:**

$C_{CA}$ : Factor de carga [-]

$C_{TE}$ : Factor de temperatura [-]

$C_{SU}$ : Factor de superficie [-]

$C_R$ : Factor de confiabilidad [-]

$C_{TA}$ : Factor de tamaño [-]

$S_e'$ : Resistencia mecánica del material sin corregir [Pa]

### Fuerza de corte

Es necesario ejercer una fuerza de corte sobre el saco de mortero para liberar el material contenido en el mismo. Esta fuerza de corte es perpendicular al radio de las cuchillas. Según (Tumalli Franklin, 2015) la fuerza de corte promedio para sacos de cemento de 50 Kg es de 27.47 N a una velocidad de corte de 1800 rpm.

### 2.6.3 Diseño del sistema de vaciado y sacudido mediante tambor

El diseño del tamiz rotatorio comprende el cálculo de la potencia requerida por el motor para hacer rotar el tamiz y la selección de este, dimensionamiento del eje de transmisión de potencia y la selección de bandas y poleas. A continuación, se describirán las ecuaciones a emplear para el diseño de lo antes mencionado.

#### Velocidad de operación del tambor

La velocidad de operación representa un porcentaje de la velocidad crítica. Cuando la velocidad de rotación del tambor alcanza un valor de velocidad crítico ( $N_T$ ), la fuerza centrífuga es igual a la fuerza de gravedad, con lo que se deduce la ecuación 2.9. En la tabla 2.7 se muestra el valor de la velocidad de operación ideal para un tamiz rotatorio, en función del diámetro interno.

**Tabla 2. 7 Velocidad rotacional crítica y de operación en función del diámetro**

No.	$D$ , m	$R$ , m	$n_{kr}$ , rpm	$0.3 n_{kr}$	$0.8 n_{kr}$	$0.9 n_{kr}$	$n_{robr}$ , rpm
1	0.50	0.250	59.82	17.95	47.86	53.84	24.00
2	0.75	0.375	48.84	14.65	39.07	43.96	19.60
3	1.00	0.500	42.30	12.69	33.84	38.07	16.97
4	1.25	0.625	37.83	11.35	30.26	34.05	15.18
5	1.50	0.750	34.54	10.36	27.63	31.09	13.86
6	1.75	0.875	31.98	9.50	25.58	28.78	12.82
7	2.00	1.000	29.91	8.97	23.93	26.98	12.00
8	2.25	1.125	28.20	8.46	22.56	25.38	11.31
9	2.50	1.250	26.75	8.02	21.40	24.07	10.73
10	2.75	1.375	25.51	7.65	20.41	22.96	10.23
11	3.00	1.500	24.42	7.33	19.54	21.98	9.80

Fuente: (Zeszyt, 2006)

$$N_c = 42.3/\sqrt{D_T} \quad (2.9)$$

**Donde:**

$D_T$ : Diámetro del tambor [m]

$N_c$ : Velocidad rotacional crítica del tambor [RPM]

**Ecuación empírica de DAWN para el cálculo de la potencia**

$$P_{\text{útil}} = 0.284 * D_T * (1.073 - J) * W * N_{OP} \quad (2.10)$$

**Donde:**

$P_{\text{útil}}$ : Potencia útil o de trabajo [kW]

$D_T$ : Diámetro del tambor [m]

$J$ : Fracción de carga de volumen del tambor, generalmente 20% del volumen total [-]

$W$ : Carga del tambor [Ton]

$N_{OP}$ : Velocidad rotacional de operación del tambor [RPM]

**Potencia del motor**

$$P_m = \frac{P_{\text{útil}}}{\eta_{\text{general}}} \quad (2.11)$$

**Donde:**

$P_m$ : Potencia del motor [kW]

$\eta_{\text{general}}$ : Eficiencia general [-]

**Velocidad de rotación polea motriz**

$$N_p = \frac{D_T * N_T}{D_p} \quad (2.12)$$

**Donde:**

$N_p$ : Velocidad rotacional polea motriz [RPM]

$D_p$ : Diámetro polea motriz [mm]

### **Cálculo de la potencia de diseño o corregida**

La potencia corregida está en función del factor de servicio, el cual depende del número de horas de operación, aplicación, grado y frecuencia de las cargas, etc.

$$P_c = P_m * FS \quad (2.13)$$

#### **Donde:**

$P_c$ : Potencia corregida [HP]

$P_m$ : Potencia del motor [HP]

$FS$ : Factor de servicio (Figura B.2 apéndice B)

### **Cálculo distancia entre centros**

La distancia entre centros “C” representa un factor importante en la eficiencia del sistema de transmisión, puesto que un valor de C menor al recomendado disminuye el área de contacto y en consecuencia una pérdida en la capacidad de transmisión. Mediante el diseño realizado a través de AUTODESK INVENTOR, se puede determinar con exactitud el valor de C. De acuerdo con el manual del fabricante, los sistemas de transmisión por bandas deben tener una distancia mínima y máxima entre centros, así como también el valor recomendado, como se indica en las ecuaciones 2.14, 2.15 y 2.16 respectivamente.

$$C_{min} = 0.7(D_T + D_p) \quad (2.14)$$

$$C_{max} = 2(D_T + D_p) \quad (2.15)$$

$$C_{recom} = 1.5(D_T + D_p) \quad (2.16)$$

### **Longitud primitiva de la correa**

Mediante el valor de la longitud primitiva de la correa se selecciona la denominación de la correa estándar. Mediante la ecuación 2.17 se determina la longitud aproximada, para su selección.

$$L_p = (2 * C) + \frac{\pi}{2}(D_T + D_p) + \frac{(D_T - D_p)^2}{4 * C} \quad (2. 17)$$

### **Selección de la banda a usar**

En el apéndice B se encuentra la figura empleada para la selección del perfil de la banda en función de la velocidad de rotación de la polea motriz y la potencia corregida, previamente definida. De igual manera, de la figura B.4 apéndice B, en base a la longitud primitiva, se selecciona la denominación de la correa estándar.

### **Número de correas**

En la figura B.3 del apéndice B esta tabulado el valor de la capacidad de transmisión por canal en HP, en función del diámetro de la polea motriz y la velocidad de rotación del eje más rápido. A través de este valor, se determina el número de correas a usar que alcancen la potencia de diseño o corregida. Este valor debe, en caso de ser necesario, corregido siempre y cuando la distancia entre centros "C" sea menor al valor recomendado. En la figura B.5 apéndice B se encuentran los datos tabulados del factor de corrección de arco.

### **Selección de la polea motriz**

Se definió un diámetro de 160 mm para la polea motriz, considerando su disponibilidad en el mercado local. Con el diámetro y el número de canales, se selecciona la polea mediante el catálogo INTERMEC. Las especificaciones de la polea seleccionada se muestran en la figura B.6 del apéndice B.

### **Selección ruedas guías**

Se ha planteado en el diseño de forma la implementación de ruedas guías que permitan mejorar el efecto de guiado del tambor durante su rotación y evitar el desplazamiento axial; para una mejor facilidad de

instalación, las ruedas se van a unir al bastidor mediante pernos. En la figura B.8 apéndice B se encuentran las especificaciones técnicas de las ruedas seleccionadas e información del proveedor.

#### **Selección malla de acero para tambor**

Para esta aplicación, se selecciona una criba de acero inoxidable de acuerdo con el área proyectada del tambor rotatorio. En la figura B.9 apéndice B se muestra la información técnica.

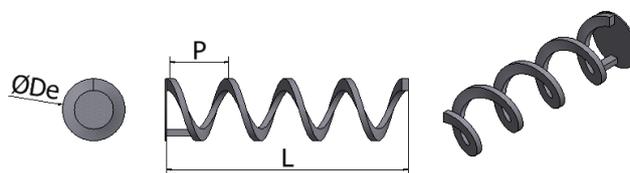
#### **Diseño eje de transmisión de potencia**

El procedimiento de diseño para el eje de transmisión de potencia es similar al descrito en el apartado 2.6.2, ecuación 2.7; mediante la ecuación de GOODMAN, se determinará el diámetro mínimo del eje requerido.

#### **2.6.4 Diseño del sistema de expulsión de sacos vacíos mediante sin fin**

El dimensionamiento del tornillo sin fin, para compactar los sacos y expulsarlos, se basa en las recomendaciones descritas en el catálogo de Martins. (Martin, 2013)

Cabe recalcar que el material a transportar es papel, cuya masa es de 160 g/saco, lo cual no representa una carga significativa para dimensionar el helicoidal en base a todos los parámetros. Por ello, el cálculo se basa en la potencia requerida para mover el helicoidal y no constará con eje central como se muestra en la figura 2.18.



**Figura 2. 18 Especificaciones generales del tornillo helicoidal sin eje**

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 2.8, se muestran los parámetros necesarios para el dimensionamiento del tornillo helicoidal. El diámetro externo, el paso y la longitud se estiman a criterio del diseñador y en base a las dimensiones generales del sistema rompesacos.

**Tabla 2. 8 Parámetros para transporte helicoidal**

Parámetros	Valor
Capacidad	4 sacos/min
Flujo del material	0.0384 ton/h
Velocidad de rotación	20 rpm
Diámetro externo	250 mm
Paso	225 mm
Longitud	925 mm

Fuente: Elaboración propia

La potencia requerida para el accionamiento del helicoidal se determina a partir de la siguiente expresión:

$$P_{total} = P_H + P_N + P_i \quad [KW] \quad (2.18)$$

**Donde:**

$P_H$ : Potencia necesaria para el desplazamiento horizontal [KW]

$P_i$ : Potencia necesaria para tornillo inclinado [KW]

$P_N$ : Potencia necesaria para el accionamiento [KW]

La potencia de desplazamiento horizontal se determina mediante la siguiente ecuación:

$$P_H = C_0 \frac{QL}{367} \quad [KW] \quad (2.19)$$

**Donde:**

$Q$ : flujo del material transportado [ton/h]

$L$ : longitud del helicoidal [m]

$C_0$ : Coeficiente de resistencia del material transportado

Tabla 2. 9 Valores del  $C_0$  para distintos materiales

Tipo de material	Valor de $c_0$
Harina, serrín, productos granulosos	1,2
Turba, sosa, polvo de carbón	1,6
Antracita, carbón, sal de roca	2,5
Yeso, arcilla seca, tierra fina, cemento, cal, arena	4

Fuente: (ingemecanica, 2020)

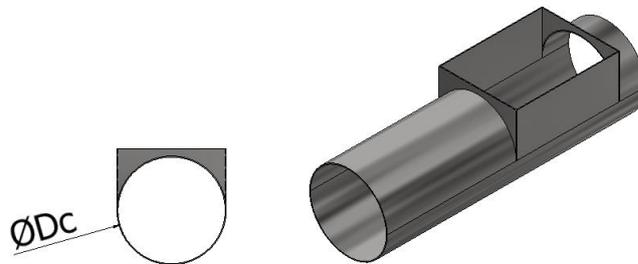
La potencia de accionamiento en vacío del tornillo se estima de la siguiente manera:

$$P_N = \frac{D_c L}{20} \quad [KW] \quad (2.20)$$

**Donde:**

$D_c$ : Diámetro del canalón [m]

$L$ : longitud del helicoidal [m]



**Figura 2. 19 Canalón del transportador helicoidal**

Fuente: Elaboración propia

Como el transportador helicoidal se encuentra en orientación horizontal, entonces:

$$P_i = 0 \quad [kW] \quad (2. 21)$$

### **Selección de material para tornillo sin fin.**

Para la fabricación del tornillo sin fin se selecciona una platina de acero inoxidable 4340 de 1" de ancho y 3 mm de espesor. (DIPAC, 2020)

Para el canalón se selecciona una plancha laminada en caliente calidad ASTM A36 de 2 mm de espesor. La figura 2.19 muestra un esquema de este. (DIPAC, 2020)

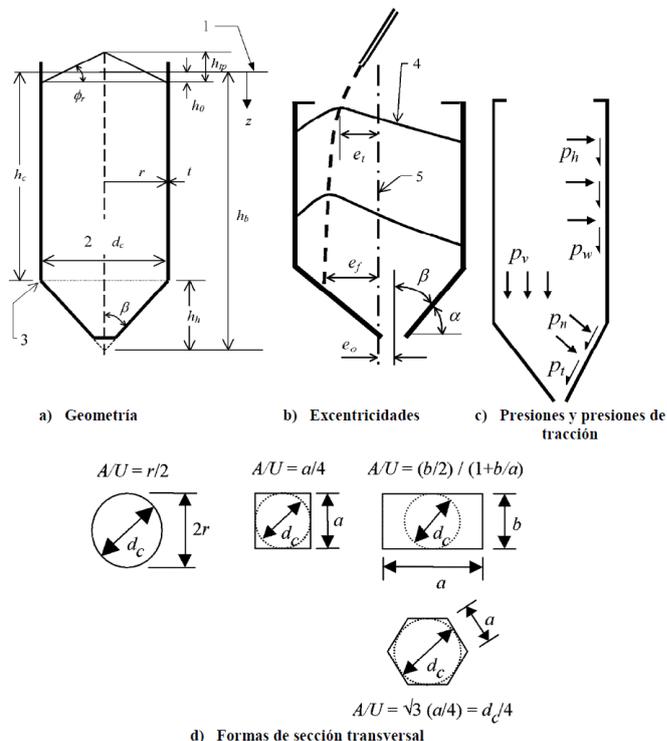
### 2.6.5 Diseño de la tolva

Para el diseño de la tolva, se empleó el manual “DESIGN OF BINS AND HOPPERS FOR STORAGE OF PARTICULATE MATERIALS” y siguiendo la normativa europea UNEN-EN 1991-4 Parte 4: Silos y depósitos. Esta norma sugiere aplicar las siguientes restricciones dimensionales (ver figura 2.20) en el diseño de silos y tolvas:

$$\frac{h_b}{d_c} < 10$$

$$h_b < 100 \text{ m}$$

$$d_c < 60 \text{ m}$$

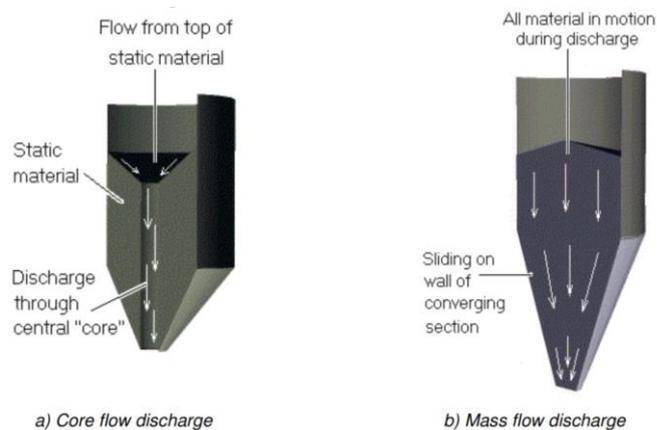


**Figura 2. 20 Geometría silos-tolvas**

Fuente: (AENOR, 2011)

## Tipo de flujo

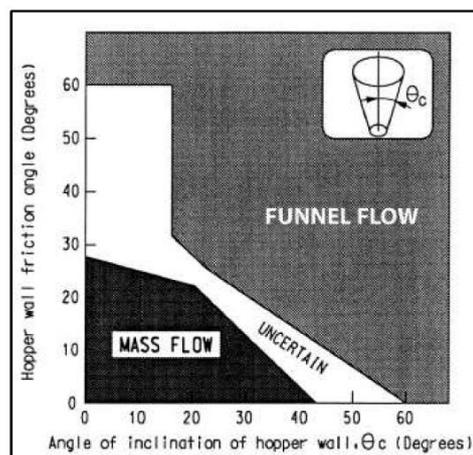
Las principales dificultades de diseño que se presentan en las tolvas es la aparición de esfuerzos adicionales producto del vaciado o descarga. Se ha mantenido a lo largo de los años una estructura básica de diseño, el cual es considerar para el diseño de silos o tolvas, esfuerzos estáticos debido al reposo del material almacenado. Lo cierto es que, durante la descarga, se producen sobre esfuerzos adicionales debido al tipo de flujo de descarga; en la figura 2.21 se muestran los tipos de flujo en tolvas.



**Figura 2. 21 Tipo de flujo en tolvas**

Fuente: (MSA Bradley, 2012)

De la figura 2.22 se seleccionará el tipo de flujo de descarga, en función del ángulo de inclinación de la tolva y el ángulo de fricción contra pared.



**Figura 2. 22 Tipo de flujo en tolvas**

Fuente: (Mahmoud, 2011)

### Dimensionamiento de la tolva

Se parte del diseño de la tolva determinando el ángulo de la tolva con la vertical. Para esto, se necesita conocer previamente el ángulo de reposo del material. (ver tabla 2.10)

$$\beta = \alpha + 15^\circ \quad (2.22)$$

**Donde:**

$\beta$ : Ángulo de la tolva con la vertical [°]

$\alpha$ : Ángulo de reposo del material [°]

**Tabla 2. 10 Ángulo de reposo para diferentes materiales**

Angle of repose					
0-19°	20-29°	30-34°	35-39°	40° and more	Others
Characteristics of materials					
Uniform dimensions, round particles, very small size. Very humid or very dry such as dry sand, silica, cement and wet limestone dust etc.	Partly rounded particles, dry and smooth. Average weight as for example cereal, grain and beans.	Irregular material, granular particles of average weight as for example anthracite coal, clay etc.	General everyday material as for example bituminous coal and the majority of minerals.	Irregular viscous fibrous material which tends to get worse in handling, as for example wood shavings, sugar cane by product, foundry sand, etc.	Here may be included materials with a variety of characteristics as indicated in the following Tab.2.

Fuente: (RULMECA, 2013)

Mediante la ecuación 2.23 se determina el ángulo de fricción contra pared, conociendo el coeficiente de fricción contra acero de la tabla 2.11:

$$\mu' = \tan(\phi_w) \quad (2.23)$$

**Donde:**

$\phi_w$ : Ángulo de fricción contra pared [°]

$\mu'$ : Coeficiente de fricción contra acero [-]

**Tabla 2. 11 Propiedades físicas de diferentes materiales**

	Weight $\gamma$		Angle of internal friction $\phi$	Effective angle of internal friction $\delta$	Coefficient of friction $\mu'$	
	lb/ft <sup>3</sup>	kg/m <sup>3</sup>			Against concrete	Against steel
Cement, clinker	88	1410	33	42-52	0.6	0.3
Cement, portland	84-100	1345-1600	24 to 30	40-50	0.40-0.80	0.30
Clay	106-138	1700-2200	15 to 40	50-90	0.2-0.5	0.36-0.7
Coal, bituminous	50-65	800-1040	32 to 44	33-68	0.55-0.85	0.30
Coal, anthracite	60-70	960-1120	24 to 30	40-45	0.45-0.50	0.30
Coke	32-61	515-975	35-45	50-60	0.50-0.80	0.50-0.65
Flour	38	610	40	23-30	0.30	0.30
Fly ash	50-112	865-1800	35-40	37-42	0.60-0.80	0.47-0.70
Gravel	100-125	1600-2000	25 to 35	36-40	0.40-0.45	0.29-0.42
Grains (small): wheat, corn, barley, beans (navy, kidney), oats, rice, rye	44-62	736-990	20 to 37	28-35	0.29-0.47	0.26-0.42
Gypsum, lumps	100	1600	38-40	45-62	0.5-0.8	0.38-0.48
Iron ore	165	2640	40-50	50-70	0.5-0.8	0.4-0.7
Lime, calcined, fine	70-80	1120-1280	30-35	35-45	0.5-0.7	0.4-0.6
Lime, calcined, coarse	58-75	928-1200	40	40-45	0.5-0.8	0.3-0.5
Limestone	84-127	1344-2731	39-43	45-80	0.6-0.8	0.55-0.70
Manganese ore	125	2000	40			
Sand	100-125	1600-2000	25 to 40	30-50	0.40-0.70	0.35-0.50
Soybeans, peas	50-60	800-960	23		0.25	0.20
Sugar, granular	53-63	1000	35	33-40	0.43	

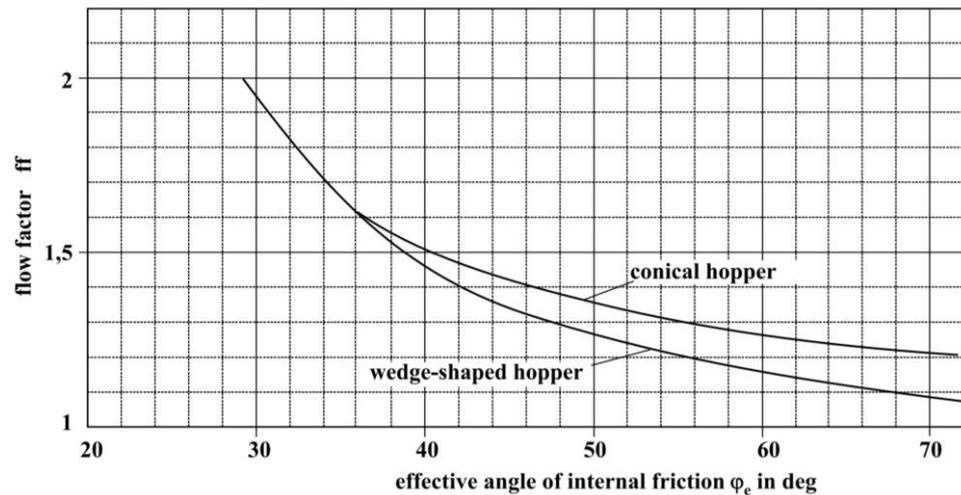
\*The properties listed here are illustrative of values which might be determined from physical testing. Ranges of values show the variability of some materials. Design parameters should preferably be determined by test and the values shown used with caution. See Commentary on Section 4.4.1.

Fuente: (Mahmoud, 2011)

### Diámetro mínimo de descarga en la tolva

Para determinar el diámetro mínimo de descarga de la tolva, se debe obtener el esfuerzo crítico del material (CAS); para ello, debemos determinar previamente el factor de flujo (ver figura 2.23) en función del ángulo efectivo de fricción interna y la forma de la tolva. Nótese que la figura 2.23 es aplicable solo para ángulos de fricción contra pared entre 10° y 30°.

(angle of wall friction  $\phi_w = 10^\circ - 30^\circ$ )

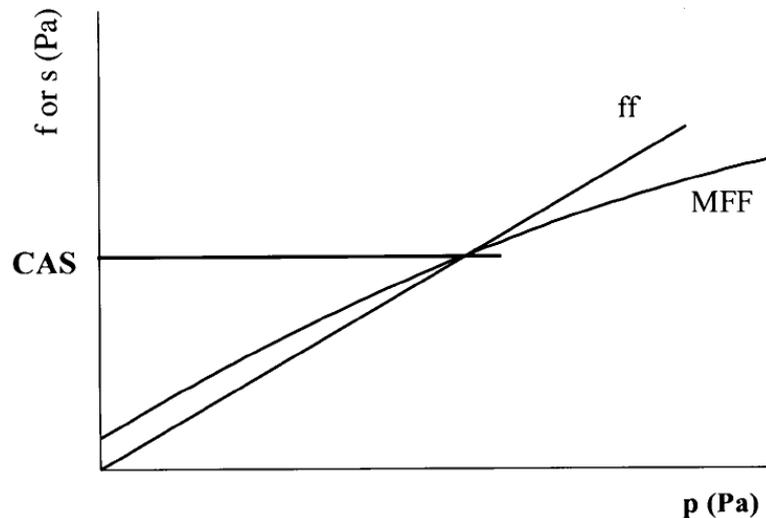


**Figura 2. 23 Tipo de flujo en tolvas**

Fuente: (Mahmoud, 2011)

Una vez conocido el factor de flujo ( $ff$ ) del material, es posible determinar el valor del esfuerzo crítico del material. La intersección de las gráficas MFF y  $1/ff$ , representa el esfuerzo crítico del material, como se muestra

en la figura 2.24. La ecuación 2.24 representa la función de flujo de un material, el cual es una propiedad que determina el comportamiento de un material particulado a diferentes presiones de compactación.



**Figura 2. 24 Criterio para determinar el esfuerzo crítico del material**

Fuente: (J.L. Amorós, 2013)

$$f_c = \sigma_n^{\tan(\phi_w)} \quad (2.24)$$

**Donde:**

$f_c$ : Función de flujo del material [Pa]

$\sigma_n$ : Esfuerzo normal máximo [Pa]

Mediante la ecuación 2.25 determinamos el diámetro mínimo de descarga, en función de la densidad del material, ángulo de la tolva con la vertical y el esfuerzo crítico del material.

$$D_{\min} = \left(2 + \frac{\beta}{60}\right) * \left[\frac{CAS}{\rho_M * g}\right] \quad (2.25)$$

**Donde:**

$D_{\min}$ : Diámetro mínimo de descarga [m]

$CAS$ : Esfuerzo crítico del material [Pa]

$\rho_M$ : Densidad aparente del mortero [kg/m<sup>3</sup>]

$g$ : Aceleración de la gravedad 9.81 [m/s<sup>2</sup>]

### Cálculo del espesor de la pared de la tolva

Para determinar el espesor de pared, se debe conocer previamente el esfuerzo ejercido por el peso del material sobre la tolva (ecuación 2.29), en función de la geometría de la tolva y el coeficiente de forma. El coeficiente de forma debe ser el mayor de entre los 3, planteados en las ecuaciones 2.26, 2.27, y 2.28.

$$K = 0.4 \quad (2.26)$$

$$K = \frac{1 - \sin(\phi_w)}{1 + \sin(\phi_w)} \quad (2.27)$$

$$K = \frac{1 - \sin^2(\phi_w)}{1 + \sin^2(\phi_w)} \quad (2.28)$$

$$P_p = \frac{\rho_M * g * D_h}{4 * K * \tan(\phi)} \left( 1 - e^{\left( -\frac{4 * K * \tan(\phi) * h_h}{D_h} \right)} \right) \quad (2.29)$$

#### Donde:

$P_p$ : Esfuerzo ejercido por el peso del material [Pa]

$K$ : Coeficiente empírico de forma [-]

$\phi$ : Ángulo de fricción interna [°]

$h_h$ : Altura de la tolva [m]

$D_h$ : Diámetro de descarga de la tolva [m]

Finalmente, se determina el esfuerzo ejercido sobre las paredes de la tolva (ecuación 2.30), considerando el factor de forma descrito anteriormente. El espesor mínimo de la pared de la tolva viene dado por la ecuación 2.31, el cual está en función del esfuerzo de fluencia del material (Acero Inox. 304) y el radio hidráulico.

$$P_T = KP_P \quad (2.30)$$

$$e_T = \frac{P_T * r_h}{\sigma_y} \quad (2.31)$$

**Donde:**

$P_T$ : Esfuerzo sobre las paredes de la tolva [Pa]

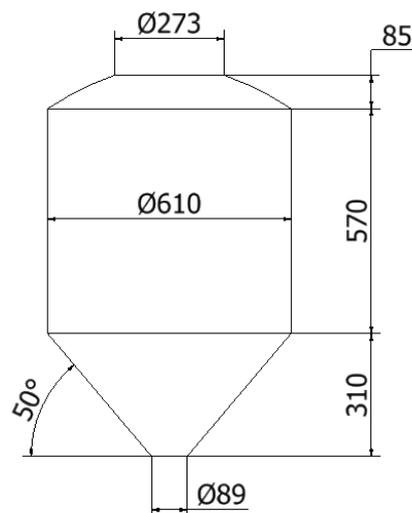
$e_T$ : Espesor pared de tolva [m]

$\sigma_y$ : Esfuerzo de fluencia del material [Pa]

$r_h$ : Radio hidráulico (A/U) [m]

### 2.6.6 Diseño del transportador

El transportador se encarga de almacenar el mortero hasta alcanzar una capacidad definida para ser vaciado. Para el dimensionamiento del transportador nos acogemos al código ASME sección VIII para construcción y diseño de recipientes a presión. El volumen por almacenar es de 190 litros, seleccionado en base al criterio del diseñador. Una de las dimensiones que cumplen con este requisito es el mostrado en la figura 2.25.



**Figura 2. 25 Transportador neumático de 190 litros de capacidad**

Fuente: Elaboración propia

Para diseño de transportadores neumáticos en fase densa la presión de operación mínima está definida según ASME en 10 bar y para fase diluida en 1 bar.

El material seleccionado para el transportador es el Acero inoxidable AISI 304, cuyas propiedades mecánicas se describen en la figura B.11 apéndice B.

Siguiendo los pasos del código ASME se deben especificar los siguientes parámetros mostrados en la tabla 2.12.

**Tabla 2. 12 Parámetros para diseño transportador**

Parámetro	Valor	Unidades
Temperatura de operación	310	K
Presión de Operación ( $P_o$ )	0.3	MPa
Volumen del Transportador ( $V_t$ )	0.19	$m^3$
Diámetro interior $D_i$	0.6	m
E2	1	Adimensional
E1	0.85	Adimensional
Densidad mortero	1800	$Kg/m^3$
Densidad del AISI 304 (SA 240)	7900	$Kg/m^3$

Fuente: Elaboración propia

**Donde:**

$E_1$ : Eficiencia de unión del fondo cónico determinada por el código ASME.

$E_2$ : Eficiencia de unión longitudinal a compresión determinada por el código ASME.

$$Pd = Ph + 1.15Po \quad [MPa] \quad (2.32)$$

**Donde:**

$P_d$ : Presión de diseño [Mpa]

$P_h$ : Presión hidrostática debido al material [Mpa]

La presión hidrostática debido al material se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$P_h = \frac{\rho_m V_m}{A} \quad [\text{Mpa}] \quad (2.33)$$

**Donde:**

$\rho_m$ : densidad del mortero [Kg/m<sup>3</sup>]

$V_m$ : Volumen del mortero [Kg/m<sup>3</sup>]

$A$ : Área interior del transportador [m<sup>2</sup>]

El espesor de pared mínimo de la parte cilíndrica se determina de la siguiente forma:

$$t_{min} = \frac{P_d r}{SE - 0.6P_d} \leftrightarrow P_d < 0.385 SE \quad (2.34)$$

**Donde:**

$t_{min}$ : espesor de pared mínimo [m]

$r$ : radio interior del transportador de la parte cilíndrica [m]

$S$ : tensión de tracción máxima admisible por ASME [Mpa]

$E$ : Eficiencia de unión longitudinal a compresión

El valor de S se escoge el menor ente el indicado en el código UG-2356-24 ASME en la subparte I, sección II, parte D o en la figura B.15 adjunta en el apéndice B, donde se requiere del factor A.

Para determinar el factor A se utiliza la siguiente relación:

$$A = \frac{0.125}{r/t} \quad (2.35)$$

**Donde:**

$r$ : Radio interior del transportador [mm]

$t$ : Espesor seleccionado de la pared típicamente entre 2 – 3 [mm]

El espesor final tanto para la pared del cilindro, de la sección cónica y elíptica se determina de la siguiente manera:

$$t_{final} = t_{min} + t_{corr} + t_{tol} \quad [m] \quad (2.36)$$

**Donde:**

$t_{corr}$ : Espesor adicional debido a la corrosión; 1 – 6 [mm]

$t_{tol}$ : Tolerancia de fabricación;  $0.1t_{corr}$  [mm]

El espesor de la sección cónica se estima mediante la siguiente expresión:

$$t_{min,cono} = \frac{P_d D_i}{2 \cos \phi (SE_1 - 0.6 P_d)} \quad [m] \quad (2.37)$$

**Donde:**

$\phi$ : ángulo de inclinación [°]

$D_i$ : Diámetro mayor del interior de la sección cónica [m]

El espesor y altura de la tapa del transportador o del cabezal, se determinan a partir de las siguientes ecuaciones:

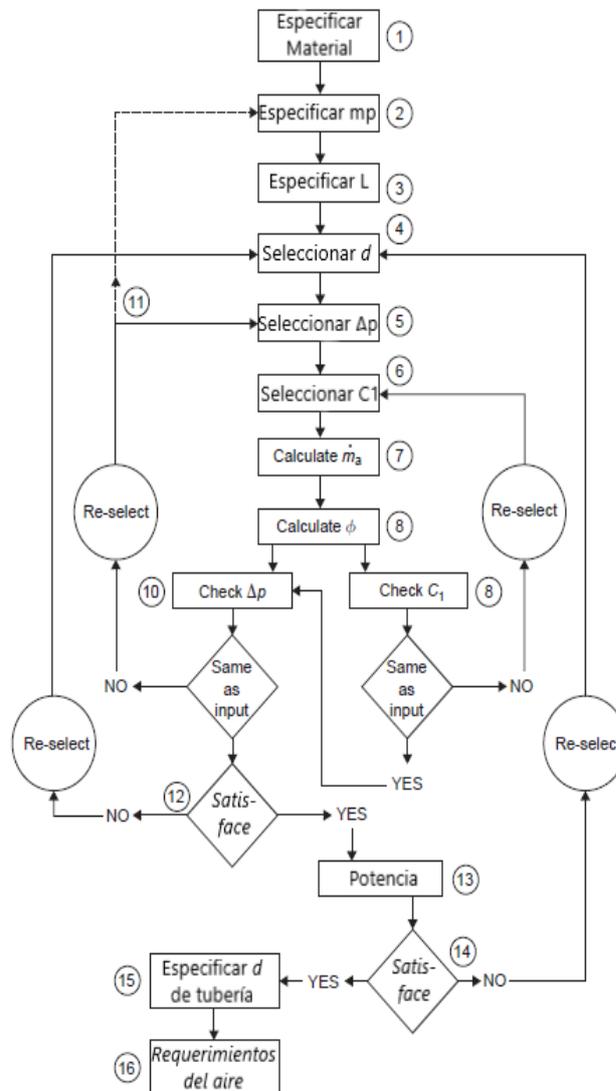
$$t_{min,cabezal} = \frac{P_d D_i}{2SE - 0.2 P_d} \quad [m] \quad (2.38)$$

$$h = 0.17 D_i \quad [m] \quad (2.39)$$

### 2.6.7 Diseño del sistema de transporte neumático

Actualmente, no existe un procedimiento estándar para el diseño de transportes neumáticos, sin embargo, se han realizados varios estudios para establecer procedimientos de diseño de estos tipos de sistemas dependiendo del material a transportar entre otros aspectos. Considerando que el material a transportar es mortero, cuya

composición principal es cemento, el método propuesto por Mills es el más adecuado. (ver figura 2.26)



**Figura 2. 26 Metodología de diseño de transporte neumático propuesta por Mills**

Fuente: (David Mills, 2004)

### Capacidad del sistema

El mortero almacenado en el transportador debe ser llevado a la parte superior de los silos de almacenamiento. Esta capacidad se establece a criterio del diseñador la cual se fija en  $\dot{m}_p = 2 \text{ ton/h}$ .

### Selección del material de la tubería de transporte

La tubería de acero es la más utilizada para el transporte neumático, aunque la tubería de aluminio se usa en gran medida cuando se requiere

de adaptabilidad y tubería liviana. Para la selección de la tubería se deben tener en cuenta algunos factores como el tipo de material, higiene, desgaste erosivo, degradación del material, el acabado superficial entre otros. Para el tipo de transporte arenosos y abrasivos como el mortero se recomienda que la tubería debe ser de cédula 40 en adelante. (David Mills, 2004). En el apéndice B, se adjunta el catálogo de selección de tubería de acero inoxidable calidad ASTM A312 tipo 304, material que evita la mancha del mortero.

### **Unión de tubería**

Los distintos accesorios como codos y bridas son unidos mediante soldadura TIG. La figura 2.27 muestra el tipo de unión mediante soldadura TIG entre un tubo y una brida. Este tipo de unión es muy utilizado en la industria mundial debido a su fiabilidad además de ser el más recomendado para el transporte de mortero ya que evita la acumulación de material en las juntas. (TECNOCURVE, 2020)



**Figura 2. 27 Unión con acople rígido**

Fuente: (TECNOCURVE, 2020)

### **Longitud equivalente de la tubería de transporte**

Se debe especificar la longitud equivalente del sistema de tubería, es decir, se deben considerar los cambios de sección, el número de accesorios en el recorrido, la orientación de los distintos tramos entre otros detalles. A partir del diseño de forma realizado en AUTODESK INVENTOR es posible estimar con gran precisión la longitud real de tubería necesaria para el sistema de transporte, así como la orientación

de los tramos. Una vez establecido todos estos detalles se calcula las pérdidas de carga del sistema.

La longitud equivalente del sistema se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$L_e = h + 2V + Nb \quad [m] \quad (2.40)$$

**Donde:**

*h*: longitud total de tubería en horizontal [m]

*V*: longitud total de tubería en vertical [m]

*N*: Número de codos [ ]

*b*: longitud equivalente de cada codo [m]

Para determinar la longitud equivalente de una curva se requiere de la siguiente expresión:

$$b = \frac{kd}{4f} \quad [m] \quad (2.41)$$

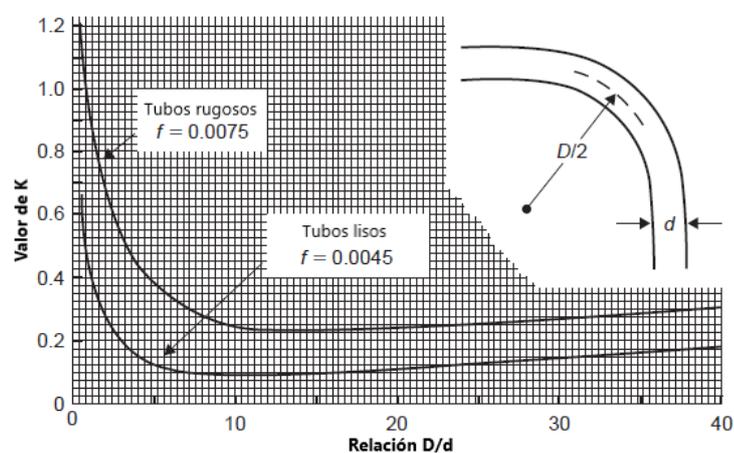
**Donde:**

*k*: factor correspondiente al accesorio [ ]

*d*: diámetro de la tubería [m]

*f*: factor de fricción [ ]

La figura 2.28, muestra gráficamente los valores de K para codos o curvas en 90°.



**Figura 2. 28 Pérdida de carga para curvas con radio de 90 °**

Fuente: (David Mills, 2004)

### **Diámetro de tubería**

Mediante el método seguido, el diámetro requerido para el transporte de mortero es una variable que se determina mediante un proceso iterativo a fin de cumplir con el flujo del material establecido. Por consiguiente, el diámetro se establece inicialmente a criterio del diseñador, y su valor se comprueba una vez concluido el proceso de diseño. De no cumplir con la tasa de flujo del material y ciertas recomendaciones se deberá seleccionar otro diámetro intuitivamente. El diámetro seleccionado inicialmente es de 80 mm.

### **Caída de presión del sistema**

Uno de los parámetros importantes a determinar en el diseño de sistemas de transporte neumático es la caída de presión. Es la suma total de las pérdidas por fricción, accesorios o de carga por la aceleración de las partículas a transportar. Esta última pérdida, se origina hasta que las partículas lleguen a la velocidad de transporte.

Este último fenómeno de pérdida por aceleración se da en cada curva del sistema, puesto que las partículas al impactar con un codo, por ejemplo, sufren una desaceleración que debe ser compensada hasta que alcancen otra vez la velocidad de transporte. Mills, realizó numerosos estudios para transporte neumáticos de materiales arenosos que incluyen al cemento y derivados como el mortero, desarrollando expresiones empíricas válidas para estimar la caída de presión debido al material en la cual se incluye la caída de presión por desaceleración de la partícula.

La orientación de las tuberías es un factor importante que considerar para determinar correctamente la pérdida total del sistema. Según Mills, basta estimar la longitud equivalente del sistema para determinar la caída de presión total debido a las distintas orientaciones de la tubería a lo largo del recorrido mediante la figura 2.28.

Siguiendo este método, se debe estimar inicialmente un valor de la pérdida total del sistema, el cual debe ser comprobado al finalizar el proceso de diseño. Si este valor establecido no cumple con los

requerimientos se debe redefinir este valor. Se estima que la caída de presión total en el sistema es de 0.3 bar o 3.1  $mh_2O$ .

La caída de presión total del sistema de comprueba mediante la siguiente expresión:

$$\Delta_{ptotal} = \Delta_{transporte\ de\ material} + \Delta_{pcurvas} + \Delta_{paire} + \Delta_{peductor} \quad [Kpa] \quad (2.42)$$

Donde:

$\Delta_{ptotal}$ : Caída de presión total del sistema [Kpa]

$\Delta_{transporte\ de\ material}$ : Caída de presión debido al material [Kpa]

$\Delta_{pcurvas}$ : Caída de presión debido a los tramos curvos [Kpa]

$\Delta_{paire}$ : Caída de presión del aire [Kpa]

$\Delta_{peductor}$ : Caída de presión a través del eductor [Kpa]

Como ya se mencionó en los párrafos precedentes, la caída de presión por desaceleración o transporte de material se puede estimar a partir de la siguiente gráfica 2.29, válida para el mortero, en el cual estimó la caída de presión en una tubería de 53 mm de diámetro a varias velocidades de entrada del aire y distintos flujos de material de transporte. Se debe escalar con los valores correspondientes para determinar la caída de presión por transporte de material. El escalamiento se determina mediante la siguiente relación:

$$\dot{m}_{p53} = \dot{m}_{pd} * \left[ \frac{d_{53}}{d_d} \right] \quad (2.43)$$

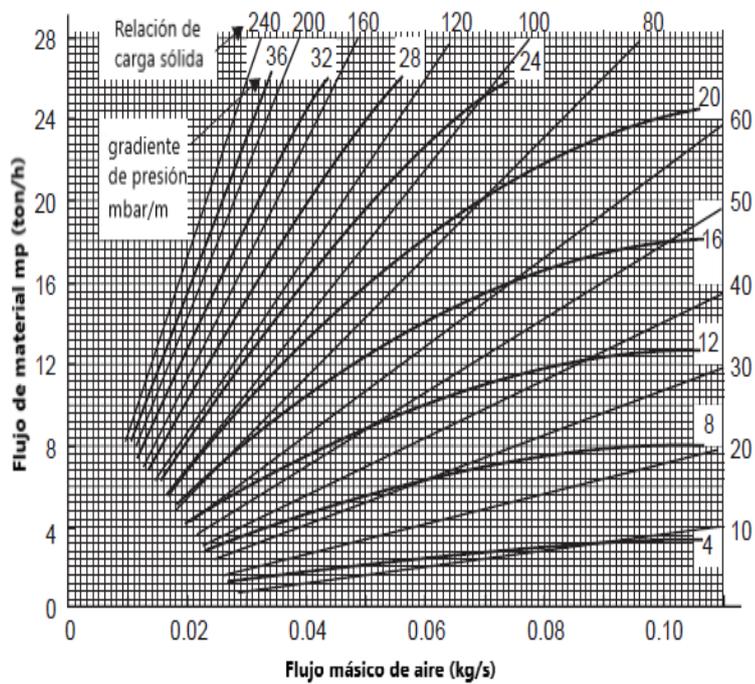
Donde:

$\dot{m}_{p53}$ : flujo del material de transporte en tubería de 53 mm [ton/h]

$\dot{m}_{pd}$ : flujo del material de transporte en tubería seleccionada [ton/h]

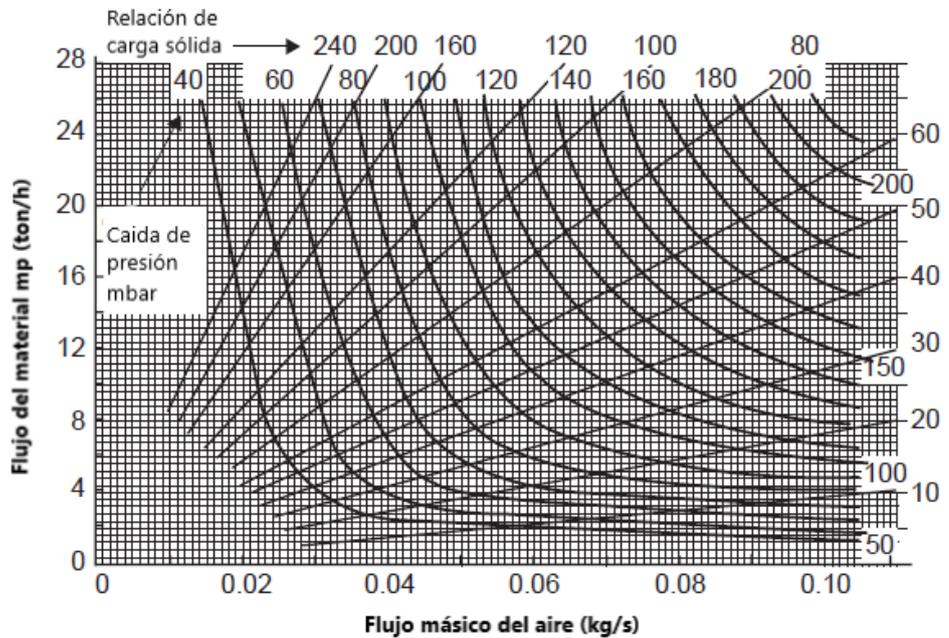
$d_{53}$ : diámetro de tubería igual a 53 mm [mm]

$d_d$ : diámetro de tubería seleccionada [mm]



**Figura 2. 29 Datos de gradiente de presión de referencia para transporte horizontal en tubería de 53 mm de diámetro**  
Fuente: (David Mills, 2004)

Para estimar la caída de presión a través de curvas o codos a lo largo del recorrido se sigue un método similar a partir de la figura 2.30.



**Figura 2. 30 Datos de caída de presión para curvas con radio de 90 ° en una tubería de 53 mm de diámetro**  
Fuente: (David Mills, 2004)

La caída de presión del aire a lo largo de la tubería se determina mediante la siguiente expresión propuesta por Mills:

$$\Delta_{paire} = p \left[ \left( 1 + \frac{\psi C_2^2}{RT} \right)^{0.5} - 1 \right] \quad [Kpa] \quad (2.44)$$

**Donde:**

$p$ : presión atmosférica [Kpa]

$R$ : 287 J/Kg.K

$T$ : Temperatura del aire [K]

$\psi$ : pérdida de carga de la tubería, las curvas y los accesorios [ ]

$C_2$  = Velocidad de salida del aire [m/s]

El valor de  $\psi$  se determina a partir de la siguiente expresión:

$$\psi = \frac{4fL_e}{d} + \sum K \quad [adimensional] \quad (2.45)$$

**Donde:**

$f$ : factor de fricción de la tubería [adimensional]

$L_e$ : longitud equivalente del sistema [m]

$d$ : diámetro de la tubería de transporte [m]

$K$ : factor correspondiente a accesorios [adimensional]

El factor de fricción  $f$  se determina mediante la siguiente ecuación:

$$f = \frac{0.331}{\ln \left[ \frac{\varepsilon}{3.7d} + \frac{7}{Re} \right]^2} \quad [adimensional] \quad (2.46)$$

**Donde:**

$\varepsilon$ : factor de rugosidad de la tubería [adimensional]

$d$ : diámetro de la tubería [m]

$Re$ : Número de Reynolds [adimensional]

El número de Reynolds se calcula mediante la siguiente expresión:

$$R_e = \frac{4\dot{m}_a}{\pi d \mu} \quad [\text{adimensional}] \quad (2.47)$$

**Donde:**

$\dot{m}_a$ : flujo másico del aire [kg/s]

$\mu$ : Viscosidad del aire [kg/m.s]

$d$ : diámetro de la tubería de transporte [m]

**Velocidad de salida del aire**

$$C_2 = \frac{4\dot{m}_a RT}{\pi d^2 p} \quad (2.48)$$

**Mínima velocidad de aire de transporte**

Una vez se concluya el proceso de diseño del transporte neumático, se especificará el diámetro de tubería y los requerimientos de aire en términos del caudal de aire necesario y presión de entrada del sistema. La velocidad mínima de aire en la entrada depende del tipo de transporte neumático utilizado. Según (David Mills, 2004) la velocidad mínima de transporte para el cemento es de 12 m/s en fase diluida y de 4 m/s en fase densa. Mills, recomienda que la velocidad de aire de entrada  $C_1$  debe ser considerada como el 20% más de la velocidad mínima recomendada para el material según corresponda en fase diluida o densa.

$$C_1 = 1.2 * C_{min} \quad [m/s] \quad (2.49)$$

El valor de  $C_{min}$  se establece de forma conservadora en 14 m/s para el mortero en fase diluida, permitiendo un aumento en la tasa de flujo del material.

Finalmente, el valor de  $C_1$  se comprueba mediante la siguiente relación establecida por Mills:

$$C_1 = 36 * \phi^{-0.3} - 7 \quad [m/s] \quad (2.50)$$

Donde:

$\phi$ : Razón de carga [adimensional ]

### **Determinación del flujo másico de aire**

El cálculo del flujo másico de aire es el primer parámetro requerido para la estimación de la razón de carga  $\phi$ , el cual determinará si la selección del tipo de transporte neumático es el correcto. Este parámetro también define el valor de la velocidad de aire requerida en la entrada del sistema. El aire a cierta temperatura y presión se puede considerar a fines de cálculos como un gas ideal, por lo cual, la estimación del flujo se determina mediante la ley de los gases ideales, mediante la siguiente expresión:

$$\dot{m}_a = \frac{2.74 p_1 C_1 d^2}{T_1} \quad [Kg/s] \quad (2.51)$$

**Donde:**

$\dot{m}_a$ : flujo másico de aire [Kg/s]

$p_1$ : presión de entrada de la línea de transporte [Kpa]

$p_1 = p_{atm}$  (101.3 Kpa) Sistema de presión negativa

$p_1 = p_{atm} + 100\Delta p$  Sistema de presión positiva o fase Densa

$\Delta p$ : Caída de presión del sistema [Bar]

$C_1$ : velocidad del aire de entrada de la línea de transporte [m/s]

$d$ : diámetro de la tubería [m]

$T_1$ : temperatura de entrada de la línea de transporte [K]

### **Determinación de la relación de carga de sólidos**

Este parámetro adimensional define el tipo de sistema más adecuado según los requerimientos. Este define la relación entre la masa total del

material a transportar entre la masa de aire total requerido para este acometido. Se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$\phi = \frac{\dot{m}_p}{3.6\dot{m}_a} \text{ [adimensional]} \quad (2.52)$$

**Donde:**

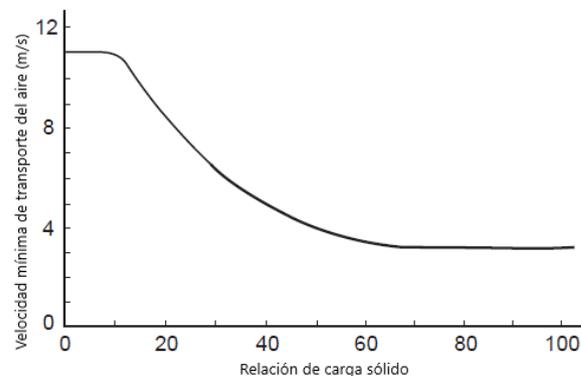
$\phi$ : razón de carga de sólido [adimensional]

$\dot{m}_p$ : flujo másico del material a transportar [ton/h]

$\dot{m}_a$ : flujo másico del aire [kg/s]

La principal característica de este parámetro es que se mantiene prácticamente invariable a través de las tuberías. El mismo caracteriza el tipo de sistema neumático según la siguiente clasificación definida por la figura 2.31:

- $\phi < 15$  *Fase Diluida*
- $15 < \phi < 100$  *Fase Intermedia*
- $\phi > 100$  *Fase Densa*



**Figura 2. 31 Influencia de la relación de carga de sólidos en la velocidad mínima del aire de transporte**

Fuente: (David Mills, 2004)

### Volumen de aire requerido

El flujo volumétrico necesario para transportar el material se determina mediante la siguiente expresión:

$$\dot{v} = \frac{\dot{m}_a}{\rho} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (2.53)$$

### 2.6.8 Dimensionamiento del Eductor

Los eductores de Venturi no constan de piezas móviles, lo cual permite una alimentación de sólidos sin mantenimiento. Para aquellas aplicaciones que requieran transporte de material en polvo y abrasivo esto es una gran ventaja. El eductor Venturi evita los problemas de retroceso además de ser el accesorio más utilizado en la industria del cemento para el transporte neumático. (FOX Valve Development Corp, 2015)

Ya que el eductor se basa en el principio de Venturi, las expresiones correspondientes para el dimensionamiento del eductor son las siguientes (David Mills, 2004):

$$C_t = \left\{ 2C_p T_i \left[ 1 - \left( \frac{P_t}{P_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] + C_i^2 \right\}^{0.5} \quad (2.54)$$

**Donde:**

$C_t$  = Velocidad del aire en la garganta [m/s]

$C_p$  = calor específico del aire [J/Kg.K]

$T_i$  = Temperatura del aire en la entrada [K]

$P_t$  = Presión absoluta del aire en la garganta [Kpa]

$P_i$  = Presión del aire en la entrada [Kpa]

$\gamma$  = coeficiente de expansión isentrópica [adimensional]

$C_i$  = Velocidad de entrada del aire [m/s]

$$d_t = \left[ \frac{C_i}{C_t} * \left( \frac{P_t}{P_i} \right)^{-\frac{1}{\gamma}} \right]^{0.5} * d_i \quad (2.55)$$

$d_t$ : diámetro en la garganta [m]

$d_i$ : diámetro en la entrada [m]

Para el dimensionamiento de las entradas de aire y material y la salida del eductor, seguimos las recomendaciones del catálogo Fox Solids Conveying Eductors, adjunta en la figura B.20 del apéndice B.

La caída de presión a través del eductor, según (VIKING, 2008) se reduce en un 35% con respecto a la presión de entrada. Sin embargo, a la salida de la boquilla se reduce entre un 20% y 25%.

$$\Delta_{peductor} = 0.35P_i \quad [Kpa] \quad (2.56)$$

**Donde:**

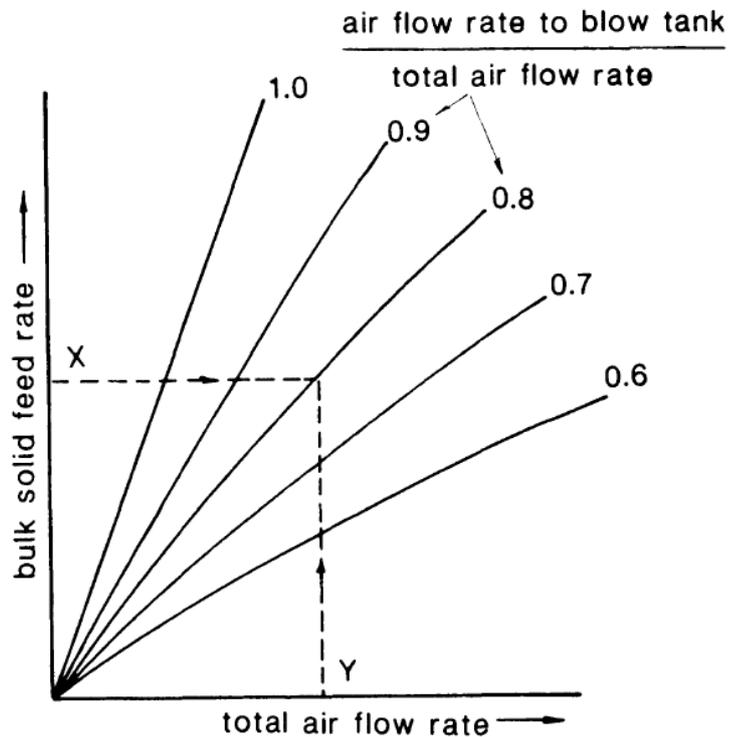
$P_i$ : Presión de entrada en el eductor [Kpa]

#### **2.6.9 Selección de la válvula reguladora de aire**

El volumen de aire requerido para transportar el material es el parámetro necesario para seleccionar la válvula reguladora de aire comprimido. El tamaño vendrá definido por la entrada al eductor Venturi y el caudal nominal. Este accesorio, se selecciona a partir del catálogo de FESTO, reguladores de presión, adjunto en la figura B.20 apéndice B. (FESTO, 2019)

#### **2.6.10 Línea de balance o ecualizador para el transportador**

Es común encontrar en sistemas de transporte en fase diluida, una línea de balance que suministra aire suplementario en la parte superior del tanque de soplado o el transportador. Esto ayuda al proceso de transporte del producto manteniéndolo aireado y “vivo”. (C.R. Woodcock, 1987) Sin embargo, esto depende del flujo de material a transportar y el flujo de aire requerido, como se muestra en la figura 2.32.



**Figura 2. 32 Relación típica entre el material sólido y el aire requerido**

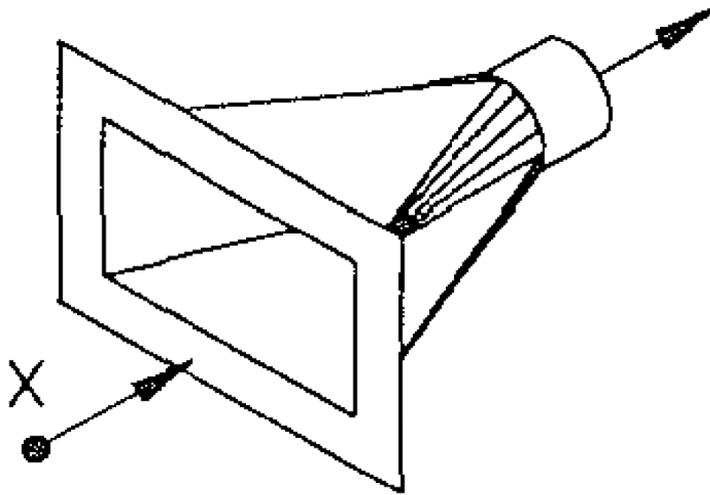
Fuente: (C.R. Woodcock, 1987)

### 2.6.11 Diseño del sistema de desempolvado.

El polvo de mortero que se genera en el tambor motriz debe ser extraído a través de ductos que se acoplen con el sistema central de desempolvado de la planta. Para esto se deben determinar ciertos parámetros como el caudal mínimo de succión. A partir del manual de diseño ACGIH, se determinaron los parámetros necesarios para el dimensionamiento del ducto de salida, como son el caudal de extracción, velocidad de succión y velocidad mínima en el interior del ducto. (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 1998)

### Dimensionamiento de ducto.

Según el diseño del tambor motriz donde se sacude el saco, la campana de extracción de polvo ideal para adaptarse a la máquina es la mostrada en la figura 2.33.



**Figura 2. 33 Esquema de la campana de extracción**

Fuente: (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 1998)

El caudal debe ser el mismo a la entrada y a la salida. Para esta configuración de campana el caudal de succión se determina mediante la siguiente expresión:

$$Q = 0.75V_c(10x^2 + A) \quad [m^3/s] \quad (2.57)$$

**Donde:**

$Q$ : Caudal de succión [ $m^3/s$ ]

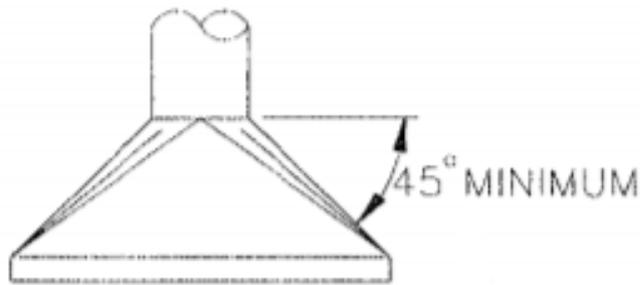
$V_c$ : Velocidad de captura [ $m/s$ ]

$x$ : Distancia desde la fuente hasta la entrada de la campana [ $m$ ]

$A$ : Área de la sección de entrada de la campana [ $m^2$ ]

La velocidad de captura  $V_c$  se toma a partir de la figura B.16, adjunta en el apéndice B.

El ángulo de inclinación mínimo de la campana recomendado se indica en la figura 2.34.



**Figura 2. 34 Ángulo mínimo recomendado de inclinación para campanas**  
Fuente: (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 1998)

La salida de la campana de extracción, como se muestra en la figura 2.34, tiene forma circular, y debido a que el caudal es el mismo en esta sección, se dimensiona mediante la siguiente expresión:

$$D_{ducto} = \left( \frac{4Q}{\pi V_d} \right)^{0.5} \quad [m] \quad (2.58)$$

La velocidad mínima recomendada se obtiene a partir de los valores en la tabla 2.13 para la aplicación correspondiente. Al ser el mortero un derivado del cemento, se escoge que la velocidad mínima de diseño es 4500 fpm.

**Tabla 2. 13 Rango de velocidades mínimas de diseño de ductos**

Nature of Contaminant	Examples	Design Velocity
Vapors, gases, smoke	All vapors, gases, and smoke	Any desired velocity (economic optimum velocity usually 1000–2000 fpm)
Fumes	Welding	2000–2500
Very fine light dust	Cotton lint, wood flour, litho powder	2500–3000
Dry dusts & powders	Fine rubber dust, Bakelite molding powder dust, jute lint, cotton dust, shavings (light), soap dust, leather shavings	3000–4000
Average industrial dust	Grinding dust, buffing lint (dry), wool jute dust (shaker waste), coffee beans, shoe dust, granite dust, silica flour, general material handling, brick cutting, clay dust, foundry (general), limestone dust, packaging and weighing asbestos dust in textile industries	3500–4000
Heavy dusts	Sawdust (heavy and wet), metal turnings, foundry tumbling barrels and shake-out, sand blast dust, wood blocks, hog waste, brass turnings, cast iron boring dust, lead dust	4000–4500
Heavy or moist	Lead dusts with small chips, moist cement dust, asbestos chunks from transit pipe cutting machines, buffing lint (sticky), quick-lime dust	4500 and up

Fuente: (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 1998)

Sin embargo, esta velocidad mínima de diseño debe corregirse debido a las pérdidas generadas durante los ramales de los ductos. Típicamente se recomienda:

$$V = 1.1 V_{min} \quad [m/s] \quad (2.59)$$

### **Selección de material para campana de extracción.**

La ACGIH recomienda que para el tipo de aplicación que se requiere, extracción de polvo derivado del cemento, el material adecuado es chapa galvanizada. Se selecciona la plancha galvanizada G60 norma NTE INEN 115. El catálogo se adjunta la figura B.14 apéndice B. (DIPAC, 2020)

#### **2.6.12 Diseño de la estructura del sistema**

Para el diseño de la estructura que soporta las bandas transportadoras, el sistema rompesacos y el transportador se dimensionan en base a las ecuaciones de diseño estático correspondientes.

#### **Dimensionamiento de las columnas**

Se determina si la columna es larga o corta mediante la siguiente expresión:

$$C_c = \left( \frac{2\pi^2 E}{\sigma_{pc}} \right)^{0.5} \quad [adimensional] \quad (2.60)$$

**Donde:**

$\sigma_{pc}$ : Esfuerzo permisible [Mpa]

$E$ : Módulo de elasticidad del material (acero) [Mpa]

$$\frac{L_e}{r_g} < C_c \quad \rightarrow \text{corta} \quad [adimensional]$$

$$\frac{L_e}{r_g} > C_c \quad \rightarrow \text{larga} \quad [adimensional]$$

**Donde:**

$L_e$ : Longitud equivalente de la columna [m]

$r_g$ : radio de giro de la sección transversal de la columna [m]

Para columnas cortas el esfuerzo de trabajo se calcula como sigue:

$$\sigma_t = \left[ 1 - \frac{(L_e/r_g)^2}{2C_c^2} \right] \frac{\sigma_{pc}}{NF} \quad [Pa] \quad (2.61)$$

El factor de seguridad  $NF$  se estima mediante la siguiente ecuación:

$$NF = \frac{5}{3} + \frac{3(L_e/r_g)}{8C_c} - \frac{(L_e/r_g)^3}{8C_c^3} \quad (2.62)$$

Para las columnas largas el esfuerzo de trabajo se calcula como sigue:

$$\sigma_t = \frac{12\pi^2 E}{23(L_e/r_g)^2} \quad [Pa] \quad (2.63)$$

Finalmente se determina la carga crítica soportada por el perfil estructural:

$$P_{critica} = \sigma_t A_t \quad [N] \quad (2.64)$$

**Donde:**

$A_t$ : Área de la sección transversal de la columna

### **Dimensionamiento de las vigas.**

En general, los perfiles estarán sometidos a flexión en los casos más críticos. Para el diseño por flexión, se deben obtener los diagramas de esfuerzos cortantes y momento flector. A partir de esto se selecciona un factor de seguridad mínimo de 5 y se obtiene el módulo resistente requerido.

$$S_{x,n} = \frac{nM_{m\acute{a}x}}{\sigma_y} \quad [m^3] \quad (2.65)$$

**Donde:**

*n*: factor de seguridad seleccionado [adimensional]

*M<sub>máx</sub>*: Momento máximo sobre la viga [Nm]

*S<sub>y</sub>*: Esfuerzo de fluencia del material [Pa]

### **Selección del perfil estructural.**

Se selecciona el perfil estructural cuadrado calidad SAE J 503 1008 del catálogo de DIPAC Manta. Sus especificaciones se adjuntan en la figura B.12 apéndice B.

### **2.6.13 Selección de motores para el sistema rompesacos.**

A través del catálogo de SIEMENS EC (ver figura B.18 apéndice B) se selecciona el motor o motorreductor en función de la potencia requerida para cada uno de los diseños realizados.

# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

### 3.1 Sistema de alimentación (bandas transportadoras)

Los sacos de mortero expulsados de la línea principal de producción debido a variaciones en su peso pasan al sistema de alimentación el cual transporta el saco desde su expulsión hasta el rompesacos. Este sistema consta de un conjunto de bandas transportadoras divididas en 3 tramos. La configuración es en base a la alternativa ganadora (configuración 1) descrita en el capítulo 2 sección 2.3.

La tabla 3.1 muestra las especificaciones del tramo 1.

**Tabla 3. 1 Tramo 1 del sistema de alimentación**

	<b>Longitud desarrollada</b>	6.5 m
	<b>Altura máxima respecto al suelo</b>	1.2 m
	<b>Ángulo de inclinación</b>	26°
	<b>Número de motores</b>	1

Fuente: Elaboración propia

El tramo 2 consta de una banda de transición de 180° que conecta los tramos 1 y 3. Las especificaciones se muestran en la tabla 3.2

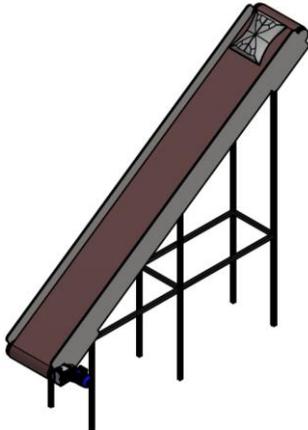
**Tabla 3. 2 Tramo 2 del sistema de alimentación**

	<b>Longitud desarrollada</b>	4.9 m
	<b>Altura máxima respecto al suelo</b>	1.2 m
	<b>Ángulo de transición</b>	180°
	<b>Número de motores</b>	1

Fuente: Elaboración propia

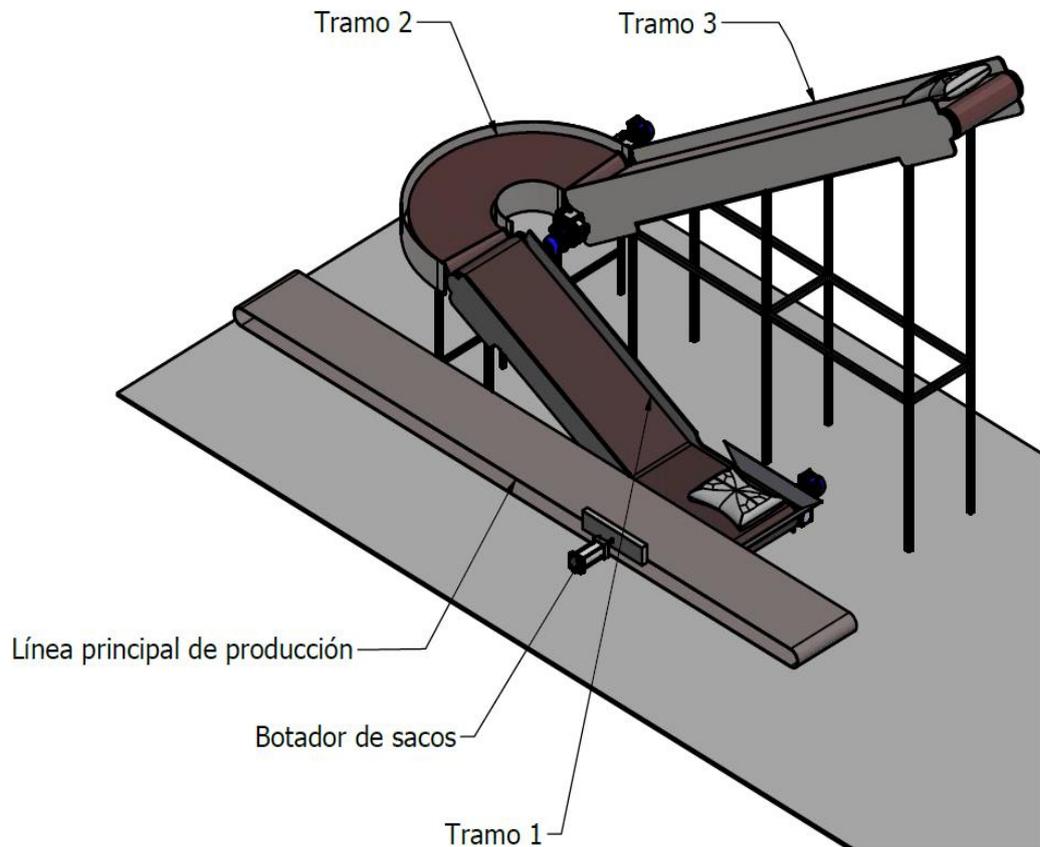
Por último, el tramo 3 consta de una sola banda inclinada 35° con respecto al piso. En la tabla 3.3 se muestran las especificaciones de esta.

**Tabla 3. 3 Tramo 3 del sistema de alimentación**

	<b>Longitud desarrollada</b>	10 m
	<b>Altura máxima respecto al suelo</b>	4 m
	<b>Ángulo de inclinación</b>	35°
	<b>Número de motores</b>	1

Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.1 se muestra el sistema de alimentación, desde el botador de sacos hasta la entrada al sistema rompesacos. Siguiendo esta configuración, al saco le tomaría un aproximado de 2 minutos en llegar hasta el rompesacos, teniendo una velocidad de transporte de 6 m/min.



**Figura 3. 1 Sistema de alimentación de sacos**

Fuente: Elaboración propia

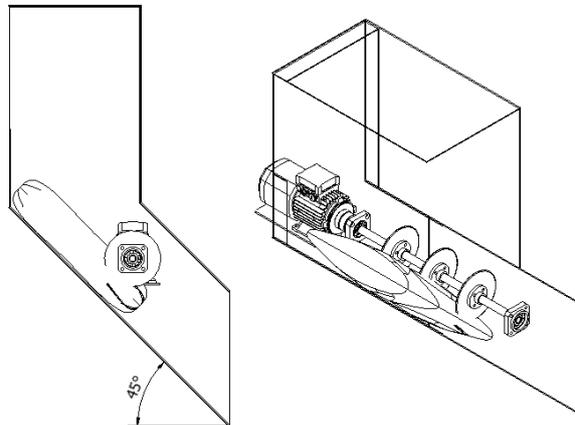
### 3.2 Sistema de corte

Se seleccionaron 3 discos de corte HSS del manual de KINKELDER, adjunto en el apéndice B, cuyo diseño garantiza resistencia y durabilidad para nuestra aplicación.

El saco de mortero cae por gravedad en un ducto a 45° desde la banda transportadora, el cual es dirigido hacia 3 discos continuos de corte de 7" acoplados a un eje de acero 4340 de 1 1/4" de diámetro. Para evitar el deslizamiento de las cuchillas, se diseñó una pieza dispuesta a ambos lados de los discos que se sujetan al eje mediante chavetas y a las cuchillas mediante pasadores como se muestra en la figura 3.2.

Los discos fueron equiespaciados a lo largo del eje a 173 mm entre ellos. El eje se sujeta mediante dos chumaceras de pared completa de 1". La velocidad de rotación de las cuchillas se fijó en la velocidad nominal del motor Siemens de 1800 rpm.

La potencia requerida para el corte del saco fue de 3HP, para lo cual se seleccionó un motor SIEMENS SIMOTICS 3HP.



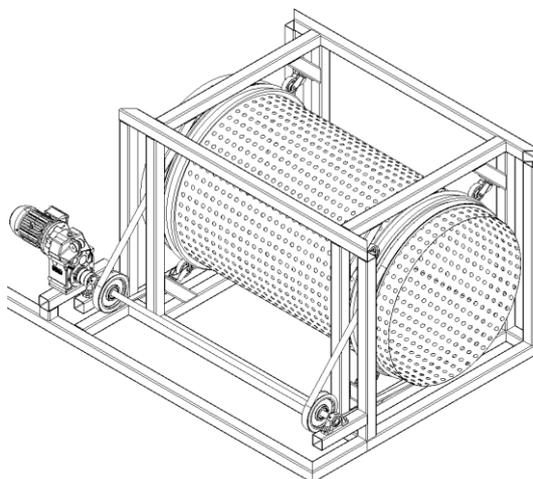
**Figura 3. 2 Sistema de corte de sacos de mortero**

Fuente: Elaboración propia

### **3.3 Sistema de vaciado y sacudido mediante tambor giratorio**

Una vez cortado el saco de mortero, este cae al interior del tambor giratorio, el cual es el encargado de sacudir el saco. El mecanismo de sacudido consta de un sistema de bandas y poleas, como se muestra en la figura 3.3.

Para el cambio de las bandas de transmisión, las dos paredes de los extremos del tambor son desmontables, por ende, es posible retirarlas y reemplazarlas ubicándolas nuevamente en las guías del tambor.



**Figura 3. 3 Sistema de sacudido de sacos**

Fuente: Elaboración propia

Mediante la tabla 2.7 se determinó la velocidad rotacional de operación del tambor, en función del diámetro. Una vez definida la velocidad de operación, se empleó la ecuación de DAWN (ec. 2.10) para determinar la potencia útil requerida por el motor para mover el tamiz. En la tabla 3.1 se muestran datos y resultados de los parámetros descritos previamente.

**Tabla 3. 4 Datos y resultados de velocidad y potencia útil**

<b>Diámetro exterior del tambor [m]</b>	0.8
<b>Velocidad crítica [RPM]</b>	50
<b>Velocidad de operación [RPM]</b>	20
<b>Potencia útil [HP]</b>	0.5

Fuente: Elaboración propia

Dado que el mecanismo de giro consta de un sistema de bandas y poleas, la potencia útil se debe corregir y reemplazar por un valor de potencia corregida mediante la ecuación 2.13. Para el diseño, se decidió trabajar con una polea con buje de 160 mm de diámetro exterior y 35 mm de diámetro interior. En base a esto, se realizaron los cálculos respectivos para determinar el tipo de banda, número de correas y canales, entre otros parámetros.

En la tabla 3.5 se muestran los resultados obtenidos para el sistema de bandas.

**Tabla 3. 5 Resultados para el sistema de bandas y poleas**

<b>Potencia corregida [HP]</b>	0.75
<b>Velocidad del eje motriz [RPM]</b>	100
<b>Diámetro exterior/interior polea motriz [mm]</b>	160/35
<b>Tipo de banda</b>	3V - 1250
<b># de correas</b>	2

Fuente: Elaboración propia

Finalmente se realizó el diseño del eje de transmisión de potencia y la selección del motor; los resultados se muestran en la tabla 3.6.

**Tabla 3. 6 Resultados del eje de transmisión y especificaciones del motor**

<b>Diámetro del eje [in]</b>	1 3/8"
<b>Material del eje</b>	Acero 4340
<b>Tipo de fijación</b>	2 chumaceras de piso de 1 3/8"
<b>Motor</b>	3F SIEMENS 3/4 HP con reductor k4-80 @ 100 RPM

Fuente: Elaboración propia

### 3.4 Dimensionamiento de la tolva

Se realizó el diseño de la tolva a partir de las restricciones dimensionales recomendadas según la normativa europea UNEN 1991-4. Mediante la figura 2.22 se determinó el tipo de flujo de descarga ideal para la tolva y mediante la tabla 2.11 se definieron los parámetros geométricos a usar. Los resultados antes mencionados son apreciables en la tabla 3.7.

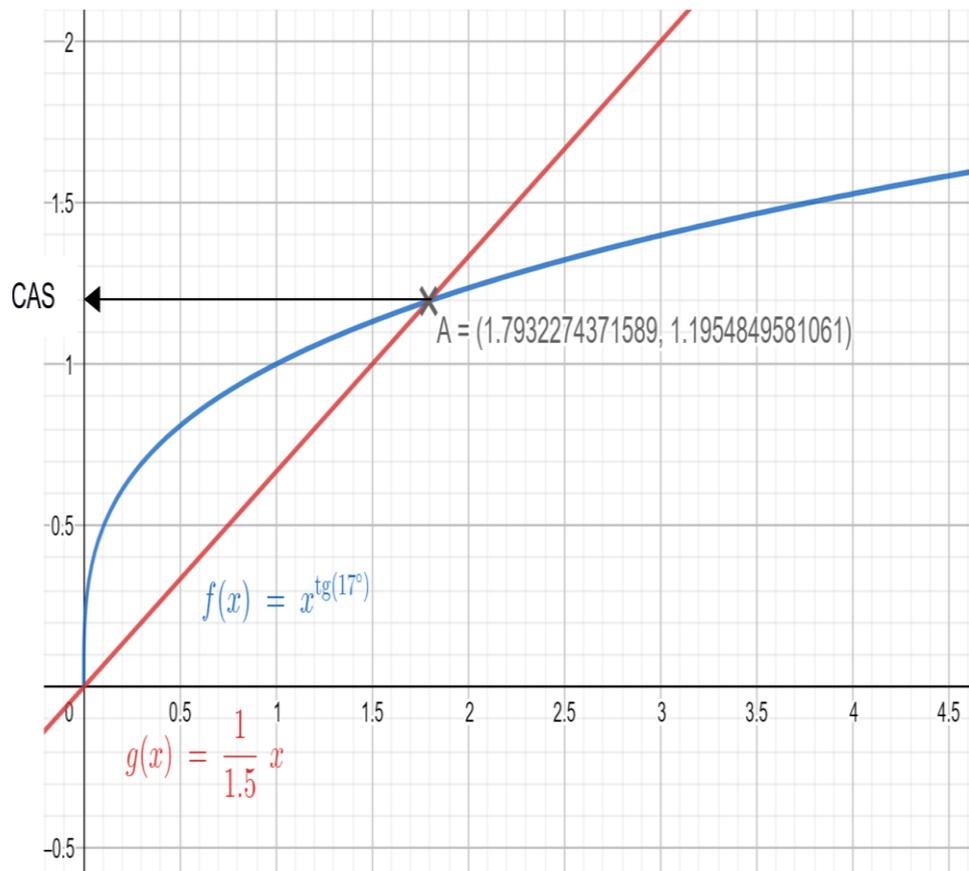
**Tabla 3. 7 Resultados parámetros geométricos y tipo de flujo**

<b>Tipo de flujo de descarga</b>	Flujo másico
<b>Peso específico <math>\gamma</math> [Ton/m<sup>3</sup>]</b>	1.5
<b>Ángulo de fricción interna <math>\phi</math> [°]</b>	30
<b>Ángulo efectivo de fricción interna <math>\delta</math> [°]</b>	45
<b>Coefficiente de fricción <math>\mu</math> [-]</b>	0.30
<b>Ángulo de fricción contra pared <math>\phi_w</math> [°]</b>	17
<b>Ángulo de la tolva con la vertical <math>\beta</math> [°]</b>	45

Fuente: Elaboración propia

Puesto que tenemos un valor de ángulo de fricción de pared dentro del rango de 10° y 30°, es posible determinar el factor de flujo mediante la figura 2.23.

En la figura 3.4 se muestra la intersección de las gráficas 1/ff y MFF, para conocer el valor del esfuerzo crítico del material (CAS).



**Figura 3. 4 Gráfica esfuerzo crítico del material**

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 3.8 se muestran los resultados obtenidos de los parámetros descritos anteriormente; adicional, se muestra también el diámetro mínimo de descarga de la tolva determinado mediante la ecuación 2.25. Cabe mencionar que el valor del esfuerzo crítico del material (CAS) se determina en el eje “y” mediante la intersección de las dos curvas.

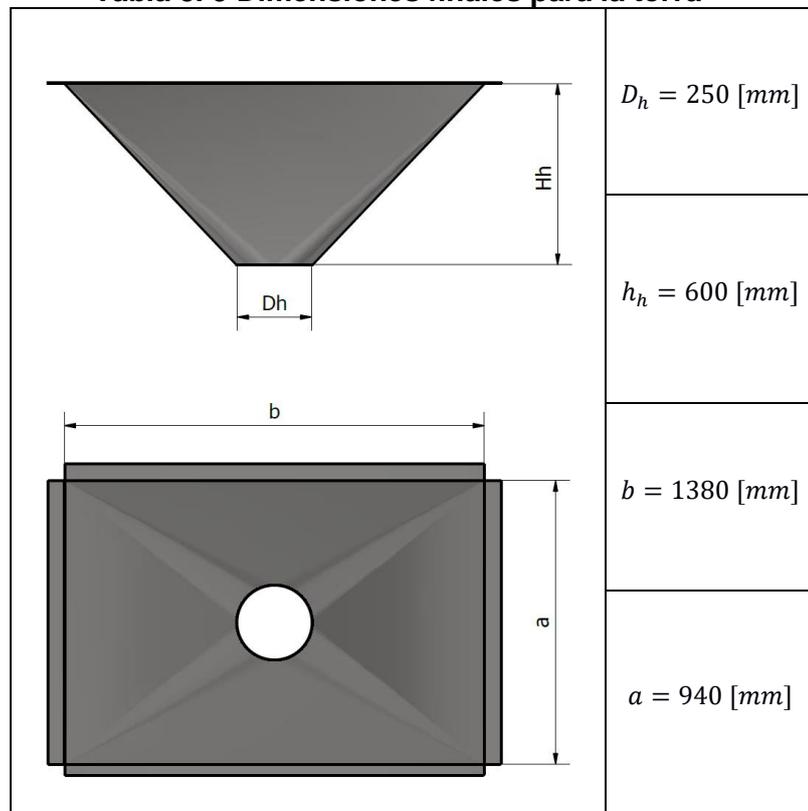
**Tabla 3. 8 Resultados de factor de flujo y esfuerzo crítico del material**

$ff$ [-]	1.50
$CAS$ [kPa]	1.20
$D_{mín}$ [in]	9

Fuente: Elaboración propia

Por lo tanto, las dimensiones finales de la tolva se muestran en la tabla 3.9.

**Tabla 3. 9 Dimensiones finales para la tolva**



Fuente: Elaboración propia

### 3.4.1 Espesor de pared de la tolva

Mediante las ecuaciones 2.27 y 2.28 se determinó el coeficiente de forma  $K$  de la tolva; a partir de los 3 valores de  $K$ , la norma recomienda para el diseño usar el mayor de ellos ( $K_3$ ). De las ecuaciones 2.29 y 2.30 se determinó el esfuerzo ejercido por el peso del material y el esfuerzo ejercido sobre las paredes de la tolva, respectivamente. Los resultados se muestran en la tabla 3.10.

**Tabla 3. 10 Resultados de esfuerzos y coeficientes de forma**

$K_1 [-]$	0.4
$K_2 [-]$	0.548
$K_3 [-]$	0.843
$P_p [kPa]$	1.87
$P_T [kPa]$	1.58

Fuente: Elaboración propia

Finalmente, mediante la ecuación 2.31 se determina el espesor de pared de la tolva, en función del diámetro de descarga, del material de la tolva y el esfuerzo ejercido sobre las paredes. Los resultados se muestran en la tabla 3.11.

**Tabla 3. 11 Resultados de esfuerzos y coeficientes de forma**

<b>Esfuerzo de fluencia del Acero inoxidable 304 [MPa]</b>	241
<b>Espesor de pared mínimo [mm]</b>	0.001
<b>Espesor de pared seleccionado (comerciable) [mm]</b>	2

Fuente: Elaboración propia

### 3.5 Dimensionamiento del Transportador

Para el diseño del transportador se seleccionó el acero inoxidable A 304, seleccionado del catálogo de DIPAC adjunto en la figura B.11 apéndice B. El espesor de las paredes del transportador se tabula en la tabla 3.12.

**Tabla 3. 12 Espesores finales del transportador**

<b>Sección</b>	<b>Espesor</b>
<b>Tapa</b>	4 mm
<b>Cilindro</b>	4 mm
<b>Cono</b>	5 mm

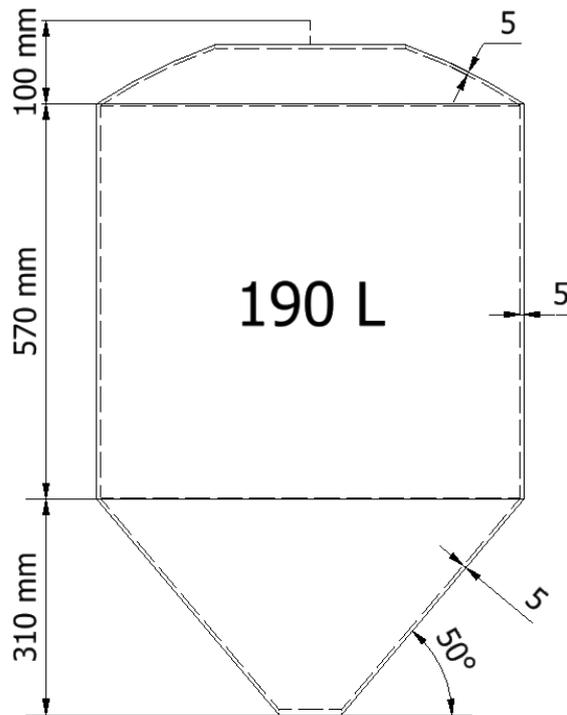
Fuente: Elaboración propia

Para un diseño más conservador, se ajustaron los espesores de las secciones a **5 mm**.

Según la figura 2.32 el transportador no requiere de una línea de balance o ecualizador. Como el mortero almacenado en el transportador es descargado en un silo de almacenamiento abierto a la atmósfera, no se requiere de una válvula de venteo.

La entrada superior del transportador se fijó en un diámetro de 10", condicionado por el diámetro de salida de la tolva, como se indica en la tabla 3.9.

El diámetro de descarga del transportador se fijó en 3", condicionado por la entrada del eductor, como se muestra en la figura 3.5.



**Figura 3. 5 Dimensiones del transportador de mortero**

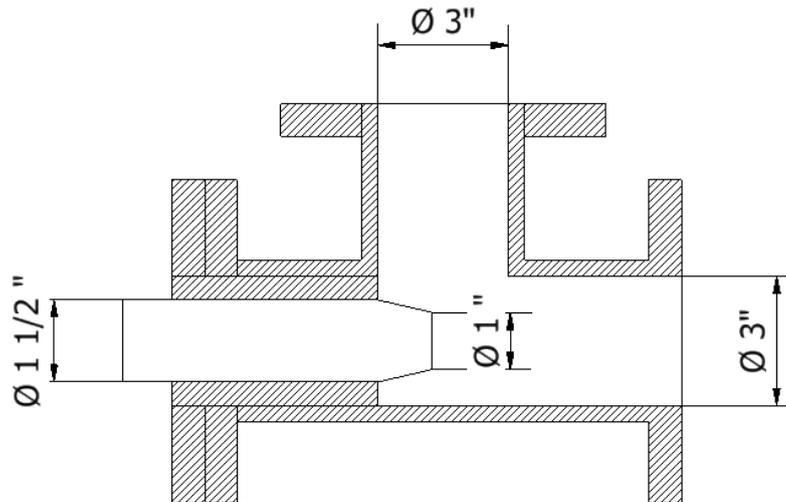
Fuente: Elaboración propia

### 3.6 Diseño del Eductor

El diámetro de descarga resultó de 3", de acuerdo con la figura B.20 apéndice B. La entrada de aire y de material se dimensionaron a partir de la figura 2.31. El diámetro de la tobera resultó ser de 24.81 mm como se muestra en el apéndice A. Este diámetro se ajustó a las reducciones comerciales de 1 1/2 " a 1" . La figura 3.6 muestra el dimensionamiento del eductor.

Para el cuerpo principal del eductor, se seleccionó una Tee soldable cédula 40 de 3".

Para mejorar el desempeño del eductor, se acopló una camisa de acero que se ajusta al diámetro interno de la Tee y al diámetro externo de la tubería de entrada de aire como se muestra en la figura 3.6.



**Figura 3. 6 Dimensiones del eductor**

Fuente: Elaboración propia

### 3.7 Selección de accesorios para el sistema de transporte

Para las válvulas de la entrada y salida del transportador, se seleccionaron válvulas neumáticas mariposa tipo LUG de 10" en la entrada y de 3" a la salida de este. Se usó el catálogo OMAL para su selección (ver figura B.22 apéndice B).

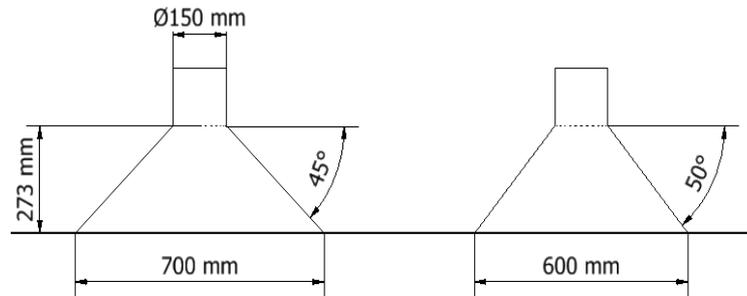
En cuanto a las uniones bridadas, se seleccionaron bridas soldables para las uniones del transportador con la tolva y el eductor y este último con las tuberías. Para su selección se empleó el catálogo técnico del GRUPO ALMESA (ver figura B.23 apéndice B).

Para los cambios de dirección en las tuberías, se seleccionaron 2 codos soldables a 90°.

### 3.8 Sistema de desempolvado

Las dimensiones de la entrada de la campana extractora se fijaron en  $w = 700$  mm y  $L = 600$  mm, en base al criterio del diseñador y acorde a las dimensiones del tambor rotatorio. La altura de la campana resultó de 273 mm cumpliendo con el ángulo mínimo recomendado de 45°. El ducto de salida resultó ser de 150 mm de diámetro como se muestra en el apéndice A. La velocidad a la salida de la campana finalmente fue de 28.29 m/s, lo cual está por encima de la velocidad mínima recomendada para el

transporte de polvo de mortero según la figura 2.37. Las dimensiones generales del extractor se muestran en la figura 3.7.



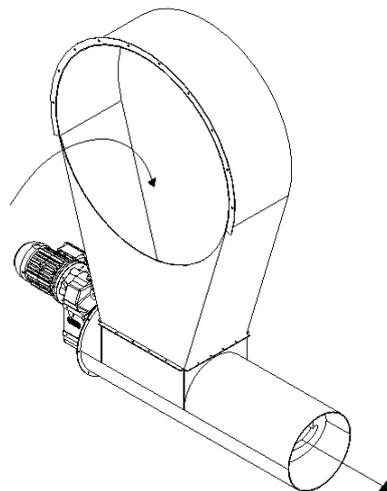
**Figura 3. 7 Dimensiones de la campana extractora**

Fuente: Elaboración propia

### 3.9 Sistema de compactación y expulsión de sacos

Como se detalló en el capítulo 2, los sacos se expulsan mediante un tornillo sin fin sin eje central. Una vez el saco es sacudido a través del tambor rotatorio, el saco vacío cae al canalón o artesa tipo U donde se encuentra dicho tornillo. Los parámetros para la fabricación de este sistema se detallan en la tabla 2.8. El cálculo de la potencia requerida para la compactación se detalla en el apéndice A. Esta potencia resultó ser de 0.020 [HP], sin embargo, para la selección del motor reductor se ajustó dicha potencia a 3/4 [HP].

En la figura 3.8 se muestra un esquema de la configuración de este sistema.



**Figura 3. 8 Sistema de expulsión y compactación de sacos**

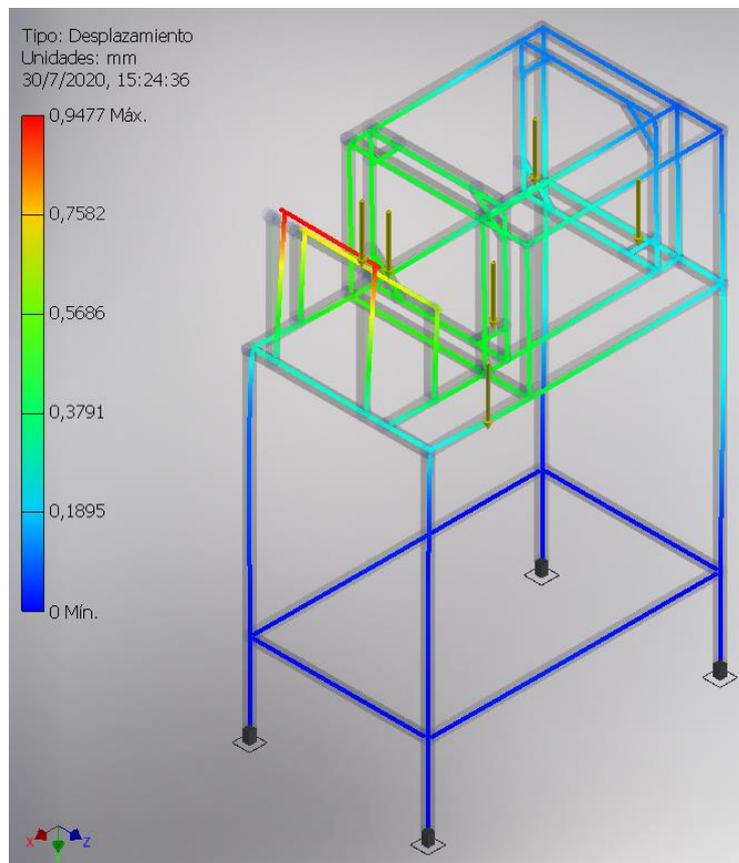
Fuente: Elaboración propia

### 3.10 Análisis estructural

#### 3.10.1 Análisis del bastidor

Se realizó un análisis de tensión en Autodesk Inventor del bastidor ensamblado en perfil cuadrado estructural 60x3 mm en el cual se consideró la máxima carga de 50 Kg de mortero en la entrada del rompesacos. El peso del tambor se estimó en 25 Kg que se distribuye equitativamente sobre 4 garruchas, colocadas en perfiles a 45°.

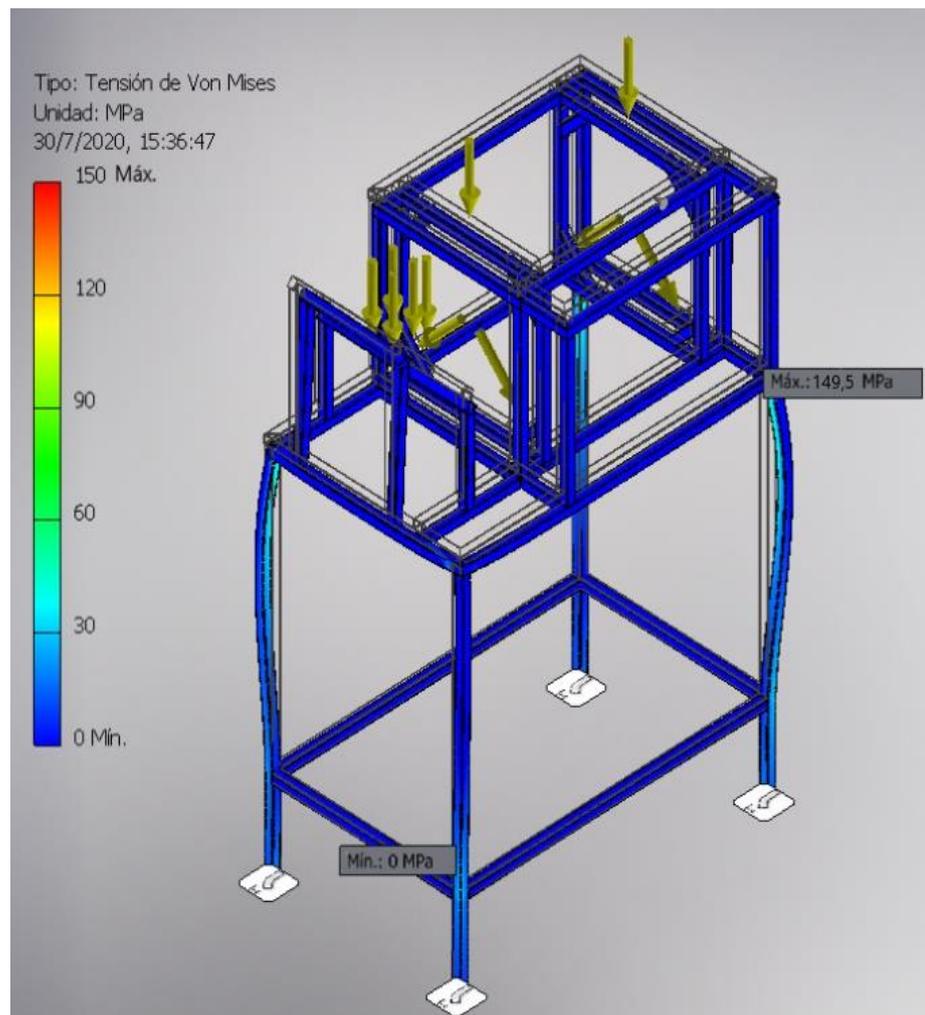
El desplazamiento máximo del bastidor se localiza en el perfil que soporta el ducto de entrada de los sacos de mortero. Este desplazamiento resultó ser de 0.9477 mm como se muestra en la figura 3.9, y es menor al desplazamiento máximo permisible para perfiles que soportan maquinarias de precisión  $L/750 = 0.96$  mm. (Jack C. McCormac, 2013)



**Figura 3. 9 Desplazamiento del bastidor**

Fuente: Elaboración propia

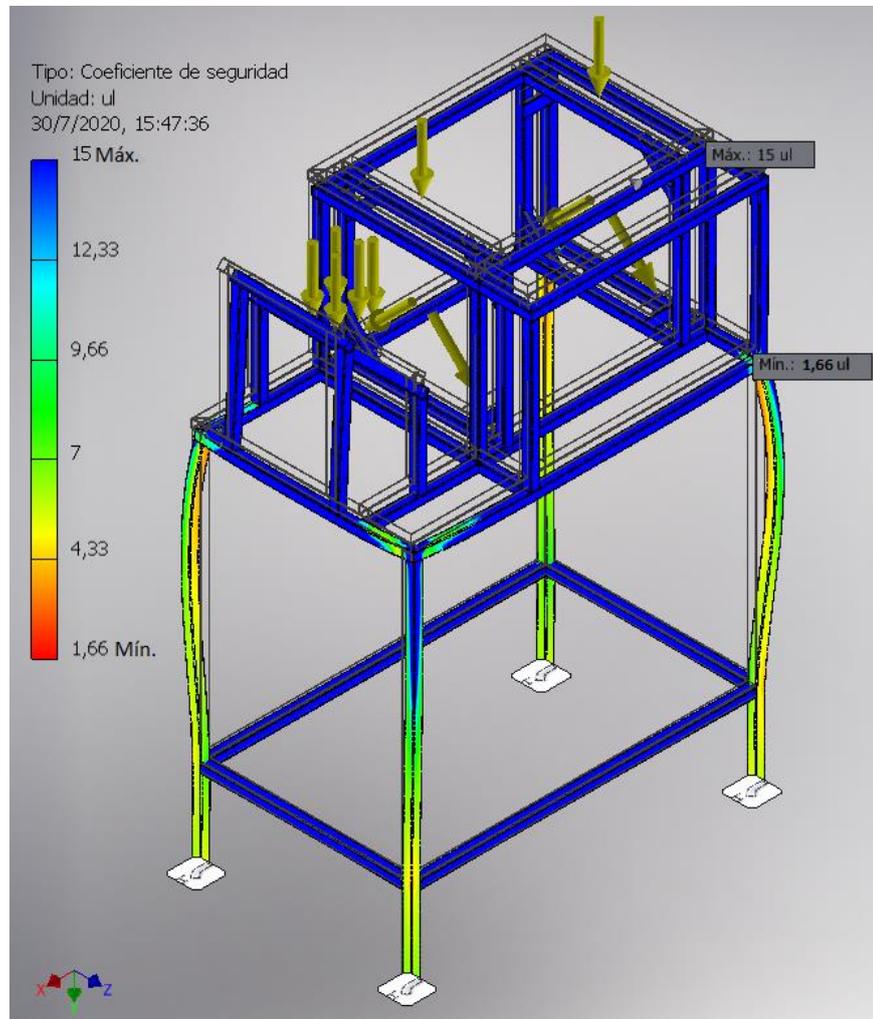
En la Figura 3.10 se muestran los esfuerzos equivalentes de Von Mises en todo el bastidor. Los esfuerzos oscilan entre 0.9 MPa y 30 MPa en la mayor parte del bastidor, valores muy inferiores al límite de fluencia del acero estructural. Se aprecia un valor máximo de 150 MPa ubicado en un punto de una unión entre una columna y un travesaño horizontal.



**Figura 3. 10 Tensión de Van Mises**  
Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.11 se aprecia el comportamiento del factor de seguridad en los distintos perfiles. En su mayoría, los valores oscilan entre 10 y 15 lo cual se considera aceptable y conservador. Se aprecia que las columnas cuentan con un factor de seguridad entre 4.33 y 7, como era de esperar. Existe un valor de factor de seguridad de 1.06 que concuerda

con el punto de esfuerzo máximo de Von Misses descrito en la figura 3.10.



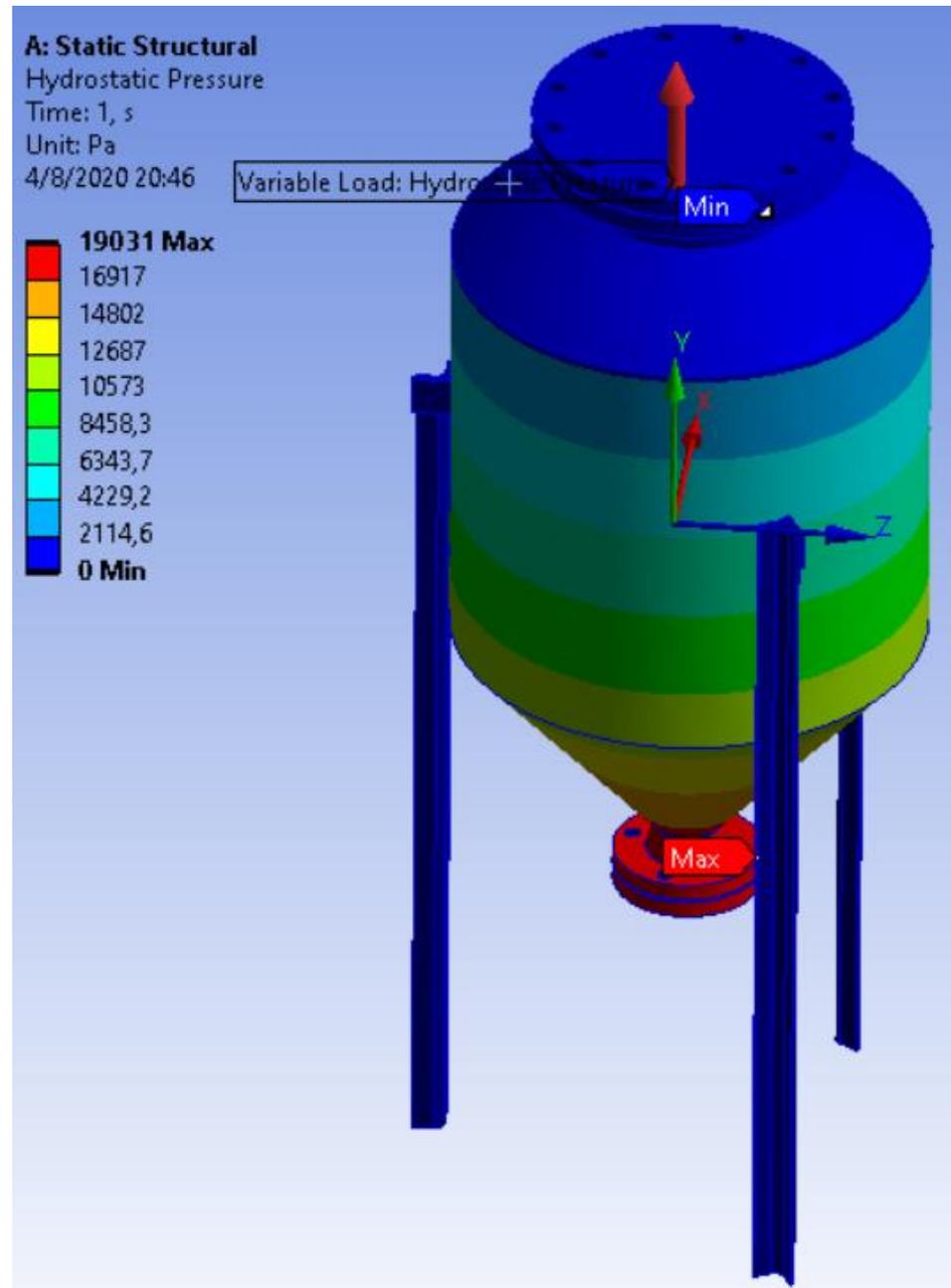
**Figura 3. 11 Factor de Seguridad del bastidor**  
Fuente: Elaboración propia

### **Análisis del transportador**

Se realizó una simulación estructural estática en ANSYS del transportador. Se consideró la situación en la cual el transportador se encuentra con su máxima capacidad de almacenamiento, es decir, 190 litros de mortero.

En la figura 3.12 se muestra la distribución de la presión hidrostática ejercida por el mortero a través del transportador. Se observa que la presión máxima es de 19031 Pa localizada en la parte inferior del transportador. Esta presión disminuye conforme aumenta la altura del

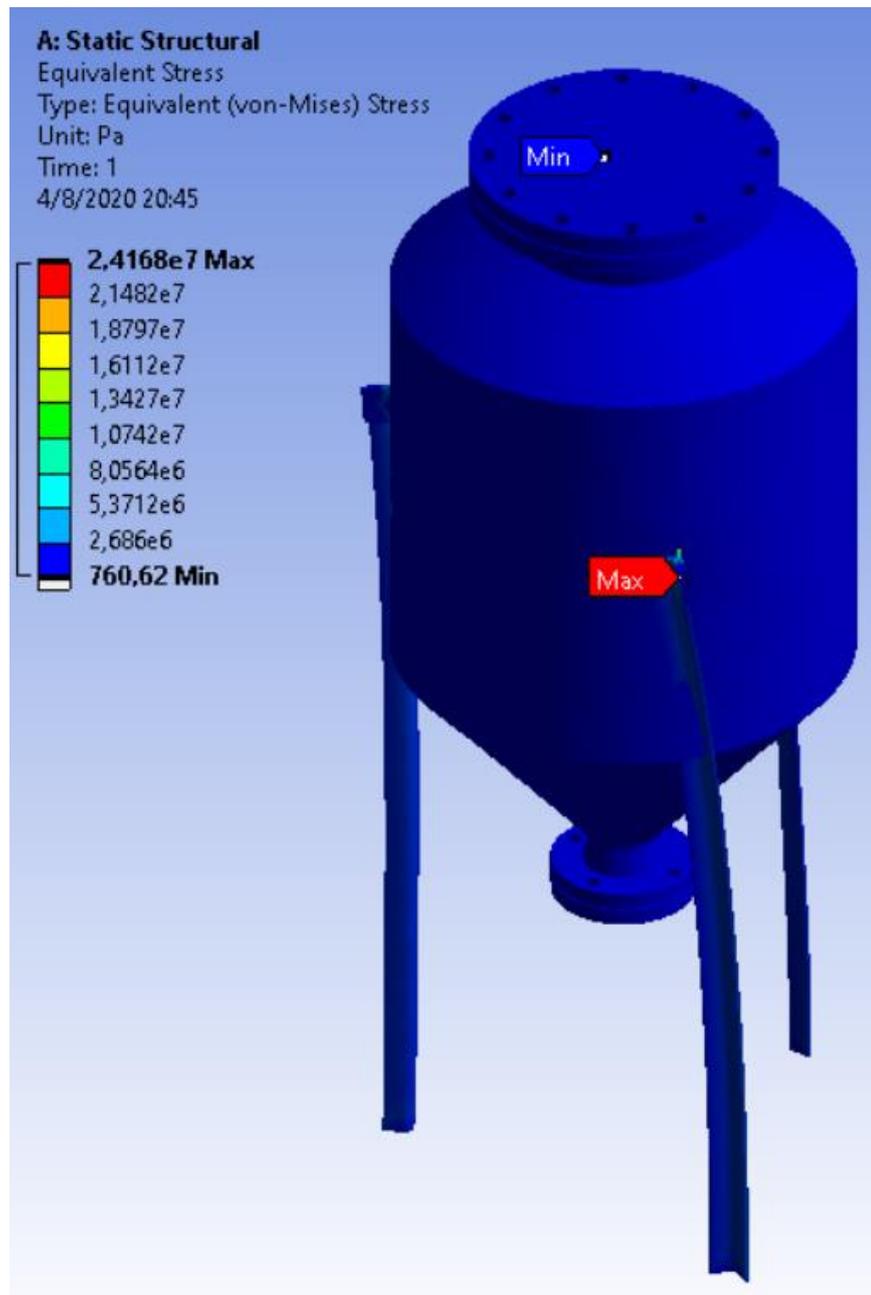
transportador. El valor mínimo de presión se localiza en la entrada y la parte libre de mortero del transportador.



**Figura 3. 12 Presión hidrostática ejercida por el mortero**

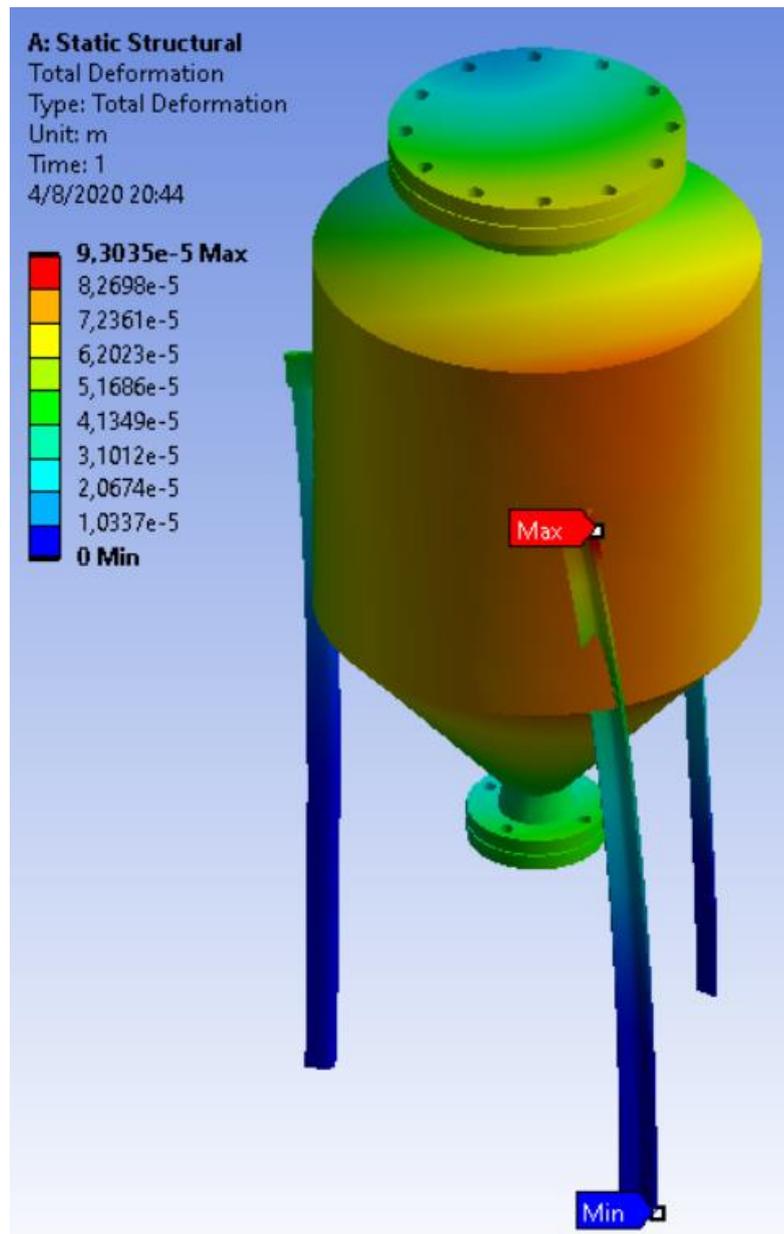
Fuente: Elaboración propia

La figura 3.13 se muestra la distribución de los esfuerzos de Von Mises a través del transportador. En su mayoría, estos valores oscilan entre 0.76 MPa y 2.69 MPa, cuyos valores se encuentran muy por debajo del esfuerzo de fluencia del acero inoxidable.



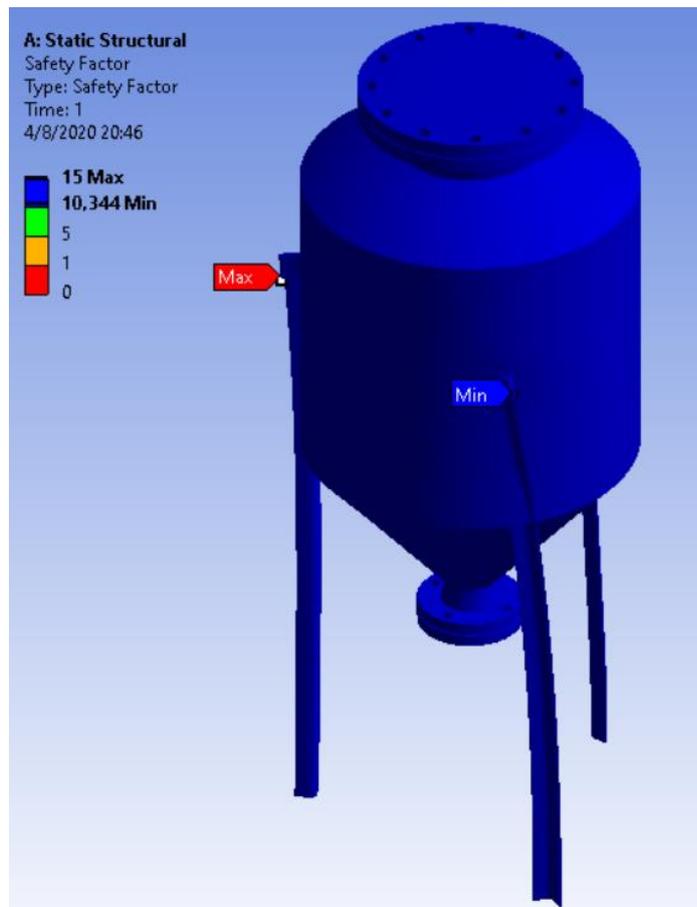
**Figura 3. 13 Tensión de Von Mises en el transportador**  
 Fuente: Elaboración propia

En la figura 3.14 se muestran las deformaciones en las paredes y soporte del transportador. La deformación máxima se localiza en la unión entre el transportador y el soporte, cuyo valor es de 0.093 mm, lo cual es un valor muy bajo de deformación. La deformación en las paredes oscila entre 0.052 mm y 0.083 mm lo cual es un valor muy por debajo para las deformaciones máximas admisibles para este tipo de aplicación.



**Figura 3. 14 Deformación de las paredes y bastidor del transportador**  
 Fuente: Elaboración propia

El factor de seguridad a través de las secciones del transportador, se muestran en la figura 3.15. Como se puede observar, el factor de seguridad es máximo (15) en todo el transportador, y tiene un mínimo de 10 en la unión entre el soporte y el tanque. Estos valores tan conservadores se deben a que el espesor calculado para las diferentes secciones resultó entre 1.5 mm y 2.5 mm, sin embargo, se ajustaron a 5 mm por la recomendación de ASME para el diseño de tanques a presión para almacenamiento de materiales abrasivos como el mortero.



**Figura 3. 15 Factor de seguridad del transportador**  
Fuente: Elaboración propia

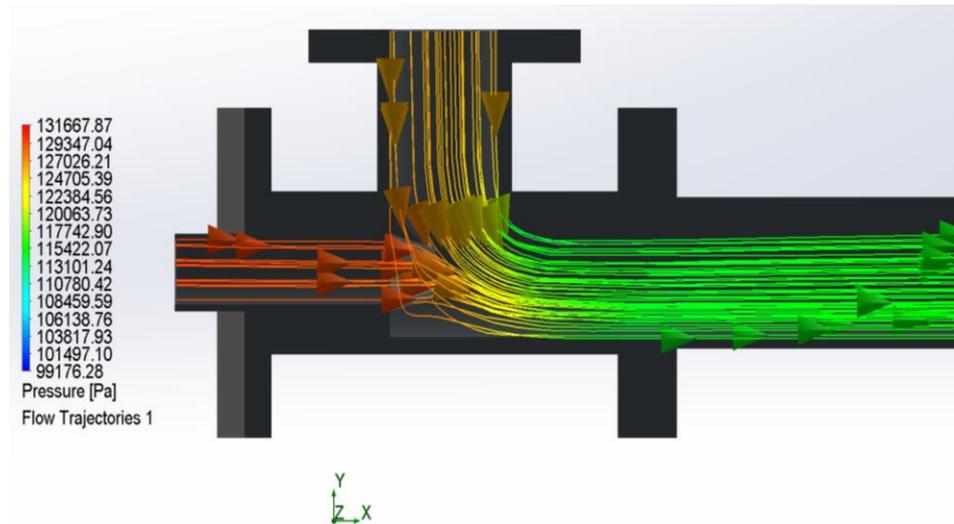
### **Sistema de transporte neumático en fase diluida**

El caudal de aire necesario para transportar mortero en fase diluida resultó ser de 5366 *l/min*. A partir del método de Mills, la velocidad de transporte del mortero a través de tubería de 3" de acero cédula 40 fue de 16 *m/s*.

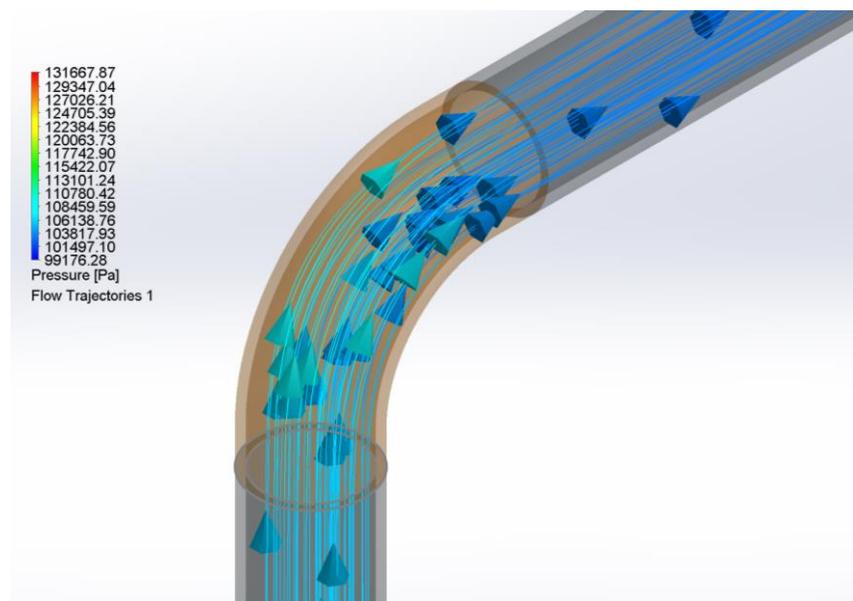
La caída de presión del sistema fue de 30 kPa, a través del eductor de 11.6 kPa y a través de un codo de 4.64 kPa. Las simulaciones de elementos finitos realizada en SOLIDWORKS corroboran estos resultados, como se muestran en las figuras 3.16, 3.17 y 3.18.

La variación de la velocidad a través del recorrido de tuberías se muestra en la figura 3.20. Como se observa en la misma, la velocidad se mantiene constante desde la salida del eductor hasta la descarga. Este valor resultó ser de 20 *m/s*, lo cual difiere de la velocidad teórica de 16 *m/s* obtenida por el método de Mills.

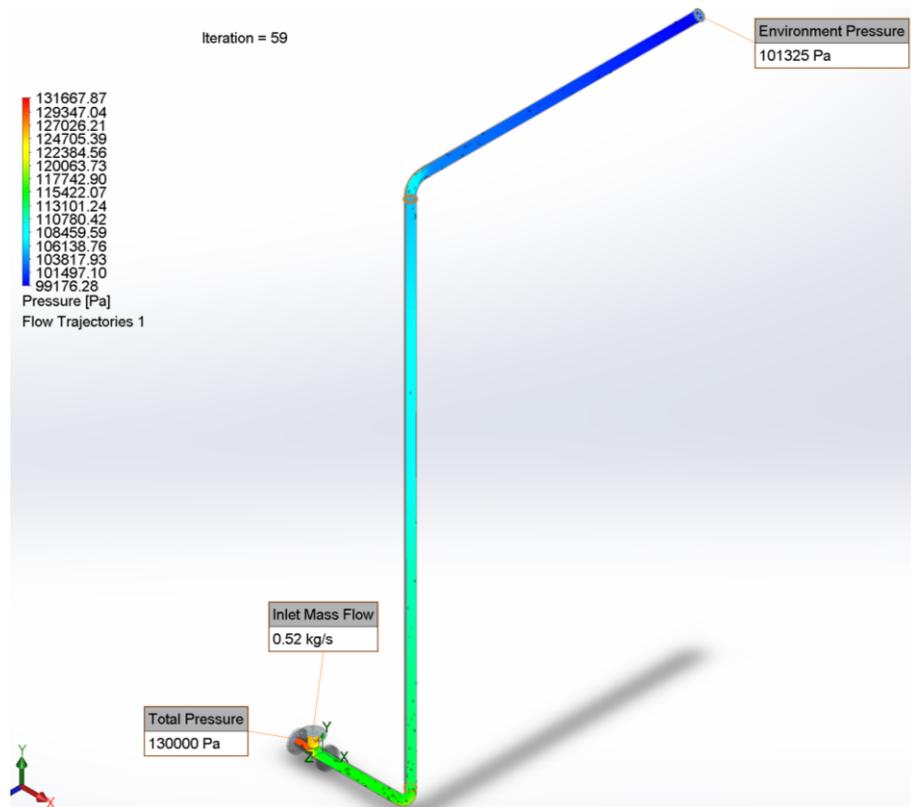
La figura 3.19 muestra la variación de velocidad a través del eductor, cuya velocidad de entrada de aire fue de 68 m/s y de salida fue de 21.9 m/s,



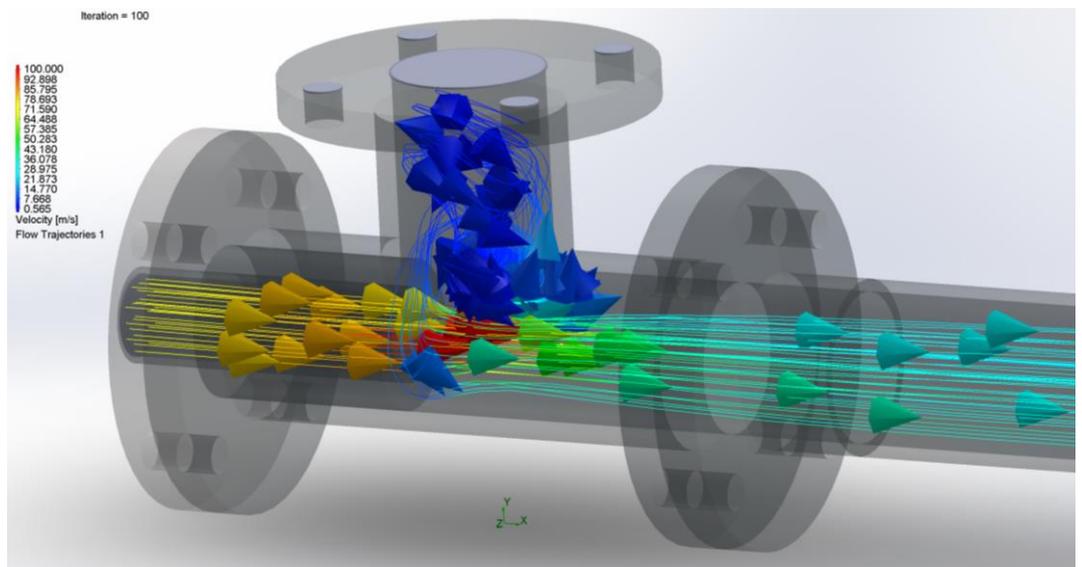
**Figura 3. 16 Caída de presión a través del eductor**  
Fuente: Elaboración propia



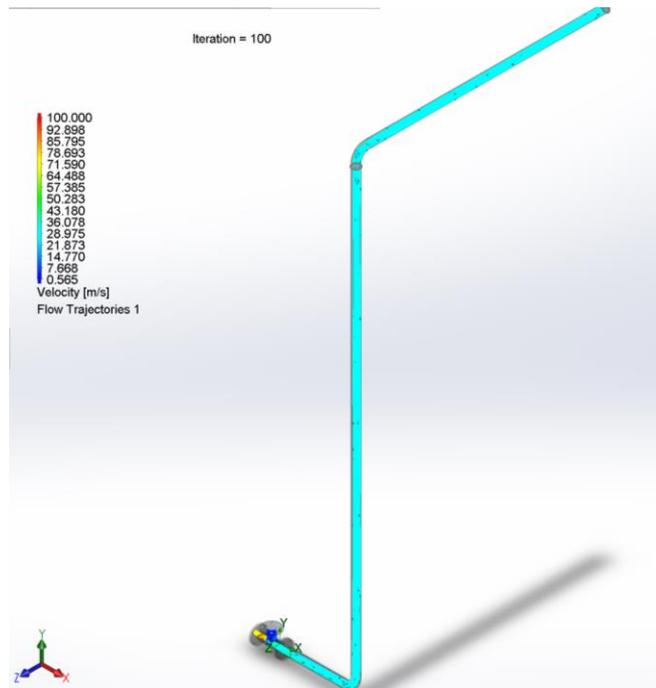
**Figura 3. 17 Caída de presión a través de un codo**  
Fuente: Elaboración propia



**Figura 3. 18 Caída de presión total del sistema de transporte**  
Fuente: Elaboración propia



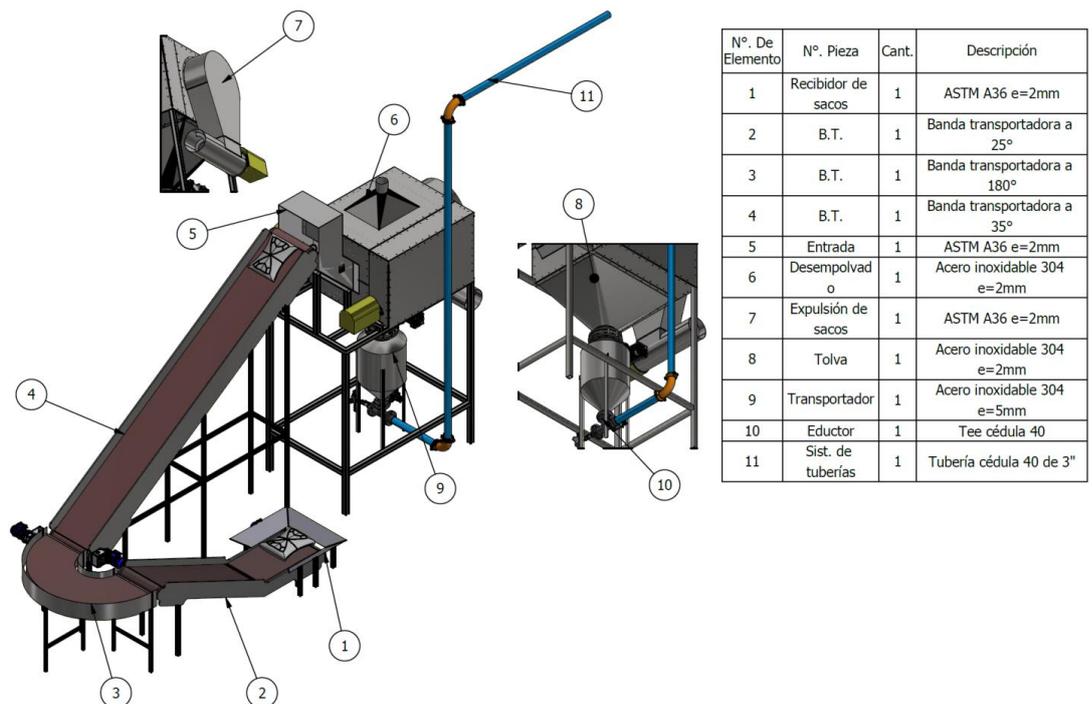
**Figura 3. 19 Variación de la velocidad del aire a través del eductor**  
Fuente: Elaboración propia



**Figura 3. 20 Variación de la velocidad de aire a través del sistema de tubería**  
Fuente: Elaboración propia

### 3.11 Diseño final

En la figura 3.21 se muestra el sistema rompesacos ensamblado.



**Figura 3. 21 Diseño ensamblado del sistema rompesacos**  
Fuente: Elaboración propia

### 3.12 Análisis de costos

En la tabla 3.13 se muestran los costos de accesorios y materiales para la fabricación de la máquina.

**Tabla 3. 13 Costos de equipos y accesorios seleccionados**

Accesorios - Materiales	Unidad	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Acople rígido 1" a 3/4"	u	1	\$ 26,00	\$ 26,00
Polea 6" canal V	u	2	\$ 50,00	\$ 100,00
Banda 3V-1250	u	2	\$ 6,70	\$ 13,40
Chumacera de pared completa 4 huecos 1" KDF	u	3	\$ 11,37	\$ 34,11
Chumacera de piso completa 2 huecos 1 3/8" KDF	u	2	\$ 17,99	\$ 35,98
Disco continuo 7"	u	3	\$ 13,92	\$ 41,76
Garrucha 3" giratoria 100-150 Kg T/P	u	8	\$ 8,31	\$ 66,48
Codo Soldable L/FM - 3" x 90° ced 40	u	2	\$ 5,97	\$ 11,94
Tee p/s C40-3"	u	1	\$ 6,55	\$ 6,55
Brida deslizable (SO) ac forj A105 cl 150 RF - 3" - 4h	u	3	\$ 7,83	\$ 23,49
Brida deslizable (SO) ac forj A105 cl 150 RF - 10" - 12h	u	2	\$ 35,10	\$ 70,20
Reducción p/s C40 1 1/2"x1"	u	1	\$ 0,93	\$ 0,93
Mariposa 3" lug con actuador neumático doble efecto	u	1	\$ 268,40	\$ 268,40
Mariposa 10" lug con actuador neumático doble efecto	u	1	\$ 356,90	\$ 356,90
Válvula de bola roscable 1 1/2"	u	1	\$ 27,15	\$ 27,15
Válvula reguladora de presión MS9	u	1	\$ 62,00	\$ 62,00
Motor 3F SIMOTICS 3HP 1800 RPM 220/380/440V-SIEMENS	u	1	\$ 230,02	\$ 230,02
MOTOR 3F SIMOTICS 3/4 HP 1200 RPM SIEMENS	u	1	\$ 174,22	\$ 174,22
Reductor k4-80 - Flender 27 rpm	u	1	\$ 579,08	\$ 579,08
MOTOR 3F SIMOTICS 3/4 HP 1800 RPM	u	1	\$ 204,00	\$ 204,00
Reductor k4-80 - Flender 110 rpm	u	1	\$ 860,00	\$ 860,00
Tubo cuadrado 60x3 mm	u	10	\$ 39,63	\$ 396,29
Tubo cuadrado 40x3 mm	u	5	\$ 23,45	\$ 117,24
Angulo 30x3 mm	u	1	\$ 13,51	\$ 13,51
Plancha acero 1,4 mm (4x8)	u	6	\$ 34,53	\$ 207,19
Plancha acero inoxidable 304 2 mm (4x8)	u	2	\$ 169,60	\$ 339,20
Plancha acero inoxidable 304 5 mm (4x8)	u	2	\$ 428,85	\$ 857,70
Plancha acero inox 1mm perforación: 8x30 mm de 1,22x2,44 mts	u	2	\$ 171,43	\$ 342,86
Eje de acero 4340 de 1"	kg	3,9	\$ 4,50	\$ 17,55

Eje de acero 4340 de 1 3/8"	kg	11,55	\$	4,50	\$	51,98
Tubo s/c ced 40 - 3" -6.00 mts	u	3	\$	88,95	\$	266,85
Niple s/c ced 40 1 1/2" 0,5 mts	u	2	\$	3,95	\$	7,90
<b>SUBTOTAL</b>						\$ 5.810,87
<b>I.V.A.</b>						\$ 697,34
<b>TOTAL</b>						<b>\$ 6.508,17</b>

Fuente: Elaboración propia

En la tabla 3.14 se muestran los costos que representan el alquiler de equipos y herramientas a usar en el proceso de fabricación.

**Tabla 3. 14 Costos alquiler/compra de equipos y herramientas**

Equipos/Herramientas	Horas	Costo [\$/h]	Costo total
Soldadora TIG	80	\$ 4,00	\$ 320,00
Torno	20	\$ 15,00	\$ 300,00
Taladro	5	\$ 7,00	\$ 35,00
Plegadora mecánica	15	\$ 5,00	\$ 75,00
Amoladora	20	\$ 3,00	\$ 60,00
Herramientas para pintar	20	\$ 5,00	\$ 100,00
Cortadora de planchas	10	\$ 3,00	\$ 30,00
Tronzadora	5	\$ 10,00	\$ 50,00
Cortadora (plasma)	10	\$ 10,00	\$ 100,00
Varios	-	-	\$ 70,00
<b>TOTAL</b>			<b>\$ 1.170,00</b>

Fuente: Elaboración propia

La tabla 3.15 indica los costos de mano de obra y transporte.

**Tabla 3. 15 Costos mano de obra y transporte**

Trabajador	Horas	\$/hh	Total
Mecánico	200	\$ 8,00	\$ 1.600,00
Soldador	120		\$ 960,00
Eléctrico	120		\$ 960,00
<b>Subtotal</b>			\$ 3.520,00
<b>Transporte</b>			\$ 30,00
<b>TOTAL</b>			<b>\$ 3.550,00</b>

Fuente: Elaboración propia

La tabla 3.16 muestra los costos totales del proyecto, donde se ha considerado un 5% del subtotal como imprevistos. El costo total del proyecto es de \$18.662,40.

Realizando una comparación con un equipo de iguales o menores prestaciones, su precio en el exterior (Estados Unidos) estaría rondando los \$47.000 dólares, considerando costos de importación o desaduanización, lo cual incrementa el costo. En síntesis, la empresa contratista se estaría ahorrando cerca del % optando por el diseño realizado que importando el equipo directamente. Los resultados se muestran en la tabla 3.17.

**Tabla 3. 16 Costo total del proyecto**

<b>Costos</b>	<b>Total</b>
Equipos, accesorios y materiales	\$ 6.508,17
Maquinas - herramientas	\$ 1.170,00
Mano de obra y transporte	\$ 3.550,00
Costo sist. De alimentación aprox.	\$ 5.000,00
<b>Subtotal</b>	\$ 16.228,17
<b>Imprevistos (5%)</b>	\$ 811,41
<b>Costos de diseño (10%)</b>	\$ 1.622,82
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 18.662,40</b>

Fuente: Elaboración propia

**Tabla 3. 17 Costo total del proyecto**

<b>Costo sistema rompesacos (exterior)</b>	\$46.250,00
<b>Porcentaje representativo de ahorro aprox.</b>	63%

Fuente: Elaboración propia

# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 4.1 Conclusiones

- Se cumplió con el objetivo de diseñar el sistema rompesacos, cumple con los requerimientos del cliente y principalmente permitirá reemplazar el trabajo actualmente realizado por el personal de planta, además de evitar el inminente desarrollo de enfermedades profesionales causadas por la manipulación de cargas pesadas, inhalación de polvos, posiciones forzadas, etc.
- El equipo cuenta con un sistema de desempolvado que reducirá considerablemente la concentración de material particulado de mortero y en consecuencia las potenciales enfermedades respiratorias que se producen en el año debido a esto. Por lo tanto, la implementación de este sistema se ajustará a la normativa OSHA para la industria del mortero o cemento mejorando sustancialmente la calidad del aire de la fábrica.
- El funcionamiento de este equipo es alternante ya que, según las estadísticas proporcionada por la fábrica, en una hora pueden detectarse entre 2 o 3 sacos de morteros defectuosos, es decir, su puesta en marcha está condicionada por los defectos de producción de estos. Por ello, el transporte de mortero por lotes mediante un sistema neumático en fase diluida es la mejor opción, ya que el material recuperado se almacenará en el transportador hasta alcanzar su máxima capacidad de 190 litros y posteriormente se transportará el mortero hacia las tolvas de almacenamiento en un tiempo estimado de 10 minutos.
- El sistema rompesacos se diseñó a partir de los elementos y materiales estándares que se encuentra en el mercado local, lo cual facilita el tiempo de fabricación de este. Por lo tanto, se consiguió diseñar un sistema cuyos componentes son asequibles y cuya fabricación generará empleo y evitará la salida de divisas al exterior.

- A partir del análisis de elementos finitos realizado en SOLIDWORK FLOW SIMULATION, se comprobó que la velocidad de transporte se mantiene constante a lo largo del recorrido como se muestra en la figura 3.20, sin embargo, esta simulación muestra una velocidad de transporte de 20 m/s en contraste con los 16 m/s determinados mediante el método Mills para el diseño de sistemas neumáticos. Por lo tanto, se considera que el dimensionamiento del eductor venturi y el diámetro de 3" de la tubería es el adecuado.
- Si bien una gran limitante en el diseño fue el espacio disponible, la configuración planteada para las bandas transportadoras (sistema de alimentación) ocupa la menor área posible, presenta una menor longitud de recorrido frente a la otra alternativa permitiendo que el saco llegue hasta el sistema rompesacos en un aproximado de 2 minutos, además de cumplir con la normativa CEMA para sistemas de transporte por bandas.

## **4.2 Recomendaciones**

- Se debe elaborar un plan de mantenimiento independiente para cada sistema, que permita mantener los elementos en buen estado de funcionamiento. Cabe recalcar que, la lubricación de las partes móviles es importante para evitar el desgaste prematuro de dichos elementos.
- Se recomienda, cada cierto periodo de tiempo, mantener afiladas las cuchillas para asegurar un corte del saco ideal, que posteriormente permita sacudir y vaciar todo el contenido del saco evitando que se desperdicie material.
- Una vez implementado el sistema rompesacos, se debería realizar un estudio sobre la concentración remanente de polvo de mortero en el tambor giratorio para evaluar si es necesario agregar filtros a la entrada de la campana extractora.

- Se recomienda elaborar un protocolo de pruebas una vez construida la máquina, con la finalidad de evaluar el correcto funcionamiento de cada uno de los sistemas que la constituyen.
- En el caso de una producción en serie de la máquina, se recomienda un estudio de factibilidad con el fin de evaluar aspectos legales o ambientales en la fabricación de estos sistemas.

# BIBLIOGRAFÍA

- ACERIMALLAS. (2016). <https://www.acerimallas.com.ec/index.php>.
- AENOR. (2011). CARGAS SOBRE TOLVAS Y FONDOS DE SILO. MADRID-ESPAÑA.
- AIMIX GROUP. (2016). *AIMIX GROUP CO., LTD Construction Machinery Manufacturer*. Obtenido de <https://aimixgroup.com/>
- ALMESA. (2015). *CATÁLOGO TÉCNICO ACCESORIOS*.
- American Conference of Governmental Industrial Hygienists. (1998). *Industrial Ventilation A Manual of Recommended Practice*.
- American Society of Mechanical Engineers. (2007). *ASME Boiler and Pressure Vessel Code*.
- ARCOMET 7. (2011). *ARCOMET 7*. Obtenido de <https://www.arcomet7.com>
- C.R. Woodcock, J. M. (1987). *Bulk solids handling: an introduction to the practice and technology*. New York: Springer Science,. doi:10.1007/978-1-4757-1358-9
- CEMA. (2014). *BELT TENSION, POWER AND DRIVE ENGINEERING*.
- David Mills. (2004). *Pneumatic Conveying Design Guide (2 ed., Vol. 2)*. Londres, Inglaterra: Elsevier Butterworth-Heinemann.
- DIPAC. (2020). *DIPACMANTA*,. Obtenido de <http://www.dipacmanta.com/>
- DUCASSE. (2019). <http://www.ducasseindustrial.com/rueda-con-base.html>.
- DYNAMIC AIR. (2010). *Dynamic Air Conveying Systems*. Obtenido de <http://www.dynamicair.com/>
- Europe, T. (2016). *TBMA Europe*. Obtenido de <https://www.tbma.com/en/systems/bag-emptying-machine#>
- FESTO. (2019). *FESTO*. Obtenido de [https://www.festo.com/cms/es-ar\\_ar/index.htm](https://www.festo.com/cms/es-ar_ar/index.htm)
- FOX Valve Development Corp. (2015). *FOX VENTURI PRODUCTS*. Obtenido de <https://www.foxvalve.com/solids-conveying-eductor-systems/introduction/>
- Francisco Cabrejos, M. I. (2014). *TRANSPORTE NEUMÁTICO DE MATERIALES SÓLIDOS A GRANEL. CONGRESO CONAMET/SAM*.
- GERONETO. (2019). *GERONETO ACEROS DE CONFIANZA*. Obtenido de <http://www.geroneto.com>

GIMAT srl. (2017). *GIMAT Engineering*. Obtenido de <https://www.gimatengineering.com/es/transporte-de-polvos>

ingemecanica. (2020). *ingemecanica*. Obtenido de <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn143.html>

INTERMEC. (2015). *Catálogo técnico para dimensionamiento y selección de sistemas de transmisión de bandas y poleas*. Colombia.

IPAC. (2020). *IPAC*. Obtenido de <http://www.ipac-acero.com/>

J.L. Amorós, G. M. (2013). *DESIGN OF BINS AND HOPPERS FOR THE STORAGE OF PARTICULATE MATERIALS. PROBLEMAS ASSOCIATED WITH THE DISCHARGE OPERATION*. Castellón, España.

Jack C. McCormac, S. F. (2013). *Diseño de estructuras de acero*. New Jersey, United States: Alfa omega.

KAHL. (2013). <https://kahl.com.ar/en/kab-12t-machine/>.

KINKELDER. (2019). *KINKELDER the cutting experts*. Obtenido de <https://kinkelder.com/>

Macawber Engineering, I. (2010). *Macawber Engineering*. Obtenido de <http://www.macawber.com/>

Mahmoud, M. H. (2011). *Commentary on Standard Practice for Design and Construction of Concrete Silos and Stacking Tubes for Storing Granular Materials (ACI 313-97)*. Farmington Hills, MI.

Martin. (2013). *Martin Engineering*. Obtenido de <https://www.martin-eng.pe/>

MARTIN. (2014). *Selección de transmisión de potencia por bandas y poleas*.

MSA Bradley, R. B. (2012). *Methods for Design of Hoppers, Silos, Bins and Bunkers for Reliable Gravity Flow, Food, Mineral and Other Applications*. Chatham, UK.

NBE. (2014). <https://www.nbe-inc.com/processing-systems/palletized-bag-emptying>.

NORTON, R. L. (2011). *Diseño de Máquinas*. Pearson.

OMAL. (2017). *GENERAL CATALOGUE*.

OPTIBELT. (2016). *Manual Técnico*.

Oy EKOTUOTANTO Ab. (2011). Oy *EKOTUOTANTO Ab*. Obtenido de <https://www.ekotuotanto.fi/screwconveyor.php>

- Palamatic Process. (2016). *Palamatic PROCESS*. Obtenido de <https://www.palamaticprocess.es/maquinas-industriales/vaciado-automatico-de-sacos-varislist>
- RODAVIGO S.A. (2019). *RODAVIGOSA*. Obtenido de <https://rodavigo.net/es>
- RULMECA. (2013). *Rollers and components for bulk handling*.
- SIEMENS. (2018). *MOTORES ELÉCTRICOS*. Obtenido de SIEMENS : <http://www.rsi.com.mx/catalogos/CatalogoMotores-siemens.pdf>
- Stephen Hall. (2012). *Branan's Rules of Thumb for Chemical Engineers - Pneumatic Conveying*.
- TECNOCURVE. (2020). *TECNOCURVE*. Obtenido de <https://www.tecnocurve.es/blog/2018/11/26/importancia-y-caracteristicas-de-la-soldadura-de-tubos-metalicos/>
- Tuberiacedula40ec. (Enero de 2020). *Tuberiacedula40ec*. Obtenido de <https://tuberiacedula40.com/producto/4-tubo-de-acero-inoxidable-cedula-40-ecuador/>
- Tumalli Franklin, V. J. (2015). *Diseño de una máquina cortadora y vaciadora de sacos de cemento*. Quito.
- UNACEM ECUADOR. (2015). *UNACEM ECUADOR*. Obtenido de <https://unacem.com.ec/>
- VIKING. (Junio de 2008). *Viking Group inc*. Obtenido de <https://www.vikinggroupinc.com/resources/technical-data-sheets>
- VITaulic. (2 de 2016). *VITaulic*. Obtenido de <https://www.victaulic.com/>
- WODZINSKI, P. (2006). *DRUM SCREENS IN MINERAL MINING*.
- Zeszyt. (2006). *DRUM SCREENS IN MINERAL MINING*.
- Maschio, S., Aneggi, E., Fedrizzi, L., Andreatta, F., Lekka, M., Lanzutti, A., & Furlani, E. (2017). Production and compression strength of mortars containing unprocessed waste powdered steel slag. *Sustainability (Switzerland)*, 9(12). <https://doi.org/10.3390/su9122372>
- Mishra, S., & Siddiqui, N. A. (2014). A Review On Environmental and Health Impacts Of Cement Manufacturing Emissions. *International Journal of Geology, Agriculture and Environmental Sciences*, 2(3 June 2014), 2. [www.woarjournals.org/IJGAES](http://www.woarjournals.org/IJGAES)

- Moradi, A., Haidari, R., Motamedzade, M., Faradmal, J., & Babamiri, M. (2016). Ergonomics intervention to reduce musculoskeletal disorders: case study in cement company production. *Journal of Occupational Hygiene Engineering*, 3(2), 33–40. <https://doi.org/10.21859/johe-03025>
- Morsali, S. (2017). Cement Production Effects on Human health with Respect to Cement Lifecycle Assessment. *Icse2017*, June.

# APÉNDICES

# APÉNDICE A

## CÁLCULOS DEMOSTRATIVOS

### Diseño de eje para el sistema de corte

Conociendo que la velocidad del eje es  $w = 1800 [rpm]$ ,  $\theta = 45^\circ$ ,  $F_c = 27.5 [N]$  y  $W = 491 [N]$ , se realiza el DCL del eje. Se asume que  $W_{x'}$  actúa como una fuerza axial sobre el eje, como situación más crítica.

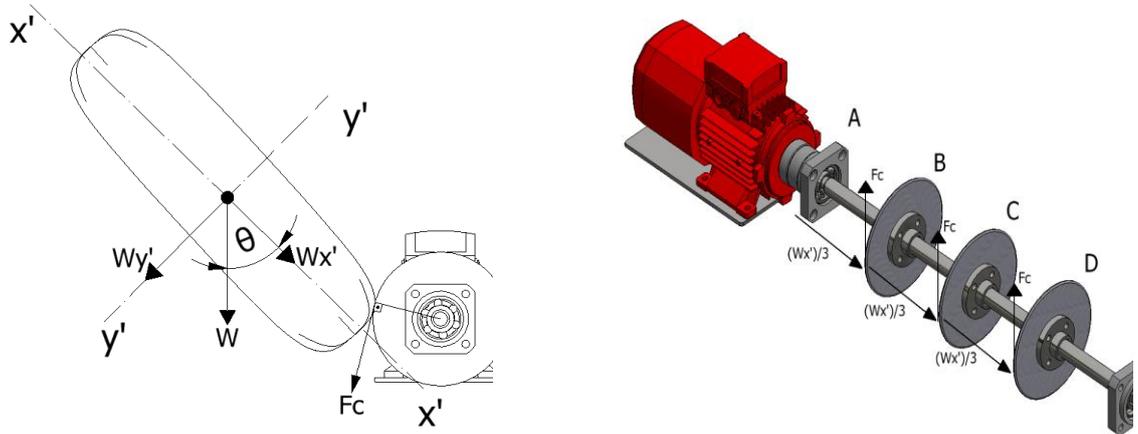


Figura A.1: Sistema de corte de sacos

Fuente: Elaboración propia

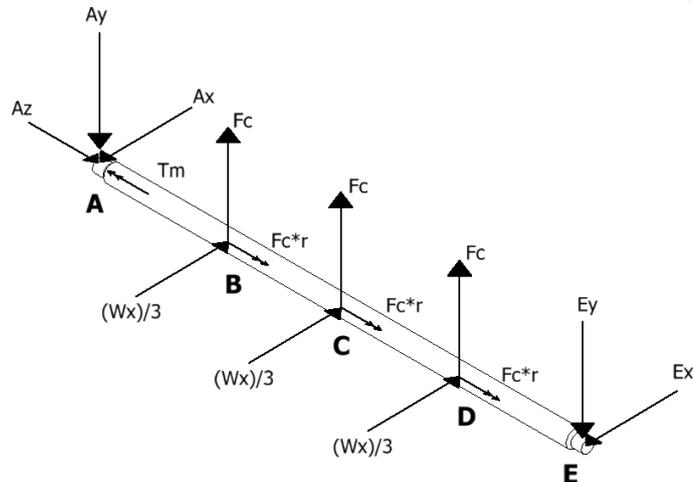


Figura A.2: Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión

Fuente: Elaboración propia

### Cálculo de fuerzas

$$\sum F_z = 0 \rightarrow A_z = 0 [N]$$

$$\sum M_A = 0 \rightarrow E_x = 174 [N] \quad y \quad E_y = 41.25 [N]$$

$$\sum F_x = 0 \rightarrow A_x = 174 [N] \quad y \quad \sum F_y = 0 \rightarrow A_y = 41.25 [N]$$

$$T = F_C * r \rightarrow T = 2.48 [Nm]$$

$$T_m = 3T \rightarrow 7.44 [Nm]$$

### Diagrama Fuerza cortante y Momento Flector plano Z-X.

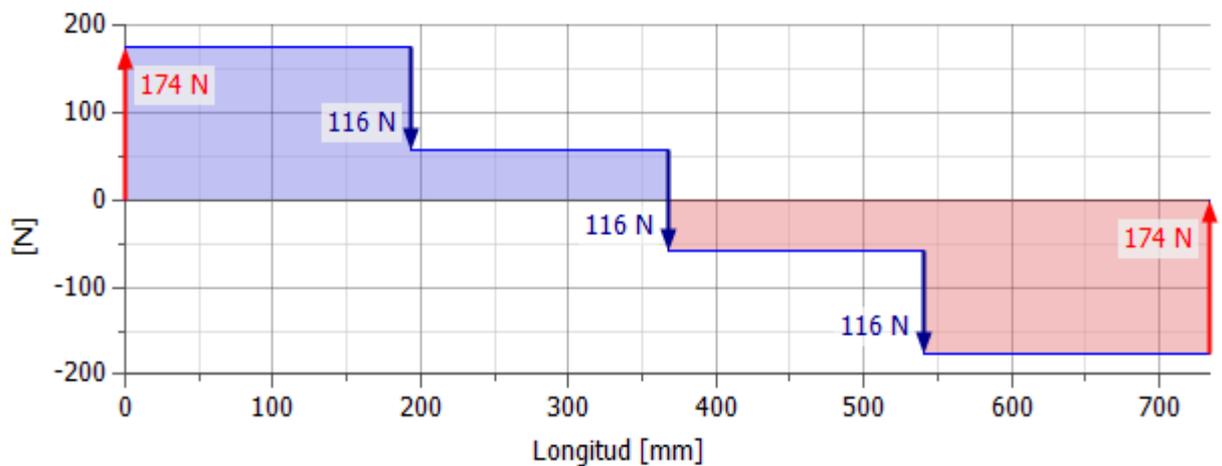


Figura A.3: Diagrama fuerza cortante plano Z-X

Fuente: Elaboración propia

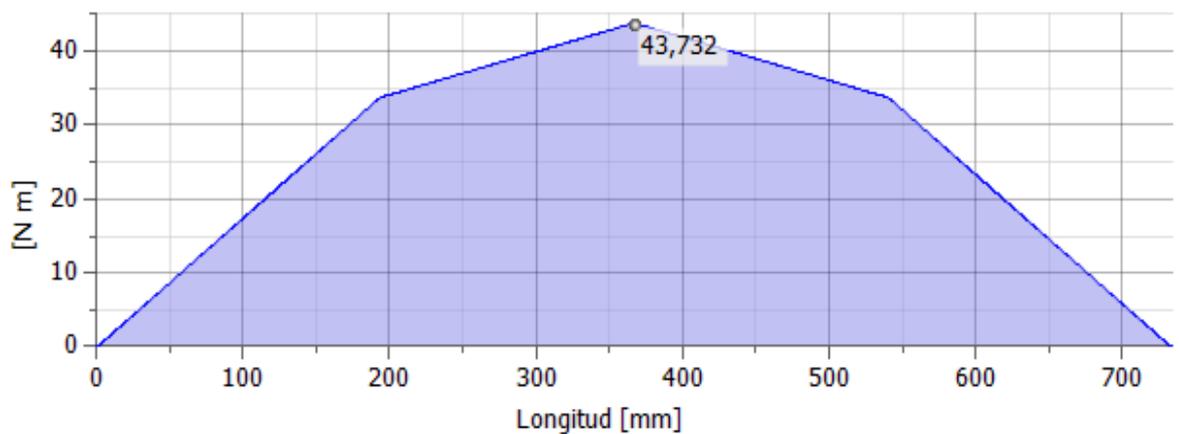


Figura A.4: Diagrama momento flector plano Z-X

Fuente: Elaboración propia

## Diagrama Fuerza cortante y Momento Flector plano Z-Y

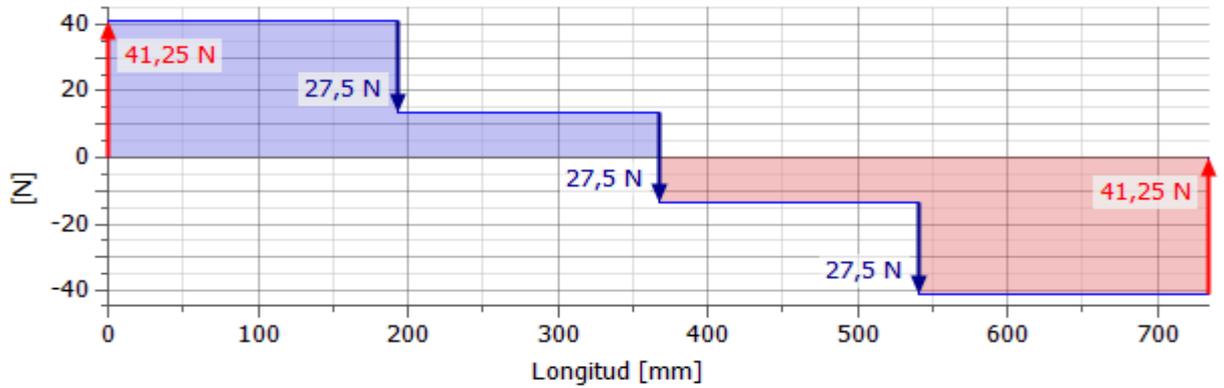


Figura A.5: Diagrama fuerza cortante plano Z-Y

Fuente: Elaboración propia

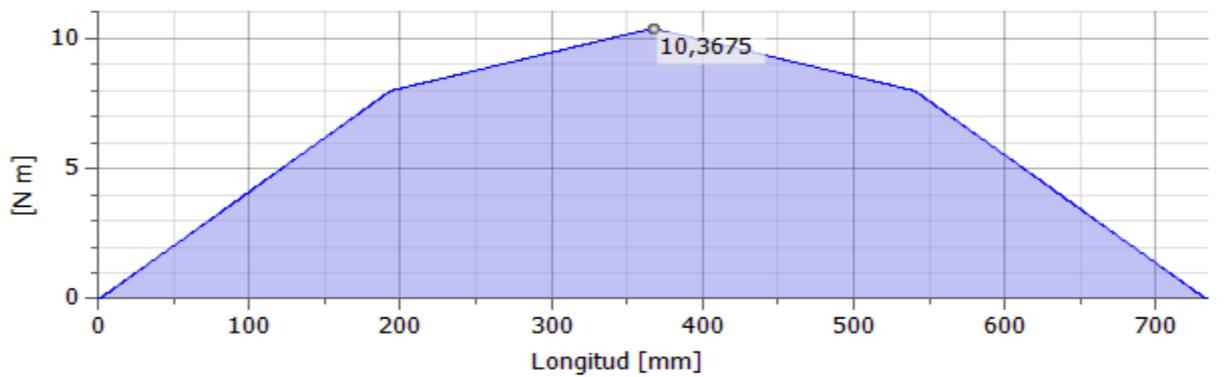


Figura A.6: Diagrama momento flector plano Z-Y

Fuente: Elaboración propia

## Diagrama Torsor

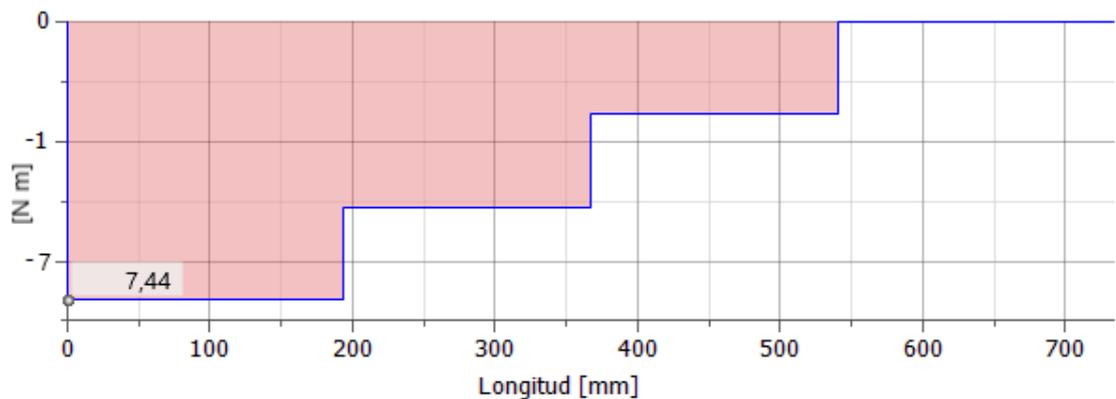
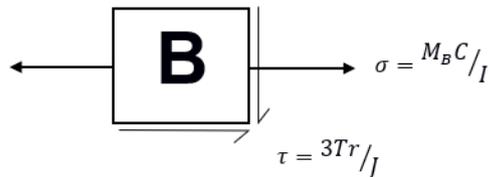


Figura A.7: Diagrama Torsor

Fuente: Elaboración propia

A partir de estos diagramas, la sección crítica puede localizarse en el punto B o en el C. En el punto B el Torsor es mayor y en el punto C el momento flector es mayor. La sección crítica se determina mediante la teoría de Von Mises.



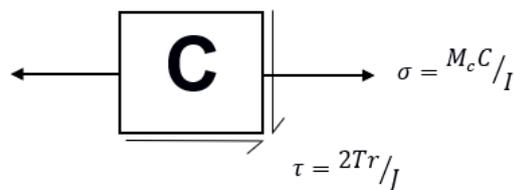
**Figura A.8: Sección B**  
Fuente: Elaboración propia

$$|M_B| = \sqrt{(35)^2 + (8)^2} = 35.90 \text{ [Nm]}$$

$$\sigma_B = \frac{35.90 \cdot 0.013}{\frac{\pi}{64} (0.0254)^4} = 22.84 \text{ [Mpa]}$$

$$\tau_B = \frac{3 \cdot 2.45 \cdot 0.013}{\frac{\pi}{32} (0.0254)^4} = 2.34 \text{ [Mpa]}$$

$$\sigma'_B = \sqrt{(22.84)^2 + 3 \cdot (2.34)^2} = 23.20 \text{ [Mpa]}$$



**Figura A.9: Sección C**  
Fuente: Elaboración propia

$$|M_c| = \sqrt{(43.73)^2 + (10.37)^2} = 44.94 \text{ [Nm]}$$

$$\sigma_C = \frac{44.94 \cdot 0.013}{\frac{\pi}{64} (0.0254)^4} = 28.60 \text{ [Mpa]}$$

$$\tau_C = \frac{2 \cdot 2.45 \cdot 0.013}{\frac{\pi}{32} (0.0254)^4} = 1.56 \text{ [Mpa]}$$

$$\sigma'_c = \sqrt{(28.60)^2 + 3 * (1.56)^2} = 28.73 [Mpa] \quad \therefore \text{"C" es la sección Crítica}$$

Se considera que el eje está sometido a esfuerzo por flexión reversible y esfuerzo cortante constante durante el corte. A partir de esto se determina el diámetro del eje que soporta las cuchillas mediante las ecuaciones 2.7 y 2.8.

$$S_e = (1)(1)(0.78)(1)(0.868)(0.5)(965) = 326.67 [Mpa]$$

$$C_{CA} = 1$$

$$C_{TE} = 1$$

$$C_{SU} = 0.78 \quad (\text{maquinado})$$

$$C_R = 0.868 \quad (95\% \text{ confiabilidad})$$

$$C_{TA} = 1 \quad (\text{asumido})$$

Próximo al punto C, existe un chavetero, entonces:

$$K_t = 4 \quad (\text{flexión}) \quad \text{y} \quad K_{fs} = 2 \quad (\text{torsión})$$

$$K_f = 1 + 0.58(4 - 1) = 2.74$$

$$K_{fs} = 1 + 0.64(2 - 1) = 1.64$$

$$\text{Se asume: } K_{fm} = K_f$$

$$K_{fms} = K_{fs}$$

Teniendo un factor de seguridad a la fatiga mínimo de 4, tenemos:

$$D = \left\{ \frac{32(4)}{\pi} \left[ \frac{\sqrt{(2.74 * 44.94)^2}}{326.67 \times 10^6} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4}(1.64 * 2 * 2.45)^2}}{965 \times 10^6} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} = 0.025 [m]$$

Se corrige el factor de tamaño:

$$C_{TA} = 1.189 * (23)^{-0.097} = 0.88 \rightarrow S_e = 287.47 [Mpa]$$

$$D_c = 0.026 \text{ mm} \rightarrow D_c = 1 \text{ 1/4 [in]}$$

### Diseño de chaveta

A partir del catálogo (RODAVIGO S.A., 2019), la sección de la chaveta para el diámetro del eje debe ser:

$$b = 10 \text{ mm} \quad h = 8 \text{ mm}$$

La longitud de la chaveta recomendado:

$$L = 1.5D_c = 1.5(26) = 39 [mm]$$

**Tabla A.1: Dimensiones de secciones de chavetas cuadradas**

Campo de aplicación		Chaveta			Chavetero											
		Sección		Dim. nom. b	Largo						Profundidad					
		Diámetro eje d	Dimen normal b x h		Toleran sobre		Tolerancia sobre b						Eje		Cubo	
					b <sup>h9</sup>	h <sup>*</sup>	Por eje			Por cubo			t1	t2	t1	t2
				H9	N9	P9	D10	Js9	P9	Nom	Tol.	Nom	Tol.			
De	6	2x2	0	0	2	+0,025	-0,004	-0,006	+0,060	±0,012	-0,006	1,2		1		
Hasta	8															
Más de hasta	10	3x3	-0,025	-0,025	3	0	0	-0,031	+0,020		-0,031	1,8		1,4		
Más de hasta	12	4x4	0	0	4	+0,030	0	-0,012	+0,078	±0,015	-0,012	2,5	+0,10	1,8	+0,10	
Hasta	17															
Más de hasta	22	5x5	-0,030	-0,030	5	0	-0,042	+0,030			-0,042	3		2,3		
Más de hasta	22	6x6	0	0	6	+0,036	0	-0,015	+0,098	±0,018	-0,015	3,5		3,5		
Hasta	30															
Más de hasta	38	8x7	-0,036		8	0	-0,036	+0,040			-0,051	5		3,3		
Más de hasta	38	10x8			10	0	-0,051	+0,040			-0,051	5		3,3		

Fuente: (RODAVIGO S.A., 2019)

### Potencia para sistema de corte

La potencia requerida se calcula a partir del torque generador por cada cuchilla y la velocidad de rotación del eje.

$$P_{total} = 3(2.45)(188.50) = 1385.48 [Kw] \rightarrow 1.86 [HP]$$

### Selección del motor

Considerando el factor de servicio del motor igual a 1.15. (SIEMENS, 2018)

$$P_m = 1.15(1.86) = 2.14 [HP]$$

Se selecciona del catálogo (SIEMENS, 2018), motor GP10 3 HP. Las especificaciones técnicas se muestran en la figura B.18 en el apéndice B.

### Diseño del sistema de sacudido mediante tambor rotatorio

**Velocidad de operación:** Se interpola según la tabla 2.7 para conocer el valor exacto de la velocidad de operación.

**Tabla A.2: Parámetros de diseño del tambor rotatorio**

D [m]	N <sub>OP</sub> [RPM]
0.75	19.6
0.8	N <sub>OP</sub>
1.0	16.97

Fuente: Elaboración propia

$$\frac{1.0 - 0.75}{0.8 - 0.75} = \frac{16.97 - 19.6}{N_{OP} - 19.6}$$

$$N_{OP} = 19.1 [RPM] \approx 20 [RPM]$$

### Potencia útil

De acuerdo con la ecuación de DAWN (ec. 2.10)

$$P_{\text{útil}} = 0.284 * D_T * (1.073 - J) * W * N_{OP} = 0.284 * 0.8 * (1.073 - 0.2) * 0.03 * 20$$

$$P_{\text{útil}} = 0.131 [kW]$$

### Potencia del motor

$$P_m = \frac{P_{\text{útil}}}{\eta_{\text{general}}} = \frac{P_{\text{útil}}}{\eta_{\text{banda}}^2 * \eta_{\text{polea}}^2 * \eta_{\text{motor}} * \eta_{\text{reductor}}}$$

$$P_m = \frac{0.131 \text{ kW}}{0.9^2 * 0.8^2 * 0.85 * 0.9} = 0.333 [kW] \approx 0.5 [HP]$$

### Potencia corregida

Se recomienda un factor de servicio continuo para una mejor selección del sistema de transmisión. Ver figura B.2 del apéndice B.

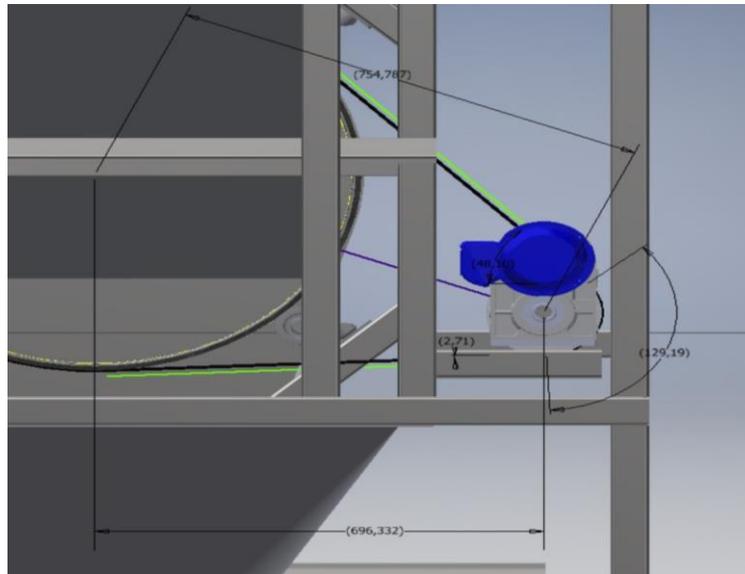
$$P_c = P_m * FS = 0.5 * 1.5 = 0.75 [HP]$$

### Cálculo velocidad polea motriz

Para este cálculo, se definió previamente que se empleará una polea motriz con diámetro exterior de 160 mm.

$$N_p = \frac{D_T * N_T}{D_p} = \frac{800 * 20}{160} = 100 [RPM]$$

## Cálculo de la distancia entre centros



**Figura A.10: Distancia entre centros C**

Fuente: Elaboración propia

$$C = 696.332 \text{ [mm]}$$

$$C_{\text{mín}} = 0.7(D_T + D_p) = 0.7(800 + 160) = 672 \text{ [mm]}$$

$$C_{\text{máx}} = 2(D_T + D_p) = 2(800 + 160) = 1920 \text{ [mm]}$$

$$C_{\text{mín}} \leq C \leq C_{\text{máx}} \rightarrow 672 \leq 696.332 \leq 1920 \therefore \text{SÍ CUMPLE}$$

## Longitud primitiva de la correa

$$L_p = (2 * C) + \frac{\pi}{2}(D_T + D_p) + \frac{(D_T - D_p)^2}{4 * C}$$

$$L_p = (2 * 696.332) + \frac{\pi}{2}(800 + 160) + \frac{(800 - 160)^2}{4 * 696.332} = 3047.68 \text{ [mm]}$$

Mediante la potencia corregida, la velocidad del eje más rápido (polea motriz), seleccionamos el perfil de la correa adecuada, de acuerdo con la figura B.1 del

apéndice B. El perfil ideal es **3V-1250**. Las dimensiones se muestran en las figuras B.4 y B.7 del apéndice B.

El recorrido mínimo de ajuste lineal según el perfil de la correa y su longitud primitiva debe ser de 35 mm aproximadamente.

### Número de correas

Para saber el número de correas a emplear, debemos conocer previamente el diámetro de la polea motriz y la velocidad de rotación, donde mediante la figura B.3 del apéndice B, determinamos el valor de la capacidad de transmisión por canal [HP/canal]. Teniendo que el diámetro de la polea motriz es de 160 mm a una velocidad de 100 RPM, la capacidad de transmisión se la obtiene interpolando los datos, teniendo:

$$\frac{165 - 150}{160 - 150} = \frac{0.55 - 0.61}{HP/canal - 0.61} \rightarrow 0.57 \left[ \frac{HP}{canal} \right]$$

Si bien el valor de la distancia entre centros cumple con la restricción mínima y máxima, no cumple con el valor recomendando (1440 mm), por lo que se espera que exista una reducción en la capacidad de transmisión debido a que el ángulo de contacto disminuye. Se recomienda corregir el valor de la capacidad de transmisión multiplicándolo por un factor de corrección, el cual está en función del arco de contacto. Para esto, se determina la relación entre la diferencia de diámetros y la distancia entre centros:

$$\frac{D_T - D_p}{C} = 0.919$$

La figura B.5 del apéndice B muestra los valores del factor de corrección de acuerdo con el valor calculado previamente.

$$f_{CA} \approx 0.96$$

Recalculando el valor de la capacidad de transmisión:

$$0.57 \left[ \frac{HP}{canal} \right] * 0.96 \rightarrow 0.547 \left[ \frac{HP}{canal} \right]$$

Si el valor de la potencia corregida es de 0.75 [HP], tenemos que el número de correas necesarias para el llegar a dicha potencia son 2.

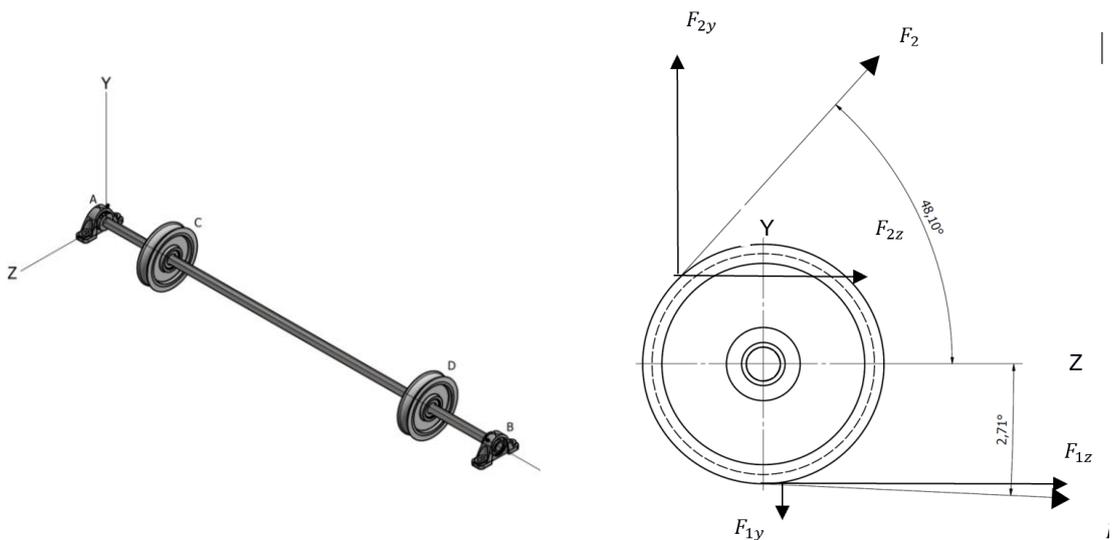
$$0.547 \left[ \frac{HP}{canal} \right] * 2 \text{ canales} = 1.1 [HP] > 0.75 [HP] \therefore \text{SÍ CUMPLE}$$

De modo que las dos poleas a usar serán suficiente para el sistema de transmisión.

En la figura B.6 del apéndice B se detalla la información técnica de la polea seleccionada.

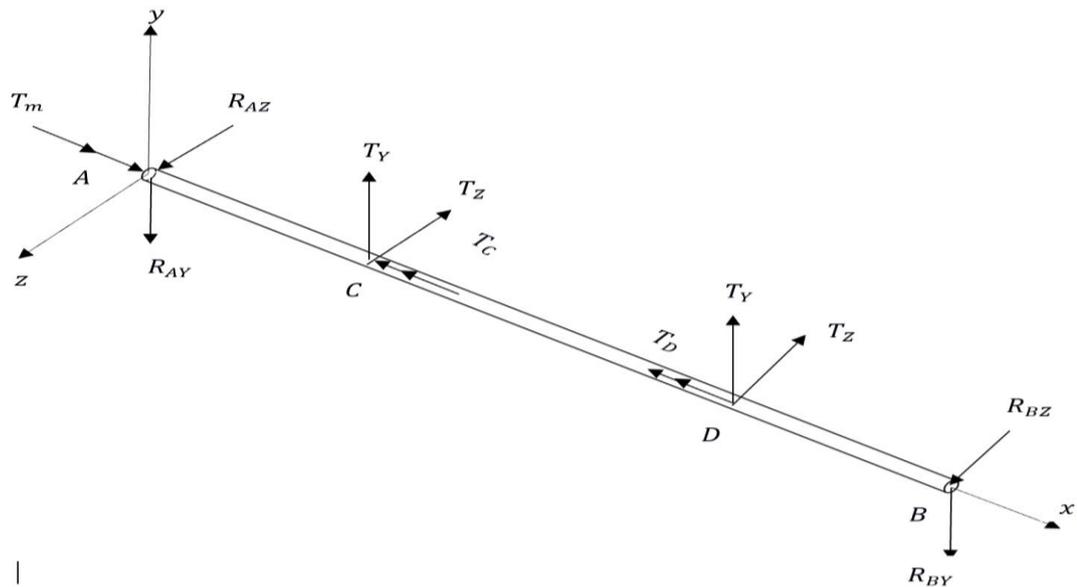
### Dimensionamiento eje motriz

Se dimensiona el eje de transmisión mediante las fuerzas sobre la polea y la velocidad de rotación del eje (100 RPM). A continuación, se muestra el DCL del eje.



**Figura A.11: Diseño CAD del eje de transmisión para el sistema de sacudido**

Fuente: Elaboración propia



**Figura A.12: Diagrama de cuerpo libre del eje**

Fuente: Elaboración propia

Se empieza determinando el torque del motor y el valor de las fuerzas  $F_1$  y  $F_2$ :

$$T_m = \frac{P_m [W]}{Np [rad/s]} = \frac{374 W}{10.5 rad/s} = 36 [Nm]$$

$$T_C = T_D = 18 [Nm]$$

Para las fuerzas en la polea, se considera la relación donde el lado tenso es 5 veces el lado flojo (NORTON, 2011):

$$F_2 = 5F_1 \rightarrow F_N = F_2 - F_1 = \frac{T_C}{D_p/2}$$

$$F_N = \frac{18 Nm}{0.08 m} = 225 [N] \rightarrow F_1 = 56.3 [N], F_2 = 281.5 [N]$$

$$T_Y = F_{2y} - F_{1y} = F_2 * \text{sen}(48.10^\circ) - F_1 * \text{cos}(2.71^\circ) = 153.3 [N]$$

$$T_Z = F_2 * \text{cos}(48.10^\circ) + F_1 * \text{sen}(2.71^\circ) = 190.7 [N]$$

En el plano Y-X:

$$\sum M_A = 0 \rightarrow R_{AY} = R_{BY} = 153.3 \text{ [N]}$$

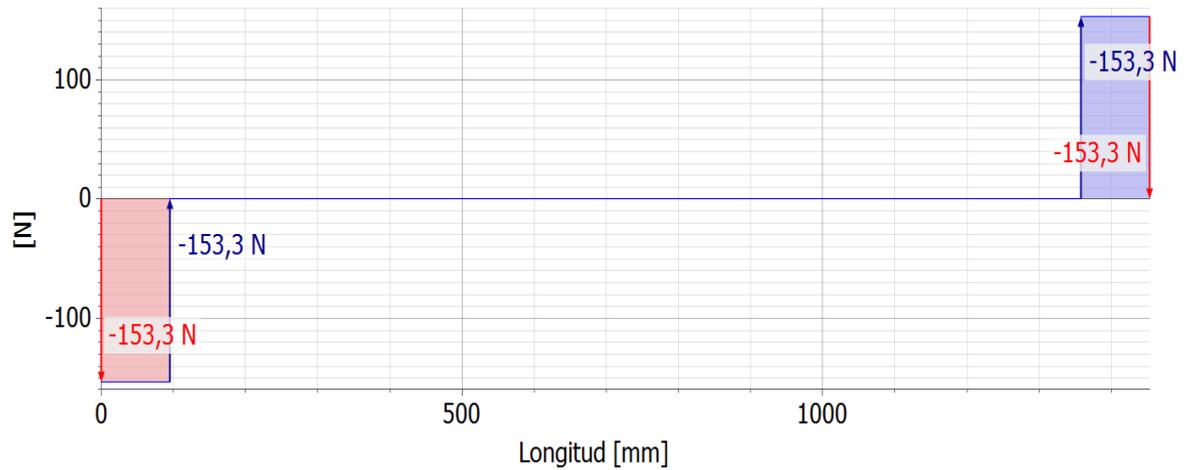


Figura A.13: Diagrama fuerza cortante plano Y-X

Fuente: Elaboración propia

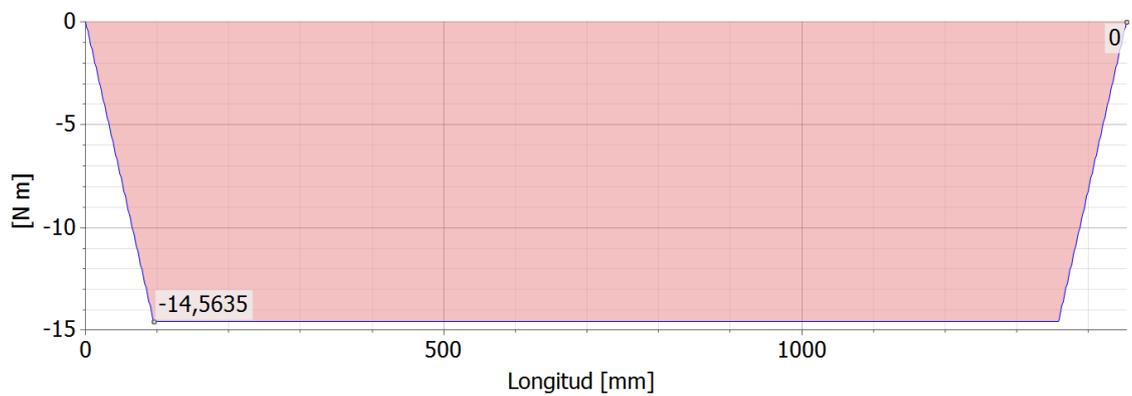
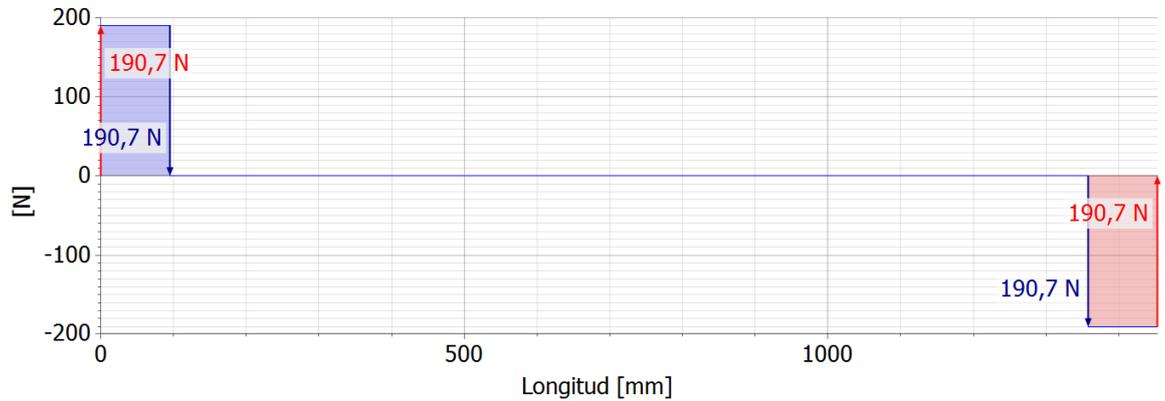


Figura A.14: Diagrama momento flector plano Y-X

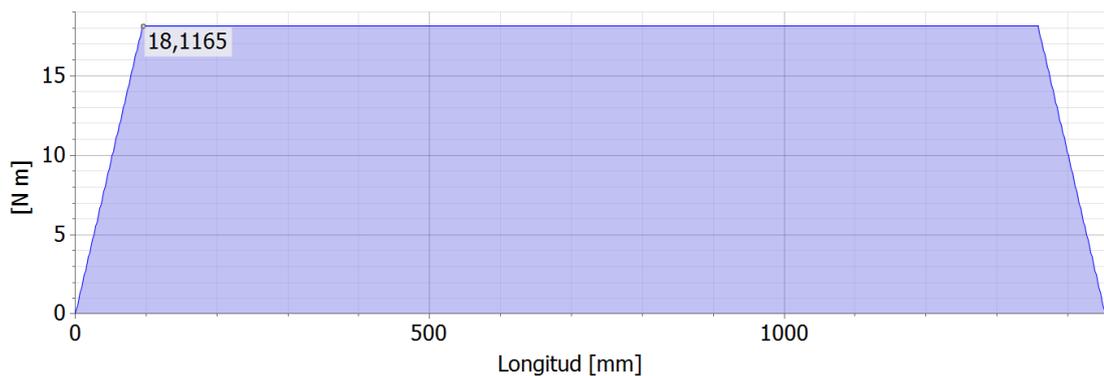
Fuente: Elaboración propia

En el plano Z-X:

$$\sum M_A = 0 \rightarrow R_{AZ} = R_{BZ} = 190.7 \text{ [N]}$$



**Figura A.15: Diagrama fuerza cortante plano Z-X**  
Fuente: Elaboración propia



**Figura A.16: Diagrama momento flector plano Z-X**  
Fuente: Elaboración propia

Por lo tanto, mediante los diagramas de momento flector, se determina el momento resultante en el punto crítico:

$$|M_C| = |M_D| = \sqrt{(14.5635)^2 + (18.1165)^2} = 23.24 \text{ [Nm]}$$

Se considera que el eje está sometido a esfuerzo por flexión reversible y esfuerzo cortante constante durante el corte. A partir de esto se determina el diámetro del eje, considerando que el material del eje es acero AISI 4340.

$$S_e = (1)(1)(0.78)(1)(0.868)(0.5)(965) = 326.67 \text{ [Mpa]}$$

$$C_{CA} = 1$$

$$C_{TE} = 1$$

$$C_{SU} = 0.78 \quad (\text{maquinado})$$

$$C_R = 0.868 \quad (95\% \text{ confiabilidad})$$

$$C_{TA} = 1 \quad (\text{asumido})$$

Próximo al punto C, existe un chavetero, entonces:

$$K_t = 4 \quad (\text{flexión}) \quad \text{y} \quad K_{fs} = 2 \quad (\text{torsión})$$

$$K_f = 1 + 0.58(4 - 1) = 2.74 \quad K_{fs} = 1 + 0.64(2 - 1) = 1.64$$

$$\text{Se asume: } K_{fm} = K_f \quad K_{fms} = K_{fs}$$

Teniendo un factor de seguridad a la fatiga mínimo de 3, tenemos:

$$D = \left\{ \frac{32(3)}{\pi} \left[ \frac{\sqrt{(2.74 * 23.24)^2}}{326.67 \times 10^6} + \frac{\sqrt{\frac{3}{4}(1.64 * 36)^2}}{965 \times 10^6} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} = 0.020 \text{ [m]}$$

El diámetro mínimo del eje es de 20 mm, por lo tanto, cumple con el diámetro interno de la polea seleccionada, que es de 35 mm.

$$D_c = 0.024 \text{ mm} \rightarrow D_c = 1 \text{ [in]}$$

### Diseño de chaveta

A partir del catálogo (RODAVIGO S.A., 2019), la sección de la chaveta para el diámetro del eje debe ser:

$$b = 10 \text{ mm} \quad h = 8 \text{ mm}$$

La longitud de la chaveta recomendado:

$$L = 1.5D_c = 1.5(35) = 53 \text{ [mm]}$$

### Diseño de la tolva

Partimos del diseño de la tolva determinando el ángulo con respecto a la vertical, en función del ángulo de reposo (tabla 2.10) mediante la ecuación 2.22:

$$\beta = 30 + 15^\circ = 45^\circ$$

A través de la ecuación 2.23 determinamos el ángulo de fricción contra pared, conociendo el coeficiente de fricción (tabla 2.11):

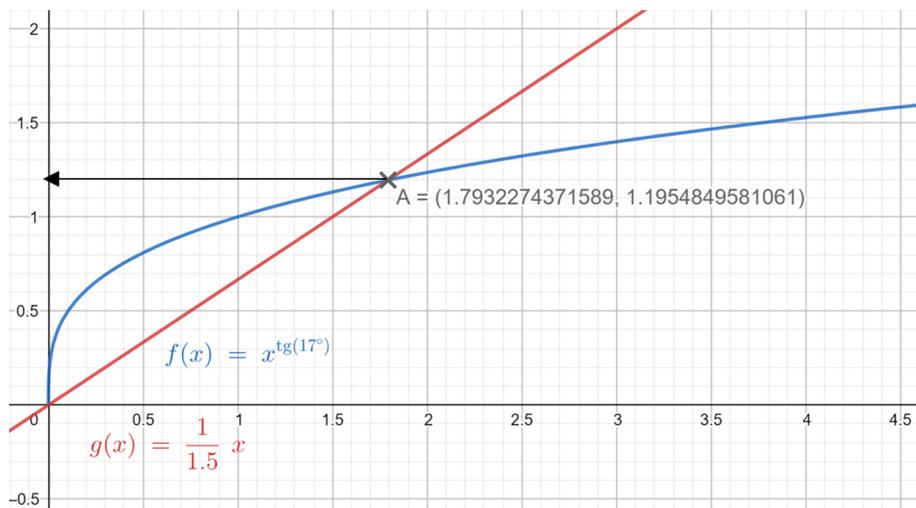
$$\mu' = \tan(\phi_w) \rightarrow \phi_w = \tan^{-1}(\mu') = \tan^{-1}(0.30)$$

$$\phi_w = 17^\circ$$

Determinamos el factor de flujo mediante la figura 2.23, en función del ángulo efectivo de fricción interna (tabla 2.11):

$$ff \cong 1.5$$

Para determinar el CAS, se debe conocer el punto de intersección de las gráficas MFF y  $1/ff$ .



**Figura A.17: Gráfica para determinar el valor del CAS**

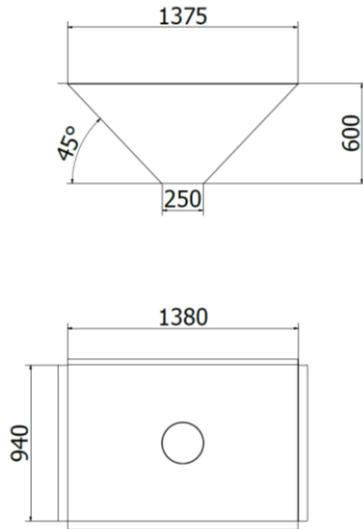
Fuente: Elaboración propia

$$CAS \cong 1.20 [kPa]$$

Con este valor, es posible determinar el diámetro mínimo de descarga de la tolva mediante la ecuación 2.25:

$$D_{\min} = \left(2 + \frac{\beta}{60}\right) * \left[\frac{CAS}{\rho_M * g}\right] = \left(2 + \frac{45^\circ}{60}\right) * \left[\frac{1200 Pa}{1500 \frac{kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^2}}\right] = 0.224 [m] \cong 9 [in]$$

## Espesor de pared de la tolva



Las dimensiones finales son:

$$D_h = 250 \text{ mm}$$

$$h_h = 600 \text{ mm}$$

Mediante las ecuaciones 2.26, 2.27 y 2.28 se determinó el valor de K:

$$K = 0.4 [-]$$

$$K = \frac{1 - \sin(17^\circ)}{1 + \sin(17^\circ)} = 0.548 [-]$$

$$K = \frac{1 - \sin^2(17^\circ)}{1 + \sin^2(17^\circ)} = 0.843 [-]$$

El radio hidráulico de la tolva es:

$$r_h = D_h/2 = 125 \text{ [mm]}$$

Mediante el factor de forma K, determinamos el valor de los esfuerzos (ecuaciones 2.29 y 2.30):

$$P_P = \frac{1500 * 9.81 * 0.250}{4 * 0.843 * \tan(30^\circ)} \left( 1 - e^{\left( \frac{-4 * 0.843 * \tan(30^\circ) * 0.60}{0.250} \right)} \right) = 1872 \text{ [Pa]}$$

$$P_T = 0.843 * 1872 = 1580 \text{ [Pa]}$$

Finalmente se determina el espesor mínimo de pared de la tolva mediante la ecuación 2.31:

$$e_T = \frac{1580 * 0.125}{241 * 10^6} = 0.001 \text{ [mm]}$$

De acuerdo con el mercado local, el espesor mínimo comerciable es de 2 mm, por lo que se selecciona para su fabricación acero inoxidable 304 de 2 mm de espesor.

### Diseño de transportador

Se determina la presión hidrostática y presión de diseño mediante las ecuaciones 2.33 y 2.32 respectivamente:

$$P_h = \frac{(1800)(0.190)}{1.50} = 0.0023 \text{ [Mpa]}$$

$$P_d = 0.0023 + 1.15 * (0.3) = 0.35 \text{ [MPa]}$$

El acero inoxidable A 304 es el seleccionado para el diseño del transportador. Sus especificaciones se adjuntan en la figura B.11 del apéndice B.

La tensión máxima admisible  $S$  se escoge entre el valor menor obtenido de las figuras A.18 y A.19.

2007 SECTION II, PART D (CUSTOMARY)

TABLE 1A (CONT'D)  
SECTION I; SECTION III, CLASSES 2 AND 3;\* SECTION VIII, DIVISION 1; AND SECTION XII  
MAXIMUM ALLOWABLE STRESS VALUES  $S$  FOR FERROUS MATERIALS  
(\* See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

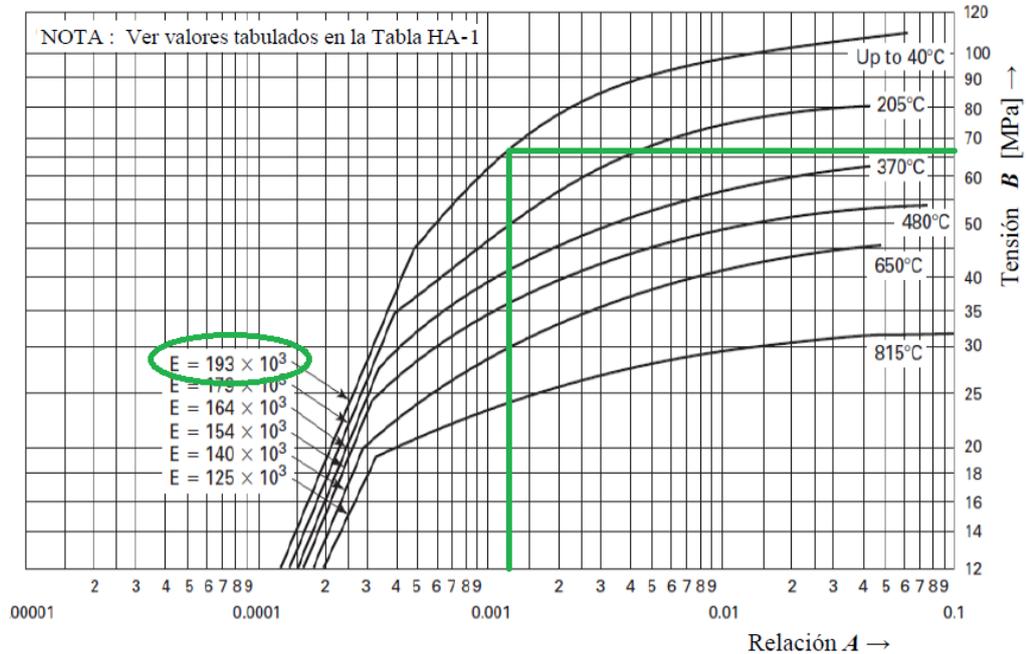
Line No.	Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding													
	-20 to 100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
1	20.0	...	20.0	...	18.9	18.3	17.5	16.6	16.2	15.8	15.5	...	...	...
2	20.0	...	16.7	...	15.0	13.8	12.9	12.3	12.0	11.7	11.5	...	...	...
3	20.0	...	16.7	...	15.0	13.8	12.9	12.3	12.0	11.7	11.5	11.2	11.0	10.8
4	20.0	...	20.0	...	18.9	18.3	17.5	16.6	16.2	15.8	15.5	15.2	14.9	14.6

Figura A.18: Selección de la tensión máxima admisible del código ASME

Fuente: (American Society of Mechanical Engineers, 2007)

El valor de  $S = 103 \text{ Mpa}$  según la figura A.18. Se calcula el factor A para determinar el valor de S equivalente al factor B según la figura A.19.

$$A = \frac{0.125}{0.3/0.0025} = 0.00125$$



**Figura A.19: Tensión máxima admisible de compresión longitudinal vs factor A**  
Fuente: (American Society of Mechanical Engineers, 2007)

El valor de  $B = 65 \text{ Mpa}$ . Entonces  $S = 65 \text{ Mpa}$ .

Se determina el espesor mínimo de la pared de la parte cilíndrica del transportador mediante la ecuación 2.34, sólo si cumple la siguiente relación:

$$0.35 \text{ Mpa} < 0.385 (1)(65)$$

$$0.35 \text{ Mpa} < 25 \text{ Mpa}$$

Dado que cumple, es posible utilizar la ecuación 2.34.

$$t_{min} = \frac{(0.3)(0.3)}{(65)(1) - 0.6(0.3)} = 1.40 \times 10^{-3} \text{ m} \rightarrow 1.4 \text{ mm}$$

Se escoge un  $t_{corr} = 2 \text{ mm}$  como factor de seguridad.

$$t_{final} = 1.4 + 2 + 0.1(2) = 3.6 \text{ mm} \rightarrow 4 \text{ mm}$$

El espesor de la parte cónica se determina mediante la ecuación 2.37.

$$t_{min,cono} = \frac{(0.3)(0.6)}{2 \cos(50)((65)(0.85) - 0.6(0.3))} = 2.54 \times 10^{-3} \text{ m} \rightarrow 2.54 \text{ mm}$$

Tomando un  $t_{corr} = 2 \text{ mm}$ , el espesor final de la parte cónica se determina mediante la ecuación 2.36, siendo:

$$t_{final} = 2.54 + 2 + 0.1(2) = 4.74 \text{ mm} \rightarrow 5 \text{ mm}$$

El espesor de la tapa del transportador si se supone que es elíptica, se determina mediante la ecuación 2.38.

$$t_{min,cabezal} = \frac{(0.3)(0.6)}{2(65)(0.85) - 0.2(0.3)} = 1.63 \times 10^{-3} \text{ m} \\ \rightarrow 1.63 \text{ mm}$$

$$t_{final} = 1.63 + 2 + 0.1(2) = 3.83 \text{ mm} \rightarrow 4 \text{ mm}$$

La altura de la tapa elíptica se determina a partir de la ecuación 2.39.

$$h = 0.17(0.6) = 0.10 \text{ m} \rightarrow 100 \text{ mm}$$

## **Diseño del transporte neumático**

El flujo del material, el diámetro de tubería y caída de presión estimados inicialmente, se muestran en la tabla A.1.

Para transporte neumático en fase diluida, se tiene que la velocidad mínima de transporte para el mortero es 13 m/s.

**Tabla A.3: Parámetros iniciales de diseño del transporte neumático**

Parámetro	Valor
$\dot{m}_p$	2 ton/h
$d$	3"
$\Delta p$	0.3 bar

Fuente: Elaboración propia

Se determina la velocidad de transporte del mortero, mediante la ecuación 2.49:

$$C_1 = 1.2 * 13 = 15.6 \text{ [m/s]}$$

El flujo másico de aire es determinado mediante la ecuación 2.51:

$$\dot{m}_a = \frac{2.74(101.3 + 100(0.3))(15.6)(0.076)^2}{293 K} = 0.11 \text{ [Kg/s]}$$

Determinamos la relación carga sólido a partir de la ecuación 2.52 y comprobamos si es fase diluida.

$$\emptyset = \frac{2}{3.6(0.11)} = 5 \therefore \text{Fase Diluida}$$

Se comprueba la velocidad de transporte del material mediante la ecuación 2.50:

$$C_1 = 36 * 5^{-0.3} - 7 = 15.3 \text{ [m/s]}$$

La velocidad de transporte estimada se aproxima a la velocidad de transporte real.

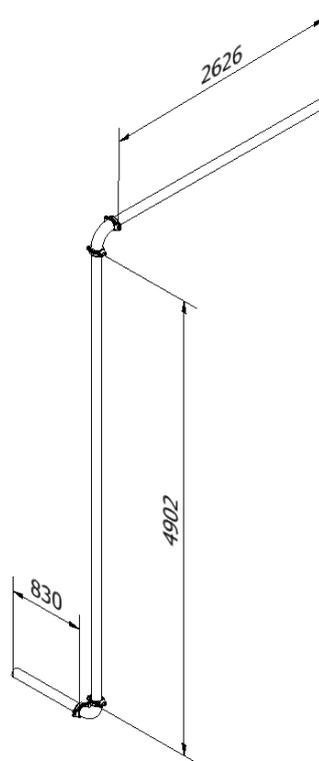
La longitud equivalente del sistema se estima a partir de las distancias obtenidas a partir del diseño detallado en inventor y mediante la ecuación 2.40.

La longitud equivalente de un codo se calcula mediante la ecuación 2.41 y la figura A.19.

$$f = 0.0045 \quad D = 4.6 \text{ [in]} \quad d = 3 \text{ [in]}$$

$$D/d = 4.6/3 = 1.5 \rightarrow K = 0.45$$

$$b = \frac{(0.45)(0.0762)}{4(0.0045)} = 1.91 \text{ [m]}$$



**Figura A.20: Recorrido y dimensiones de tuberías del transporte neumático**

Fuente: Elaboración propia

$$L_e = (0.83 + 2.63) + 2(4.90) + 2(1.91) = 17.05 \text{ [m]}$$

Se procede a comprobar la caída de presión del sistema, escalando el flujo de material de transporte:

$$\dot{m}_{p53} = 2 * \left[ \frac{57}{76} \right] = 1.5 \text{ ton/h}$$



$$\psi = \frac{4(0.0045)(17.05)}{0.076} + 2(1.91) = 7.86$$

$$C_2 = \frac{4(0.11)(287)(293)}{\pi(0.076)^2(101.3 \times 10^3)} = 20.13 \quad m/s$$

$$\Delta_{paire} = (101.3) \left[ \left( 1 + \frac{(7.86)(20.13)^2}{(287)(293)} \right)^{0.5} - 1 \right] = 1.90 \text{ [Kpa]} \rightarrow 0.019 \text{ [Bar]}$$

**Teniendo que la presión a la salida del eductor:**

$$P_2 = \Delta_{transporte \text{ de material}} + \Delta_{pcurvas} + \Delta_{paire} \text{ [Kpa]}$$

$$P_1 = \Delta_{total} = \frac{P_2}{0.65} = \frac{0.068 + 0.100 + 0.019}{0.65} = 0.29 \text{ [Barg]}$$

### **Volumen de aire requerido**

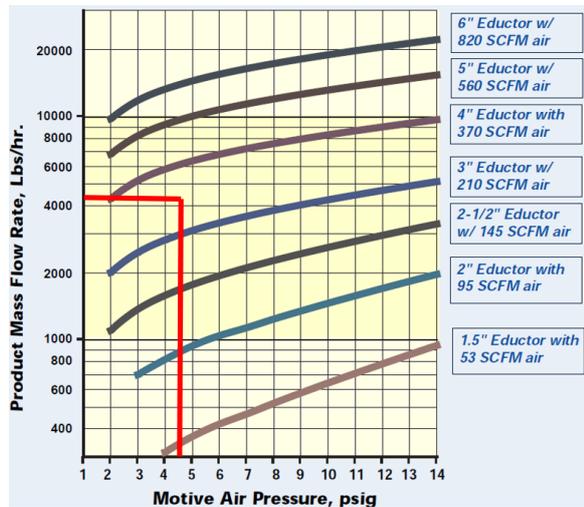
El flujo volumétrico necesario se determina mediante la ecuación 2.53.

$$\dot{v} = \frac{0.11}{1.23} = 0.089 \text{ [m}^3/s] \rightarrow 5364 \text{ l/min}$$

### **Diseño del eductor Venturi**

A partir de la figura A.23, se dimensiona el eductor.

Teniendo que:  $\dot{m}_p = 4400 \text{ Lbs/hr}$  y  $P_i = 4.35 \text{ psig}$

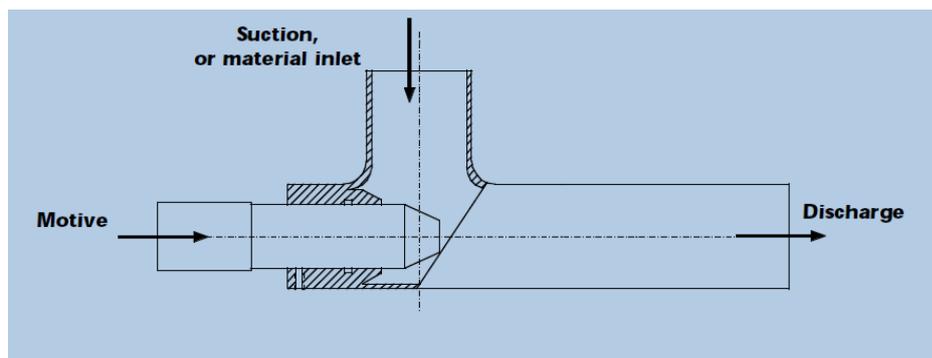


**Figura A.23: Selección de las dimensiones del eductor en base al flujo másico del material contra la presión de entrada requerida**

Fuente: (FOX Valve Development Corp, 2015)

El eductor puede ser de 4" o 3". Al contar con una tubería de 3" para el transporte de material, el eductor de 3" de diámetro en la descarga es el indicado.

A partir de la figura B.19 del apéndice B, se determinan los diámetros de ingreso de aire y salida de aire y material.



**Figura A.24: Esquematización del eductor**

Fuente: (FOX Valve Development Corp, 2015)

Se determina el diámetro requerido para la salida de la boquilla de descarga de aire y la velocidad del aire en la garganta a partir de las ecuaciones 2.55 y 2.54.

Teniendo en cuenta los siguientes datos iniciales:

$$P_i = 0.30 \text{ barg} = 131.30 \text{ Kpa abs}$$

$$P_t = 0.75P_i = 98.48 \text{ Kpa abs}$$

$$T_i = 293 \text{ K}$$

$$d_i = 40.94 \text{ mm}$$

$$\gamma = 1.4$$

$$C_p = 1000 \text{ J/Kg}$$

$$C_i = \frac{0.089}{\frac{\pi}{4}(0.041)^2} = 67.41 \text{ m/s}$$

$$C_t = \left\{ 2(1000)(293) \left[ 1 - \left( \frac{98.48}{131.30} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} \right] + (67.41)^2 \right\}^{0.5} = 225.34 \text{ m/s}$$

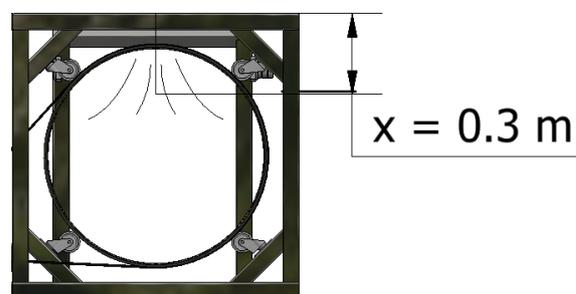
$$d_t = \left[ \frac{67.41}{225.34} * \left( \frac{98.48}{131.30} \right)^{-\frac{1}{1.4}} \right]^{0.5} * 40.94 = 24.81 \text{ mm} \rightarrow d_t = 1 \text{ in}$$

### Selección de la válvula reguladora de aire

Las especificaciones de la válvula reguladora de aire se muestran en la figura B.21 del apéndice B.

### Diseño de campana extractora para el desempolvado

La distancia "x" a la que se considera la fuente de emisión de polvo de mortero se muestra en la figura A.25.



**Figura A.25: Distancia de absorción de polvo de mortero**

Fuente: Elaboración propia

Mediante la ecuación 2.56, se determina el caudal necesario para la absorción de polvo. La velocidad de captura se toma de la figura B.16 del apéndice B.

Las dimensiones de la entrada rectangular se establecen a criterio del diseñador.

$$w = 0.6 \text{ [m]}$$

$$L = 0.7 \text{ [m]}$$

$$x = 0.3 \text{ [m]}$$

$$V_c = 100 \text{ fpm} \rightarrow 0.51 \text{ [m/s]}$$

$$Q = 0.75(0.51)(10(0.3)^2 + (0.6)(0.7)) = 0.50 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

El diámetro de salida de la campana se estima mediante la ecuación 2.57 y la velocidad de diseño  $V_d$  se estima de la tabla 2.13.

$$V_d = 25 \text{ [m/s]}$$

$$D_{ducto} = \left( \frac{4(0.50)}{\pi(25)} \right)^{0.5} = 0.160 \text{ [m]}$$

El diámetro de salida se establece en una medida estándar de 6".

### **Diseño de sistema de expulsión de sacos vacíos**

A partir de la tabla 2.9 y de la ecuación 2.19 se determina la potencia necesaria para el desplazamiento horizontal.

$$C_0 = 1.2$$

$$P_H = (1.2) \frac{(0.02)(0.925)}{367} = 6.05 \times 10^{-5} \text{ [KW]}$$

La potencia de accionamiento al vacío se calcula mediante la ecuación 2.20.

$$P_N = \frac{(0.250)(0.925)}{20} = 0.012 \text{ [KW]}$$

La potencia total, se estima a partir de la ecuación 2.18.

$$P_{total} = 6.05 \times 10^{-5} + 0.012 = 0.0121 \text{ [KW]}$$

### Selección del motor

Considerando el factor de servicio del motor igual a 1.15 (SIEMENS, 2018)

La potencia del motor se estima como sigue:

Factor de servicio  $F_0 = 1.15$ .

$$P_m = F_0 P_{total} \rightarrow P_m = (1.15)(0.0121) = 0.014 \quad [KW]$$

$$P_m = 0.020 \quad [HP] \rightarrow 3/4 \quad [HP]$$

### Diseño de soporte general del sistema rompesacos

#### Diseño de columnas por pandeo

Iteración con perfil estructural cuadrado 60x3 mm calidad SAE J 403 1008 para columna del soporte del rompesacos.

$$C_c = \left( \frac{2\pi^2(200 \times 10^9)}{250 \times 10^6} \right)^{0.5} = 126$$

$$r_g = \left( \frac{35.06}{6.61} \right)^{0.5} = 2.30 \quad [cm] \rightarrow 23 \quad [mm]$$

$$\frac{L_e}{r_g} = \frac{0.5(2434)}{23} = 52.91 < 126$$

$$FS = \frac{5}{3} + \frac{3(52.91)}{8(126)} - \frac{(52.91)^3}{8(126)^3} = 1.81$$

$$\sigma_t = \left[ 1 - \frac{(52.91)^2}{2(126)^2} \right] \frac{250 \times 10^6}{1.81} = 125.94 \times 10^6 \quad [Pa]$$

$$P_c = (125.94 \times 10^6) (6.61 \times 10^{-4}) = 83.25 \times 10^3 \quad [N]$$

### **Diseño de vigas por flexión**

Iteración con perfil estructural cuadrado 60x3 mm calidad SAE J 403 1008 para travesaño de soporte de la rampa de recepción de sacos.

$$M_{m\acute{a}x} = 87.5 [N m]$$

Tomando un factor de seguridad de  $NF = 5$ .

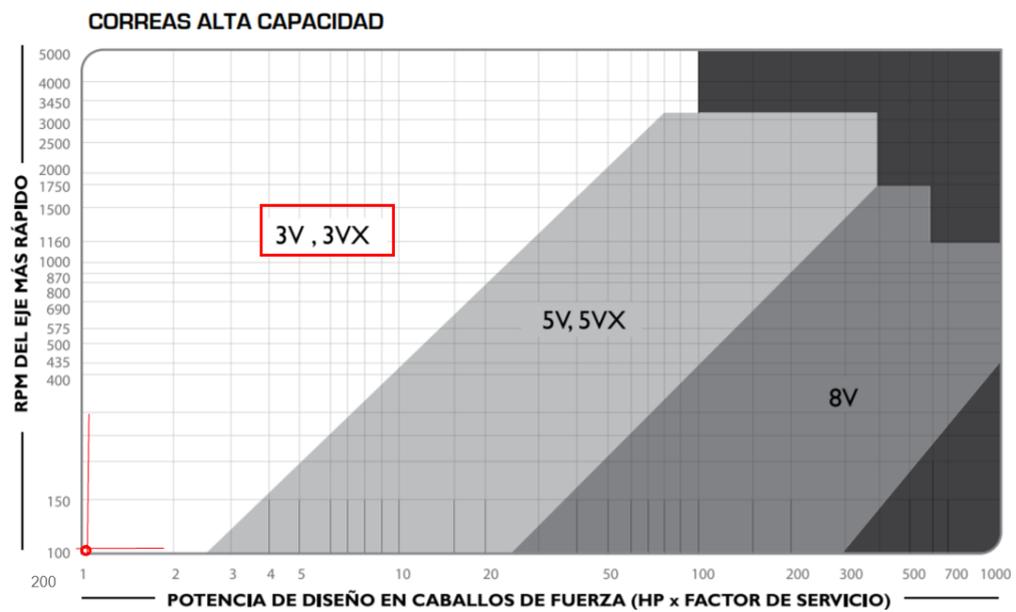
$$S_{x,n} = \frac{(5)(87.5)}{250 \times 10^6} = 1.75 \times 10^{-6} [m^3] \rightarrow 1.75 [cm^3]$$

El valor de  $S_{x,x} = 11.69 [cm^3]$  para el perfil de 60x3 mm, superior al calculado.

# APÉNDICE B

## CATÁLOGOS

TABLAS PARA SELECCIONAR EL TIPO O PERFIL DE LA CORREA



**Figura B.1: Catálogo INTERMECO para selección del perfil de correa**

Fuente: (INTERMEC, 2015)

TABLA 1 — FACTORES DE SERVICIO	
<p><b>EL FACTOR DE SERVICIO CORRECTO ES DETERMINADO POR:</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. El grado y frecuencia de las cargas pico.</li> <li>2. El número de horas de operación al año, divididas en un promedio de horas al día de servicio continuo.</li> <li>3. La categoría adecuada de servicio, (intermitente, normal o continuo). Seleccione aquella que más se aproxime a las condiciones de su aplicación.</li> </ol>	<p><b>SERVICIO INTERMITENTE — DE 1.0 A 1.5</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>a. Trabajo Ligero — No más de 6 horas al día.</li> <li>b. No debe exceder la carga promedio.</li> </ol> <p><b>SERVICIO NORMAL — DE 1.1 A 1.6</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>a. Servicio diario de 6 a 16 horas al día.</li> <li>b. Donde las cargas de arranque o pico no excedan el 200% de la carga total.</li> </ol> <p><b>SERVICIO CONTINUO — DE 1.2 A 1.8</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>a. Donde la carga de arranque o pico sea mayor en un 200% a la carga total o donde las cargas de arranque o pico y las sobrecargas ocurran frecuentemente.</li> <li>b. Servicio continuo 16 a 24 horas.</li> </ol>

**Figura B.2: Factor de servicio para bandas**

Fuente: (MARTIN, 2014)

## TABLA DE CAPACIDAD DE TRANSMISIÓN POR CANAL (EN HP)

CORREAS TIPO

**3V**

Diámetro exterior de la Polea Motriz (en milímetros)										RPM del Eje más Rápido
115	120	125	135	140	150	165	175	200	270	
0.37	0.40	0.43	0.47	0.50	0.55	0.61	0.65	0.78	1.07	100
0.70	0.75	0.81	0.88	0.95	1.04	1.15	1.23	1.48	2.04	200
1.01	1.10	1.17	1.27	1.37	1.50	1.66	1.80	2.14	2.95	300
1.30	1.40	1.52	1.64	1.77	1.94	2.15	2.32	2.78	3.84	400
1.60	1.72	1.85	2.00	2.17	2.37	2.63	2.84	3.40	4.70	500
1.80	1.95	2.10	2.28	2.46	2.70	3.00	3.22	3.86	5.32	575
1.87	2.02	2.18	2.37	2.55	2.80	3.10	3.35	4.00	5.53	600
2.10	2.30	2.47	2.68	2.89	3.17	3.25	3.80	4.54	6.26	690
2.14	2.32	2.50	2.70	2.93	3.20	3.56	3.84	4.60	6.34	700
2.20	2.40	2.58	2.80	3.02	3.30	3.67	3.96	4.74	6.54	725
2.40	2.60	2.80	3.05	3.30	3.60	4.00	4.32	5.18	7.13	800
2.60	2.80	3.03	3.30	3.55	3.90	4.32	4.66	5.58	7.67	870
2.67	2.90	3.12	3.40	3.66	4.00	4.45	4.80	5.74	7.90	900
2.80	3.04	3.27	3.55	3.84	4.20	4.67	5.03	6.02	8.28	950
2.93	3.17	3.42	3.72	4.00	4.40	4.88	5.26	6.30	8.65	1000
3.18	3.45	3.72	4.04	4.36	4.78	5.30	5.72	6.84	9.37	1100
3.33	3.60	3.90	4.23	4.57	5.00	5.56	6.00	7.16	9.80	1160
3.43	3.72	4.00	4.36	4.70	5.16	5.72	6.17	7.37	10.07	1200
3.67	3.98	4.30	4.67	5.04	5.53	6.13	6.60	7.90	10.75	1300
3.90	4.25	4.58	4.98	5.37	5.90	6.53	7.03	8.40	11.40	1400
3.97	4.30	4.65	5.05	5.45	5.98	6.63	7.14	8.52	11.56	1425
4.15	4.50	4.86	5.28	5.70	6.24	6.92	7.45	8.88	12.02	1500
4.38	4.75	5.13	5.57	6.00	6.60	7.30	7.86	9.36	12.62	1600
4.60	5.00	5.40	5.86	6.32	6.93	7.68	8.26	9.82	13.20	1700
4.72	5.13	5.53	6.00	6.48	7.10	7.86	8.46	10.05	13.46	1750
4.83	5.25	5.66	6.15	6.63	7.26	8.04	8.65	10.27	13.73	1800
5.05	5.50	5.92	6.43	6.93	7.60	8.40	9.03	10.70	14.24	1900
5.27	5.72	6.17	6.70	7.22	7.90	8.75	9.40	11.13	14.72	2000
5.48	5.95	6.42	6.97	7.50	8.22	9.10	9.76	11.53	15.16	2100
5.70	6.18	6.66	7.23	7.80	8.52	9.42	10.10	11.92	15.57	2200
5.90	6.40	6.90	7.50	8.06	8.82	9.74	10.45	12.30	15.94	2300
6.10	6.62	7.13	7.74	8.33	9.10	10.05	10.77	12.65	16.28	2400
6.30	6.83	7.36	7.98	8.60	9.40	10.35	11.10	13.00	16.58	2500
6.50	7.04	7.58	8.22	8.85	9.66	10.64	11.40	13.30	16.84	2600
6.67	7.24	7.80	8.45	9.10	9.92	10.92	11.68	13.60	17.06	2700
6.86	7.44	8.01	8.68	9.33	10.17	11.18	11.96	13.90	17.23	2800
6.95	7.54	8.10	8.80	9.45	10.30	11.30	12.10	14.02	17.30	2850
7.04	7.63	8.22	8.90	9.56	10.42	11.44	12.22	14.15	17.36	2900
7.20	7.82	8.42	9.10	9.80	10.66	11.70	12.47	14.40	17.45	3000
7.55	8.18	8.80	9.52	10.20	11.10	12.15	12.93	14.80	17.48	3200
7.87	8.52	9.16	9.89	10.60	11.50	12.55	13.33	15.15	17.32	3400
7.95	8.60	9.24	9.90	10.70	11.60	12.65	13.42	15.22	17.24	3450
8.17	8.84	9.50	10.24	10.96	11.87	12.90	13.67	15.40	16.94	3600
8.46	9.14	9.80	10.56	11.28	12.20	13.20	13.95	15.54	—	3800
8.72	9.40	10.08	10.85	11.57	12.46	13.46	14.16	15.58	—	4000
8.96	9.66	10.34	11.10	11.82	12.70	13.65	14.30	15.52	—	4200
9.18	9.90	10.56	11.32	12.03	12.87	13.78	14.37	15.35	—	4400
9.37	10.08	10.75	11.50	12.20	13.00	13.85	14.37	15.06	—	4600
9.55	10.25	10.92	11.65	12.32	13.08	13.85	14.30	14.65	—	4800
9.70	10.40	11.05	11.76	12.40	13.10	13.78	14.12	—	—	5000
9.82	10.50	11.15	11.83	12.43	13.08	13.64	13.87	—	—	5200
9.92	10.60	11.20	11.86	12.42	13.00	13.43	13.54	—	—	5400
10.00	10.65	11.24	11.85	12.35	12.84	13.14	—	—	—	5600
10.04	10.68	11.23	11.80	12.24	12.63	12.77	—	—	—	5800
10.06	10.67	11.20	11.70	12.08	12.36	—	—	—	—	6000
10.05	10.62	11.10	11.56	11.86	12.02	—	—	—	—	6200
10.01	10.55	10.98	11.36	11.58	11.60	—	—	—	—	6400
9.94	10.43	10.82	11.12	11.25	—	—	—	—	—	6600
9.84	10.30	10.60	10.86	10.86	—	—	—	—	—	6800
9.71	10.10	10.36	10.50	—	—	—	—	—	—	7000

Figura B.3: Capacidad de transmisión por canal en HP

Fuente: (INTERMEC, 2015)

Denominación	Desarrollo exterior (mm)	Recorrido mínimo de ajuste x (mm) – para tensado y retensado	Recorrido mínimo de ajuste y (mm) – para montar sin forzar		
			3V/9N, 3VX/9NX	5V/15N, 5VX/15NX	8V/25N
> 265 ≤ 400	> 673 ≤ 1016	15	15	–	–
> 400 ≤ 475	> 1016 ≤ 1206	20	15	–	–
> 475 ≤ 710	> 1206 ≤ 1803	25	20	20	–
> 710 ≤ 850	> 1803 ≤ 2159	25	20	20	–
> 850 ≤ 1180	> 2159 ≤ 2997	35	20	20	40
> 1180 ≤ 1600	> 2997 ≤ 4064	45	20	20	40
> 1600 ≤ 2000	> 4064 ≤ 5080	55	20	25	40
> 2000 ≤ 2500	> 5080 ≤ 6350	70	–	30	45
> 2500 ≤ 3150	> 6350 ≤ 8001	85	–	35	45
> 3150 ≤ 4000	> 8001 ≤ 10160	110	–	35	50
> 4000 ≤ 5000	> 10160 ≤ 12700	135	–	35	50
> 5000 ≤ 6000	> 12700 ≤ 15240	150	–	45	60
> 6000 ≤ 7100	> 15240 ≤ 18034	190	–	45	60

**Figura B.4: Rango de longitudes desarrolladas de las bandas**

Fuente: (OPTIBELT, 2016)

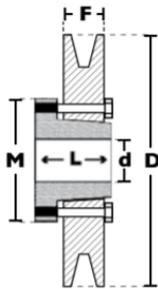
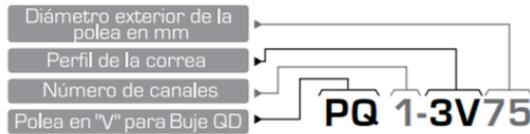
$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta \approx$	$c_1$
0	180°	1,00
0,05	177°	1,00
0,10	174°	1,00
0,15	171°	1,00
0,20	168°	0,99
0,25	165°	0,99
0,30	162°	0,99
0,35	160°	0,99
0,40	156°	0,99
0,45	153°	0,98
0,50	150°	0,98
0,55	147°	0,98
0,60	144°	0,98
0,65	141°	0,97
0,70	139°	0,97
0,75	136°	0,97
0,80	133°	0,96
0,85	130°	0,96
0,90	126°	0,96
0,95	123°	0,95
1,00	119°	0,94
1,05	115°	0,94
1,10	112°	0,93
1,15	109°	0,93
1,20	106°	0,92
1,25	103°	0,91
1,30	100°	0,91
1,35	96°	0,90
1,40	92°	0,88
1,45	88°	0,87
1,50	84°	0,86
1,55	80°	0,84
1,60	77°	0,83

**Figura B.5: Ángulo de contacto y factor de corrección**

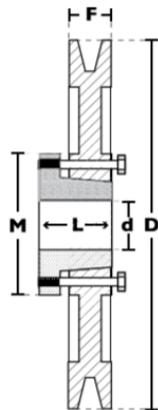
Fuente: (OPTIBELT, 2016)

## DIMENSIONES DE POLEAS PARA BUJES QD

Nomenclatura para poleas con Buje QD



Modelo T1



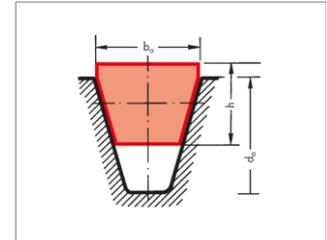
Modelo T3

1 CANAL									
Ancho (F) = 17.5 mm									
Diámetro Exterior (D)		Referencia Polea	Ref. Buje	Hueco máximo con cuñero estándar (d)		Longitud del Buje en mm (L)	Diámetro del buje en mm (M)	Modelo	Peso sin Buje en Lb
pulg	mm			mm	pulg				
2.0	50	PQ 1-3V50	JA	25.4	1	27	50	T1	0.6
2.2	55	PQ 1-3V55	JA	25.4	1	27	50	T1	0.7
2.3	60	PQ 1-3V60	JA	25.4	1	27	50	T1	0.8
2.5	65	PQ 1-3V65	JA	25.4	1	27	50	T1	0.8
2.6	67	PQ 1-3V67	JA	25.4	1	27	50	T1	0.9
2.8	70	PQ 1-3V70	JA	25.4	1	27	50	T1	0.9
3.0	75	PQ 1-3V75	JA	25.4	1	27	50	T1	1.0
3.1	80	PQ 1-3V80	JA	25.4	1	27	50	T1	1.0
3.3	85	PQ 1-3V85	JA	25.4	1	27	50	T1	1.1
3.6	90	PQ 1-3V90	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	1.3
3.9	100	PQ 1-3V100	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	1.6
4.1	105	PQ 1-3V105	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	1.7
4.3	110	PQ 1-3V110	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.0
4.5	115	PQ 1-3V115	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.1
4.7	120	PQ 1-3V120	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.5
5.0	125	PQ 1-3V125	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.8
5.1	130	PQ 1-3V130	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	2.9
5.3	135	PQ 1-3V135	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.0
5.6	140	PQ 1-3V140	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.2
6.0	150	PQ 1-3V150	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.5
6.3	160	PQ 1-3V160	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.8
6.5	165	PQ 1-3V165	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	3.9
6.7	170	PQ 1-3V170	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	4.0
6.9	175	PQ 1-3V175	SH	34.9	1-3/8	33	70	T1	4.5
7.0	180	PQ 1-3V180	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T1	4.6
7.5	190	PQ 1-3V190	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T1	5.1
8.0	200	PQ 1-3V200	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T3	5.5
9.0	230	PQ 1-3V230	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T3	6.0
9.9	250	PQ 1-3V250	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T3	7.8
10.6	270	PQ 1-3V270	SDS	42.9	1-11/16	35	80	T3	8.0
11.0	280	PQ 1-3V280	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	10.6
11.8	300	PQ 1-3V300	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	11.3
12.5	320	PQ 1-3V320	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	12.0
13.7	350	PQ 1-3V350	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	13.2
14.0	355	PQ 1-3V355	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	13.5
15.7	400	PQ 1-3V400	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	14.1
19.0	485	PQ 1-3V485	SK	54.0	2-1/8	50	100	T3	17.0

Figura B.6: Especificaciones y dimensiones de la polea y buje seleccionada

Fuente: (INTERMEC, 2015)

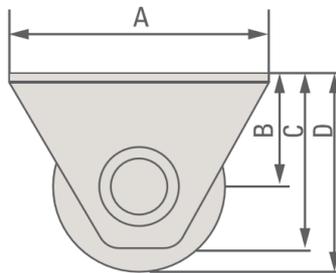
Perfil		3V/9N	5V/15N	8V/25I
Ancho superior de la correa	$b_o \approx$	9	15	25
Altura de la correa	$h \approx$	8	13	23
Diámetro exterior mínimo de polea recomendado	$d_{a \text{ min}}$	63	140	335
<b>Peso</b> por metro (kg/m)	$\approx$	0,074	0,195	0,575
Frecuencia de flexión ( $s^{-1}$ )	$f_{B \text{ max}} \approx$		100	
Velocidad de la correa (m/s)	$v_{\text{max}} \approx$		55*	



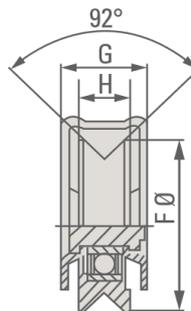
**Figura B.7: Dimensiones y especificaciones de la sección 3V**

Fuente: (OPTIBELT, 2016)

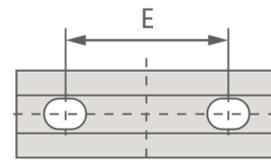
Vista Frontal



Vista Lateral



Vista Superior



	CAPACIDAD DE CARGA	A	B	C	D	E	F	G	H
<b>RUEDA 50 MM</b>	75 kg. por rueda	75	32	50	57	47	Ø 50	25	15
<b>RUEDA 60 MM</b>	100 Kg. por rueda	85	35	54	64	55	Ø 58	28	17
<b>RUEDA 70 MM</b>	250 Kg. por rueda	100	46	66	80	70	Ø 68	35	20

**Figura B.8: Especificaciones de las ruedas guías seleccionadas**

Fuente: (DUCASSE, 2019)

## Fabricación de Cribas

Se fabrican en diferentes tipos de materiales tales como:  
Acero Inoxidable, Aluminio, Acero Naval, Hierro Negro, Galvanizado y todo material que permita ser perforado según indicaciones del cliente mediante plano o muestra.

### Aplicaciones

- Minería
- Química
- Agricultura
- Filtros de aire y aceite
- Cribas para proceso de granos
- Sistemas de aireación y secado
- Charolas para hornear
- Molinos de martillo, etc.

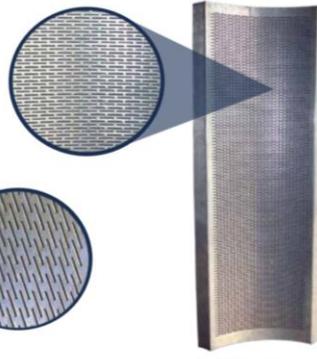


### Materiales

- Hierro Negro - Acero Naval
- Acero inoxidable
- Aluminio
- Galvanizado y otros materiales



• 1x15 / Max 1,4mm



• 1x20 / Max 1,4mm

Figura B.9: Cribas de acero inoxidable para tambor rotatorio

Fuente: (ACERIMALLAS, 2016)

## Stainless Steel Pipe

### "Annealed" Welded and Seamless Comparison of Wall Thicknesses



- Alloys Stocked Include Types 304-L and 316-L. Other corrosion resistant alloys are available.
- Specifications: ASTM A 312
- Stocked in 17 - 24 foot random mill lengths, plain ends.
- "Annealed" pipe is used when the specifications referenced are required and is available only in the NPS diameters and schedule wall thickness shown. Welded "annealed" pipe is available per ASTM A 312, ASME SA-312 and ASTM A 358, A 376, A 409 and MIL-P-24691 (corrosion tested) and is stocked in most sizes through 24" diameter. Seamless "annealed" pipe is available per ASTM A 312 and MIL-P-24691 (corrosion tested) and is stocked through 4" size.

Nominal Pipe Size	Outside Diameter	Sch 5s	Sch 10s	Sch 40s	Sch 80s	Sch 160	XX Strong
		Lbs/Ft	Lbs/Ft	Lbs/Ft	Lbs/Ft	Lbs/Ft	Lbs/Ft
1/8	.405		.049	.19	.068	.25	.095
1/4	.540		.065	.31	.088	.40	.119
3/8	.675		.065	.43	.091	.58	.126
1/2	.840	.065	.55	.083	.69	.109	.87
3/4	1.050	.065	.70	.083	.88	.113	1.2
1	1.315	.065	.88	.109	1.4	.133	1.7
1 1/4	1.660	.065	1.1	.109	1.8	.140	2.3
1 1/2	1.900	.065	1.3	.109	2.1	.145	2.8
2	2 3/8	.065	1.6	.109	2.7	.154	3.7
2 1/2	2 7/8	.083	2.5	.120	3.6	.203	5.9
3	3 1/2	.083	3.1	.120	4.4	.216	7.8
3 1/2	4	.083	3.6	.120	5.1	.226	9.3

Figura B.10: Tubería cédula 40 calidad 304

Fuente: (Tuberiacedula40ec, 2020)

# PLANCHAS ACERO INOXIDABLE

## Norma: AISI 304

### Especificaciones Generales:

ESPEORES	desde 0.40-1.5mm
DIMENSIONES	1220 x 2440mm (estándar)
	1220 x otros largos (especial)

DESCRIPCIÓN DE ACUERDO A NORMA	JIS	SUS 304
	ASTM	304
	DIN	4301



Descripción: Acero inoxidable aleado al cromo y níquel, muy resistente a la corrosión intergranular y a los ataques químicos del medio ambiente. Posee una buena resistencia a la corrosión del agua, ácidos y soluciones alcalinas si se emplea con superficie pulida a espejo. Se la puede encontrar con acabado ASTM 2B y 1.

COMPOSICIÓN QUÍMICA (%)								
C Max	Si Max	Mn	P Max	S Max	Ni	Cr	Mo	Otros
0,08	1	2	0,04	0,03	8 - 10,5	18 - 20	XX	XX

PROPIEDADES MECÁNICAS						
RESISTENCIA MECÁNICA		PUNTO DE FLUENCIA		Elongación % Min.	PRUEBAS DE DUREZA (MAX)	
Kg/mm <sup>2</sup>	Psi	Kg/mm <sup>2</sup>	Psi		ROCKWELL B	VICKERS
49	69500	18	25500	40	81,7	160

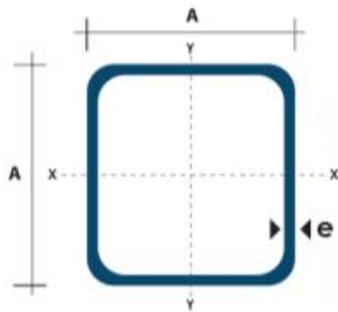
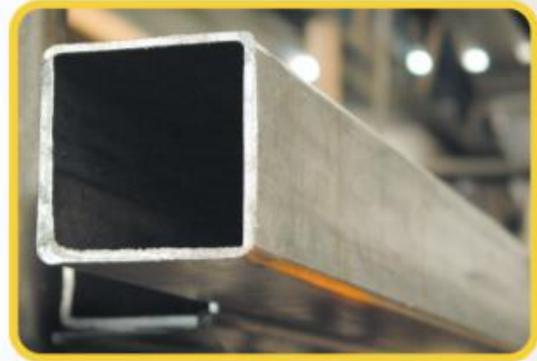
Figura B.11: Especificaciones generales planchas de acero inoxidable 304

Fuente: (DIPAC, 2020)

# TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

## Especificaciones Generales:

<b>Norma:</b>	NTE INEN 2415
<b>Calidad:</b>	SAE J 403 1008
<b>Acabado:</b>	Acero negro o Galvanizado
<b>Largo Normal:</b>	6.00m y medidas especiales
<b>Dimensiones:</b>	Desde 20mm a 100mm
<b>Espesores:</b>	Desde 1,20mm a 5,00mm



Dimensiones			Área	Ejes X-Xe Y-Y		
A mm	Espesor mm (e)	Peso Kg/m	Área cm <sup>2</sup>	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	I cm <sup>3</sup>
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	4,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94

Figura B.12: Dimensiones tubo estructural cuadrado

Fuente: (DIPAC, 2020)

## EJES

### ACERO 705

#### Especificaciones Generales:

Norma: AISI 4340 (705)

Descripción: Es un acero bonificado al cromo, níquel, molibdeno, altamente resistente a la tracción, torsión y a cambios de flexión. Insensible al sobrecalentamiento en el forjado y libre de propensión a la fragilidad del revenido.

Aplicaciones: Partes de maquinarias sometidas a altos esfuerzos, brazo de dirección, cigueñales, árboles de leva, barras de torsión, embragues, piñones, barras de cardán, ejes de bomba, ejes para aviones, muñones, pernos de alto grado de tensión, rodillos de transportadora, etc.

Largo: 6 metros

#### DIMENSIONES

DIÁMETRO
12 mm
19 mm
25 mm
32 mm
38 mm
45 mm
50 mm
60 mm
70 mm
90 mm



#### COMPOSICIÓN QUÍMICA

%C	%Si	%Mn	%P	%S
0,34	0,1- 0,35	0,60 - 0,80	0,04 - 0,30	0,002 - 0,03

#### PROPIEDADES MECÁNICAS

DIÁMETRO (mm)	RESISTENCIA MECÁNICA (N/mm <sup>2</sup> )	PUNTO DE FLUENCIA (N/mm <sup>2</sup> )	Elongación % Min.	DUREZA ROCKWELL B
16 o MENOS	1200 - 1400	1000	9	240 - 380
16 - 40	1100 - 1300	900	10	240 - 380
41 - 100	1000 - 1200	800	11	240 - 380

Figura B.13: Especificaciones generales eje de transmisión 705

Fuente: (DIPAC, 2020)

## PLANCHAS

### LAMINADAS AL CALIENTE

#### Especificaciones Generales:

<b>Norma:</b>	NTE INEN 115
<b>Espesores:</b>	ASTM A36 - SAE J 403 1008
<b>Espesores:</b>	2mm a 12mm
<b>Rollos:</b>	Ancho 1000, 1220, 1500mm
<b>Planchas:</b>	4 x 8 pies y medidas especiales
<b>Acabado:</b>	Acero Negro



#### Calidad Comercial

Calidad	Composición Química							Propiedades Mecánicas			
	% C	%MN	%P	%S	%SI	%AL	%CU	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alargamiento %	Doblado 180°	Norma Equivalente
JIS G3131 SPHC	0,08 0,13	0,3 0,6	0,02 max	0,025 max	0,05 max	0,02 0,08	0,2 max	270 min	29 min	0= Oe	SAE 1010 ASTM A-569
SAE 1008	0,03 0,1	0,25 0,5	0,02 max	0,025 max	0,04 max	0,02 0,08	0,2 max				
SAE 1012	0,1 0,15	0,3 0,6	0,02 max	0,025 max	0,03 max	0,02 0,08	0,2 max				

#### Calidad Estructural

Norma	Composición Química							Propiedades Mecánicas				
	% C	%MN	%P	%S	%SI	%CU	OTROS	Fluencia (Mpa)	Esfuerzo Máximo (Mpa)	Alarga- miento %	Doblado 180°	Norma Equivalente
ASTM A-588M Grado A	0,19 max	0,8 1,25	0,04 max	0,05 max	0,3 0,6	0,25 0,40	Ni 0,15-0,35 Cr 0,40-0,65 V 0,02-0,10	345 min	485 min	18 min		
ASTM A-283 Grado C	0,12 0,18	0,3 0,6	0,025 max	0,03 max	0,04 max	0,2 max		205 min	380 516 max	25 min	0=1,5e	SAE 1015
JIS G-3101 5541 M	0,17 0,23	0,3 0,6	0,025 max	0,025 max	0,04 max	0,25 max		250 min	400 min 550 max	21 min		SAE 1020 ASTM A-36 ASTM A-570 GRADO 36
A 36	0,25 0,29	0,80 1,2	0,04 max	0,05 max	0,4 max	0,20 max		250 min	400 min 550 max	20 min		
A570-GR50	0,25	1,35 max	0,035 max	0,04 max				340 min	450 min 550 max	17 min	1-1/2e	

Figura B.14: Especificaciones y dimensiones planchas laminadas en caliente

Fuente: (DIPAC, 2020)

Ren glón N°	Forma del (2) producto	Denomi- nación	Tipo Grado Clase	Grupo N°	Tensión de rotura MPa	Tensión de fluencia MPa	Máxima tensión admisible (MPa), en función de la temperatura en °C													
							-30	40	65	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
1	Placa	SA-283	C	1	380	205	108	108	108	108	108	108	107	101	...	...	...	...	...	
2	Placa	SA-285	C	1	380	205	108	108	108	108	108	108	107	101	89,1	62,6	31,6	...	...	
3	Placa	SA-515	60	1	415	220	118	118	118	118	118	118	115	108	88,9	62,7	31,6	12,7	...	
4	Placa	SA-515	65	1	450	240	128	128	128	128	128	128	125	118	95	63,2	31,7	12,7	...	
5	Placa	SA-515	70	2	485	260	138	138	138	138	138	138	136	128	101	67,1	33,6	12,9	...	
6	Placa	SA-516	55	1	380	205	108	108	108	108	108	108	107	101	89,1	62,6	31,6	12,7	...	
7	Placa	SA-516	60	1	415	220	118	118	118	118	118	118	115	108	88,9	62,7	31,6	12,7	...	
8	Placa	SA-516	65	1	450	240	128	128	128	128	128	128	125	118	95	63,2	31,7	12,7	...	
9	Placa	SA-516	70	2	485	260	138	138	138	138	138	138	136	128	101	67,1	33,6	12,9	...	
10	Accesorios (1)	SA-234	WPB	1	415	240	118	118	118	118	118	118	118	117	88,9	62,7	31,6	12,7	...	
11	Forjado	SA-105	...	2	485	250	138	138	138	138	138	136	129	122	101	67	33,6	12,9	...	
12	Forjado	SA-181	60	1	415	205	118	118	118	118	118	114	107	101	89,1	62,6	31,6	12,7	...	
13	Forjado	SA-350	LF1	1	415	205	118	118	118	118	118	114	107	101	89,1	62,6	31,6	12,7	...	
14	Forjado	SA-350	LF2	2	485	250	138	138	138	138	138	136	129	122	101	67	33,6	12,9	...	
15	Caño soldado	SA-53	E/B	1	415	240	118	118	118	118	118	118	117	117	88,9	62,7	31,6	...	...	
16	Caño sin costura	SA-106	B	1	415	240	118	118	118	118	118	118	118	117	88,9	62,7	31,6	12,7	...	
17	Perno (2)	SA-193	B7	...	690	515	130	130	130	130	130	130	130	130	130	115	68,4	18,9	...	
18	Tuerca	SA-194	H2	...	1206	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	
19	Perno	SA-307	B	...	415	...	48,3	48,3	48,3	48,3	48,3	48,3	...	...	...	...	...	...	...	
20	Placa, lámina	SA-36	...	1	400	250	114	114	114	114	114	114	114	114	...	...	...	...	...	
21	Barra	SA-36	...	1	400	250	114	114	114	114	114	114	114	114	88,9	62,6	28,2	...	...	

(1) Accesorios soldados o sin costura. (2) En todos los renglones el materia es acero al carbono excepto el renglón 17 que es una aleación 1Cr-1/2Mo

**Figura B.15: Tensiones admisibles según ASME**

Fuente: (American Society of Mechanical Engineers, 2007)

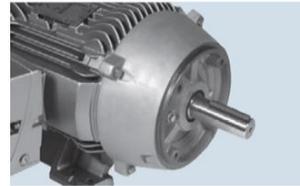
Condition of Dispersion of Contamination	Example	Capture Velocity, fpm
Released with practically no velocity into quiet air.	Evaporation from tanks; degreasing, etc.	50-100
Released at low velocity into moderately still air.	Spray booths; intermittent container filling; low speed conveyor transfers; welding; plating; pickling	100-200
Active generation into zone of rapid air motion.	Spray painting in shallow booths; barrel filling; conveyor loading; crushers	200-500
Released at high initial velocity into zone at very rapid air motion.	Grinding; abrasive blasting; tumbling	500-2000

In each category above, a range of capture velocity is shown. The proper choice of values depends on several factors:

Lower End of Range	Upper End of Range
1. Room air currents minimal or favorable to capture.	1. Disturbing room air currents.
2. Contaminants of low toxicity or of nuisance value only.	2. Contaminants of high toxicity.
3. Intermittent, low production.	3. High production, heavy use.
4. Large hood-large air mass in motion.	4. Small hood-local control only.

**Figura B.16: Velocidad de captura para el sistema de desempolvado**  
Fuente: (American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 1998)

## Motores tipo GP10 (brida C) y JM10 (uso general carcasa en fundición gris)



Descripción				Modelo	
Potencia en HP	RPM	Voltaje	Armazón	GP10 con Brida C Catálogo Spiridon	JM10 BC + espiga JM Catálogo Spiridon
0.5	900	208-230/460	143TC	*	*
0.75	1800	208-230/460	143TC	A7810001006613	A7810001006236
	1200	208-230/460	143TC	*	*
	900	208-230/460	145TC	*	*

No. de Depósito	Descripción
	<p>Reductor de ejes coaxiales</p>

Tipo	Par (Torque) Nominal T2 (Nm)	Referencia Flender	Índice de reducción (i)	Diámetro de eje (mm)
<b>Reductores Helicoidales (Ejes coaxiales)</b>				
5184668	2KJ1102 - 2CA00 - 0AU1	220	Z38-K4-71	30
5184673	2KJ1102 - 2DA00 - 0AA2	220	Z38-K4-80	30
5184676	2KJ1102 - 2DA00 - 0AU1	220	Z38-K4-80	30
5185764	2KJ1102 - 2DA00 - 0AS1	220	Z38-K4-80	30

**Figura B.17: Especificaciones del motorreductor seleccionado para el sistema de expulsión y sacudido de sacos**

Fuente: (SIEMENS, 2018)

## Motores tipo GP10 (uso general carcasa en fundición gris)



Tabla de selección

Potencia en HP	RPM	Voltaje	Armazón	GP10 Uso General Catálogo Spiridon	Corriente Nominal A	Eficiencia Nominal %	Peso Kg
0.5	900	208-230/460	143T	A7810001006610	1,3	72,0	24
	1800	208-230/460	143T	A7810001006612	1,1	82,5	24
	1200	208-230/460	143T	A7810001006611	1,2	80,0	24
0.75	900	208-230/460	145T	A7810001006614	2,1	72,0	24
	3600	208-230/460	143T	A7810001006536	1,4	80,0	23
	1800	208-230/460	143T	A7810001006539	1,5	82,5	24
1	1200	208-230/460	145T	A7810001006542	1,6	80,0	24
	900	208-230/460	182T	A7810001006605	2,1	81,5	39
	3600	208-230/460	143T	A7810001006537	2,0	82,5	24
1.5	1800	208-230/460	145T	A7810001006540	2,2	84,0	26
	1200	208-230/460	182T	A7810001006547	2,4	85,5	38
	900	208-230/460	184T	A7810001006617	3,0	82,5	45
2	3600	208-230/460	145T	A7810001006538	2,6	84,0	24
	1800	208-230/460	145T	A7810001006541	3,0	84,0	27
	1200	208-230/460	184T	A7810001006548	3,1	86,5	43
3	900	208-230/460	213T	A7810001006606	3,3	84,0	56
	3600	208-230/460	182T	A7810001006543	3,7	85,5	39
	1800	208-230/460	182T	A7810001006545	4,0	87,5	40
	1200	208-230/460	213T	A7810001006553	4,2	87,5	65
	900	208-230/460	215T	A7810001006607	4,8	85,5	63

Dimensiones en pulgadas

Armazón	S	R	ES	C	E	2F	BA	N-W	O	P	AB	U
143T	0,188	0,771	1,41	12,74	2,75	4	2,25	2,25	7,5	8,2	6,9	0,875
145T	0,188	0,771	1,41	13,89	2,75	5	2,25	2,25	7,5	8,2	6,9	0,875
182T	0,25	0,986	1,82	15,19	3,75	4,5	2,75	2,75	9,2	8,78	7,8	1,125
184T	0,25	0,986	1,82	16,2	3,75	5,5	2,75	2,75	9,2	8,78	7,8	1,125

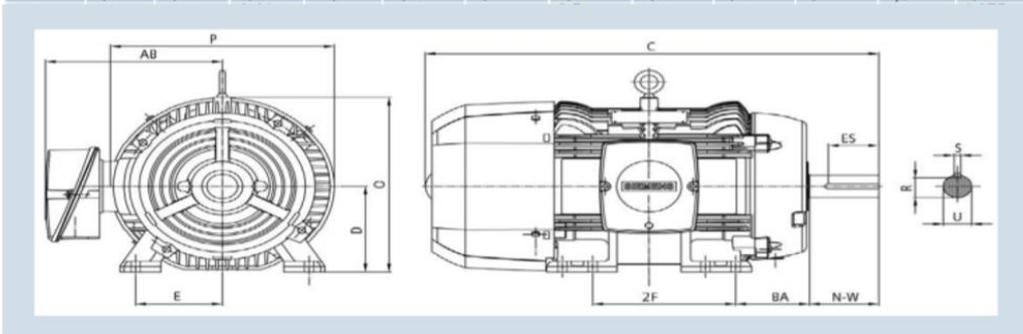


Figura B.18: Especificaciones del motor seleccionado para el sistema de corte  
Fuente: (SIEMENS, 2018)

Diferencias de tamaño		MS2	MS4	MS6	MS9	MS12
Tamaño						
Patrón uniforme	[mm]	25	40	62	90	124
Tamaños de la conexión		M5, QS-6	G $\frac{1}{8}$ , G $\frac{1}{4}$ , G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{4}$ , G $\frac{3}{8}$ , G $\frac{1}{2}$ , G $\frac{3}{4}$	G $\frac{1}{2}$ , G $\frac{3}{4}$ , G1, G1 $\frac{1}{4}$ , G1 $\frac{1}{2}$	G1, G1 $\frac{1}{4}$ , G1 $\frac{1}{2}$ , G2
Caudal nominal normal qnN <sup>1</sup>	[l/min]	350	1800	6500	20000	22000

Figura B.19: Válvula reguladora de aire seleccionada  
Fuente: (FESTO, 2019)

Eductor Discharge/ Line Size	Motive	Suction
1"	1/4"	1"
1-1/2"	1/2"	1-1/2"
2"	1"	2"
2-1/2"	1-1/4"	2-1/2"
3"	1-1/2"	3"
4"	2-1/2"	4"
5"	3"	5"
6"	3"	6"
8"	4"	8"

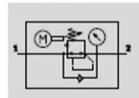
**Figura B.20: Dimensiones recomendadas del eductor**  
Fuente: (FOX Valve Development Corp, 2015)

### Electroválvulas reguladoras de presión MS6-LRE, serie MS

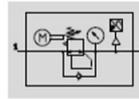
FESTO

Hoja de datos

Con manómetro



Con manómetro y sensor de presión integrado



- Caudal  
2200 ... 7500 l/min
- Temperatura  
0 ... +50 °C
- Presión de funcionamiento  
0,8 ... 20 bar



**Importante**  
La electroválvula reguladora de presión no es apropiada para la creación de circuitos de regulación eléctricos.

La electroválvula regula la entrada de aire comprimido en función de una presión de salida previamente ajustada. La electroválvula reguladora mantiene constante la presión de salida, independientemente de las oscilaciones de la presión en la red o del consumo de aire. La unidad de accionamiento eléctrica integrada permite efectuar un ajuste indirecto de la presión de salida. La unidad de accionamiento se puede controlar a través de las entradas digitales del conector M12 tipo clavija

o mediante la unidad de mando opcional. De esta manera se define el sentido de giro de la unidad de accionamiento, por lo que es posible regular la presión de salida de modo ascendente o descendente. En caso de un fallo de la red eléctrica, se mantiene el último ajuste de la unidad de accionamiento o, respectivamente, de la presión de salida. La regulación neumática de la presión sigue funcionando.

- Cuatro márgenes de regulación de la presión: 0,3 ... 4 bar, 0,3 ... 7 bar, 0,5 ... 12 bar y 0,5 ... 16 bar
- Unidad de mando opcional con display
- Sensor de presión opcional integrado, con salida eléctrica
- Presión de salida constante, también en caso de un fallo de la red eléctrica gracias a la función Fail Safe
- Suministrable con o sin escape secundario

Datos técnicos generales		MS6
Tamaño		MS6
Conexión neumática 1, 2	Rosca interior	G1/4, G3/8 o G1/2
	Placa base AG...	G1/4, G3/8, G1/2 o G3/4
	Placa base AQ...	NPT1/4, NPT3/8, NPT1/2 o NPT3/4
Construcción		Válvula reguladora de presión, ajustable eléctricamente
Función de regulación		Presión de salida constante, con función de presión primaria, con/sin escape secundario
Tipo de fijación		Con accesorios Montaje en línea
Posición de montaje		Indistinto, preferentemente en posición vertical
Margen de regulación de la presión	D5 [bar]	0,3 ... 4
	D6 [bar]	0,3 ... 7
	D7 [bar]	0,5 ... 12
	D8 [bar]	0,5 ... 16
Histéresis máxima de la presión		0,25
Indicación de presión		Con manómetro Con unidad de mando

**Figura B.21: Especificaciones de la válvula reguladora seleccionada**  
Fuente: (FESTO, 2019)



**ITEM 385**  
**CORPO IN GHISA CAST IRON BODY**  
**CON ATTUATORE PNEUMATICO WITH PNEUMATIC ACTUATOR**

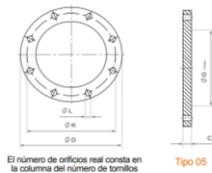


CON ATTUATORE PNEUMATICO DOPPIO EFFETTO - LENTE IN GHISA WITH DOUBLE ACTING PNEUMATIC ACTUATOR - CAST IRON DISC									
MISURA	SIZE	PN	TENUTA LINERA			ATTUATORE ACTUATOR	L [mm]	H [mm]	Kg
DN [mm]	[inch]		EPDM	NBR	NBR CARBOX				
DN 40	1" 1/2	10-16	DG385XE68	DG385XN68	DG385XC68	DAN0030411S	174,2	226,4	3,3
DN 50	2"	10-16	DG385XE69	DG385XN69	DG385XC69	DAN0030411S	174,2	241,4	4,2
DN 65	2" 1/2	10-16	DG385XE70	DG385XN70	DG385XC70	DAN0045412S	188,5	258,7	5,0
DN 80	3"	10-16	DG385XE71	DG385XN71	DG385XC71	DAN0045412S	188,5	265,5	6,2
DN 100	4"	10-16	DG385XE72	DG385XN72	DG385XC72	DAN0060412S	198	290,6	7,6
DN 125	5"	10-16	DG385XE73	DG385XN73	DG385XC73	DAN0106411S	237	316	10,6
DN 150	6"	10-16	DG385XE74	DG385XN74	DG385XC74	DAN0120411S	244,1	332,2	12,4
DN 200	8"	10	DG385XE75	DG385XN75	DG385XC75	DAN0180411S	289,9	397,7	21,5
DN 250	10"	10	DG385XE76	DG385XN76	DG385XC76	DAN0240411S	313,6	442,3	30,5
DN 300	12"	10	DG385XE77	DG385XN77	DG385XC77	DAN0360411S	339,3	487,2	46,9
DN 200	8"	16	DG385FE75	DG385FN75	DG385FC75	DAN0240411S	313,6	401,3	22,3
DN 250	10"	16	DG385FE76	DG385FN76	DG385FC76	DAN0360411S	339,3	449,2	31,6
DN 300	12"	16	DG385FE77	DG385FN77	DG385FC77	DAN0480411S	387,6	504,1	50,0

**Figura B.22: Especificaciones de la válvula neumática de mariposa tipo lug.**  
 Fuente: (OMAL, 2017)

**Bridas EN 1092-1 Tipo 05 PN 40 (DIN 2527). Dimensiones y masas**

EN 1092-1. Dimensiones de las bridas Tipo 05 (DIN 2527)



El número de orificios real consta en la columna del número de tornillos

Tipo 05

Tipo 05 PN 40

Medidas en milímetros

DN	Dímetro Exterior	Dímetro del círculo de tornillos	Dímetro de los orificios de los tornillos	Tornillos		C <sub>4</sub>	Dímetro del reborde	Mesa
	D	K	L	Número	Tamaño		O <sub>max</sub>	
10	90	60	14	4	M12	16	-	0,722
15	95	65	14	4	M12	16	-	0,813
20	105	75	14	4	M12	18	-	1,14
25	115	85	14	4	M12	18	-	1,38
32	140	100	18	4	M16	18	-	2,03
40	150	110	18	4	M16	18	-	2,35
50	165	125	18	4	M16	20	-	3,20
65	185	145	18	8	M16	22	55	4,29
80	200	160	18	8	M16	24	70	5,54
100	235	190	22	8	M20	24	90	7,60
125	270	220	26	8	M24	26	115	10,8
150	300	250	26	8	M24	28	140	14,6
200	375	320	30	12	M27	36	190	28,8
250	450	385	33	12	M30	38	235	44,4
300	515	450	33	16	M30	42	285	64,2
350	580	510	36	16	M33	46	330	83,5
400	660	585	39	16	M36	50	380	127
450	685	610	39	20	M36	57	425	154
500	755	670	42	20	M39	57	475	188
600	890	795	48	20	M45	72	575	331

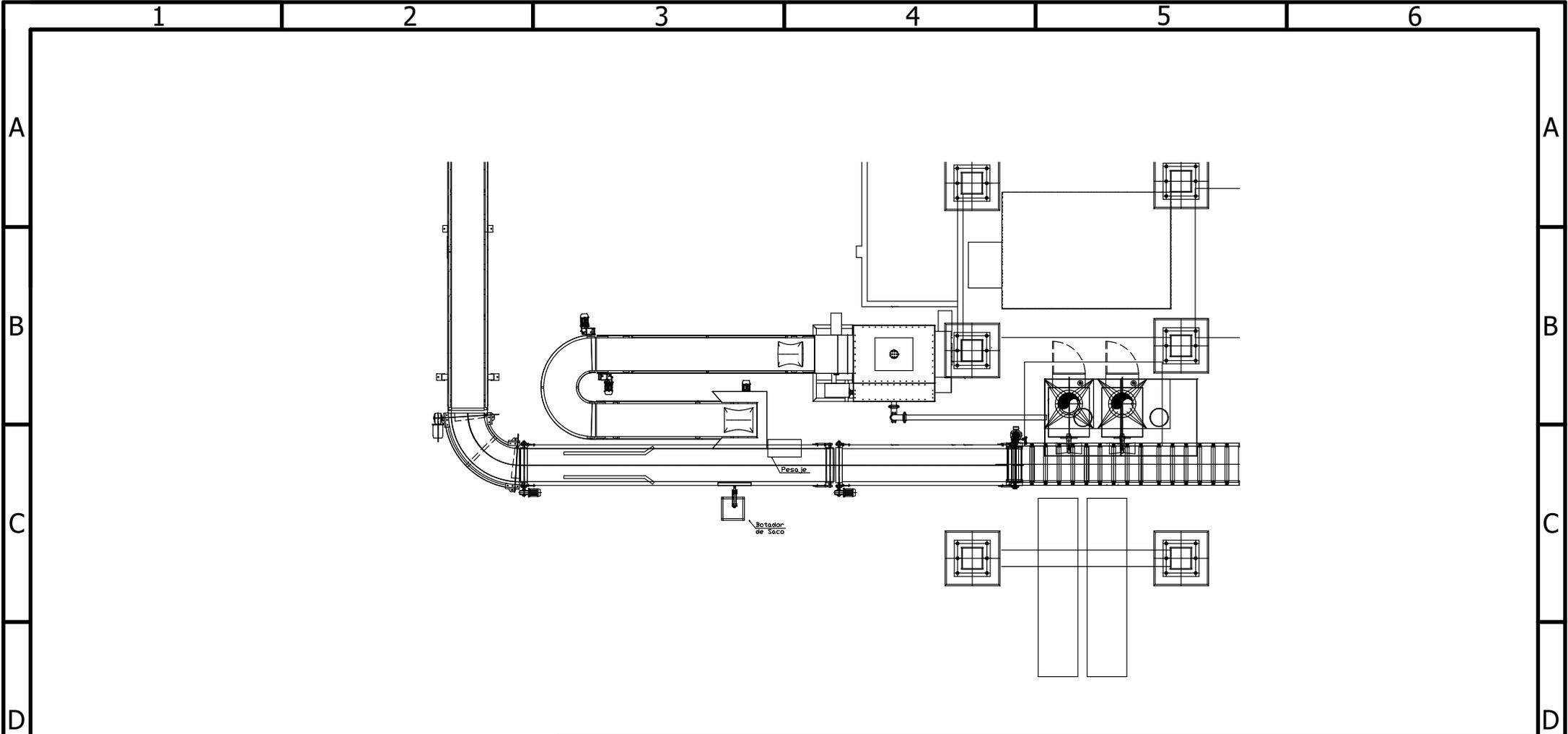
**Figura B.23: Especificaciones de la unión bridada seleccionada.**  
 Fuente: (ALMESA, 2015)

DIÁMETROS GENERALES DE DISCOS DE CORTE HSS SOLAR & ECLIPSE			
Diámetro (mm)	Anchura de corte (mm)	Agujero central (mm)	Dientes
160	1,2 / 1,6 / 2,0	32	80 / 100 / 120 / 160
175	1,6 / 2,0	32	64 / 90 / 110 / 140 / 180
200	1,2 / 1,6 / 1,8 / 2,0	32	72 / 100 / 128 / 160 / 200
225	1,2 / 1,6 / 2,0 / 2,5	32 / 40	64 / 80 / 90 / 120 / 150 / 180 / 220
250	1,2 / 1,6 / 2,0 / 2,5	32 / 40	64 / 80 / 100 / 110 / 128 / 160 / 200 / 240
275	1,2 / 1,6 / 2,0 / 2,5 / 3,0	32 / 40	72 / 78 / 84 / 96 / 110 / 120 / 144 / 180 / 220 / 280
300	1,6 / 2,0 / 2,5 / 3,0	32 / 38 / 40	80 / 90 / 100 / 110 / 120 / 140 / 160 / 200 / 240 / 320
315	2,0 / 2,5 / 3,0	32 / 40	72 / 80 / 90 / 100 / 110 / 120 / 140 / 160 / 200 / 250 / 320
325	2,0 / 2,5 / 3,0	32 / 40	90 / 100 / 110 / 130 / 150 / 170 / 200 / 250 / 320
350	2,0 / 2,5 / 3,0 / 3,5	32 / 40 / 50	80 / 90 / 110 / 120 / 140 / 160 / 180 / 220 / 280 / 350
370	2,0 / 2,5 / 3,0 / 3,5	40 / 50	70 / 80 / 90 / 100 / 110 / 120 / 140 / 160 / 190 / 220 / 300
400	2,5 / 3,0 / 3,5 / 4,0 / 4,5	40 / 50	70 / 80 / 90 / 100 / 128 / 140 / 160 / 180 / 200 / 250 / 320
425	2,5 / 3,0 / 3,5 / 4,0	32 / 40 / 50	70 / 80 / 100 / 110 / 120 / 130 / 140 / 160 / 180 / 220 / 260 / 350
450	2,5 / 3,0 / 3,5 / 4,0	40 / 50	80 / 90 / 100 / 120 / 140 / 180 / 240 / 280

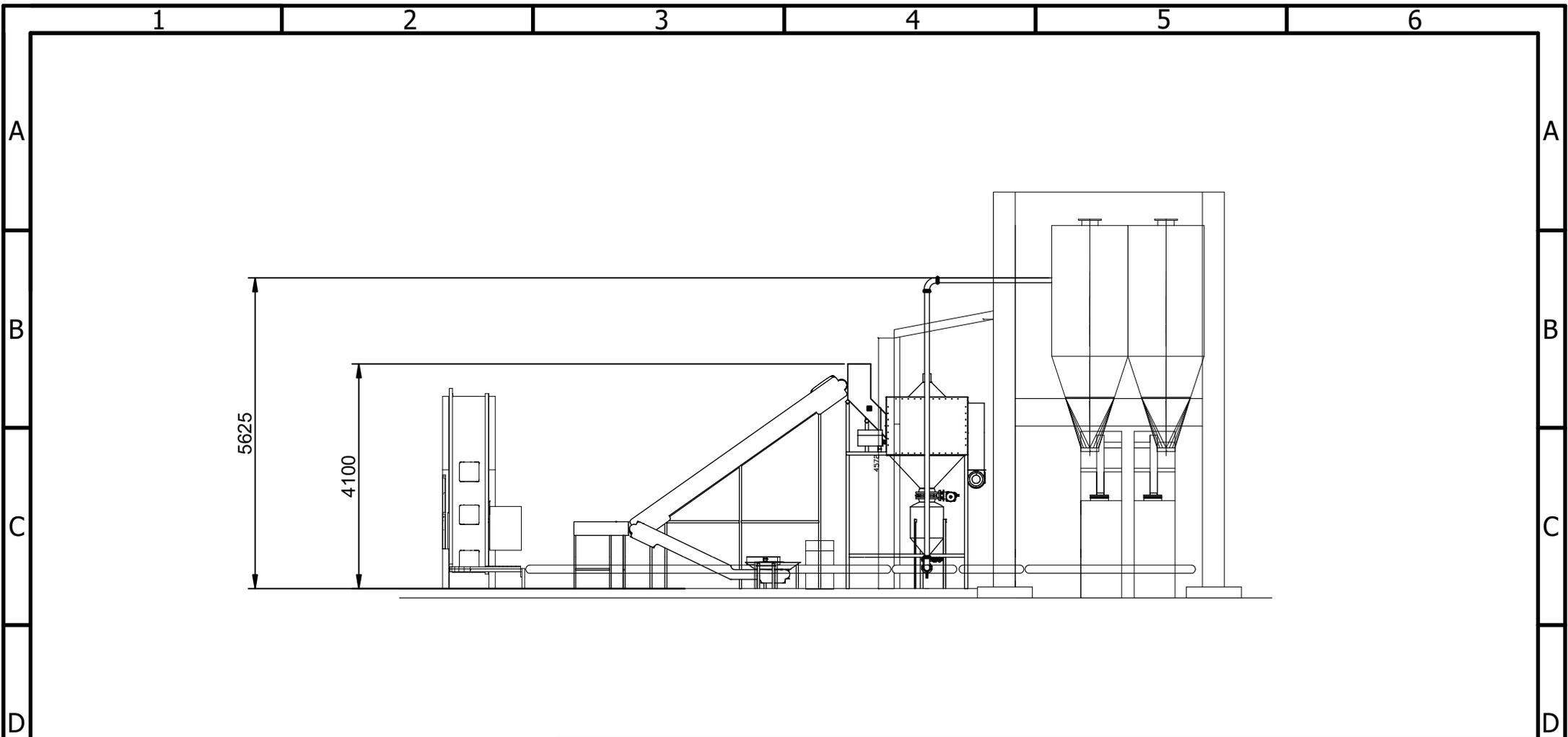
**Figura B.24: Especificaciones del disco de corte utilizado para romper el saco**  
Fuente: (KINKELDER, 2019)

# APÉNDICE C

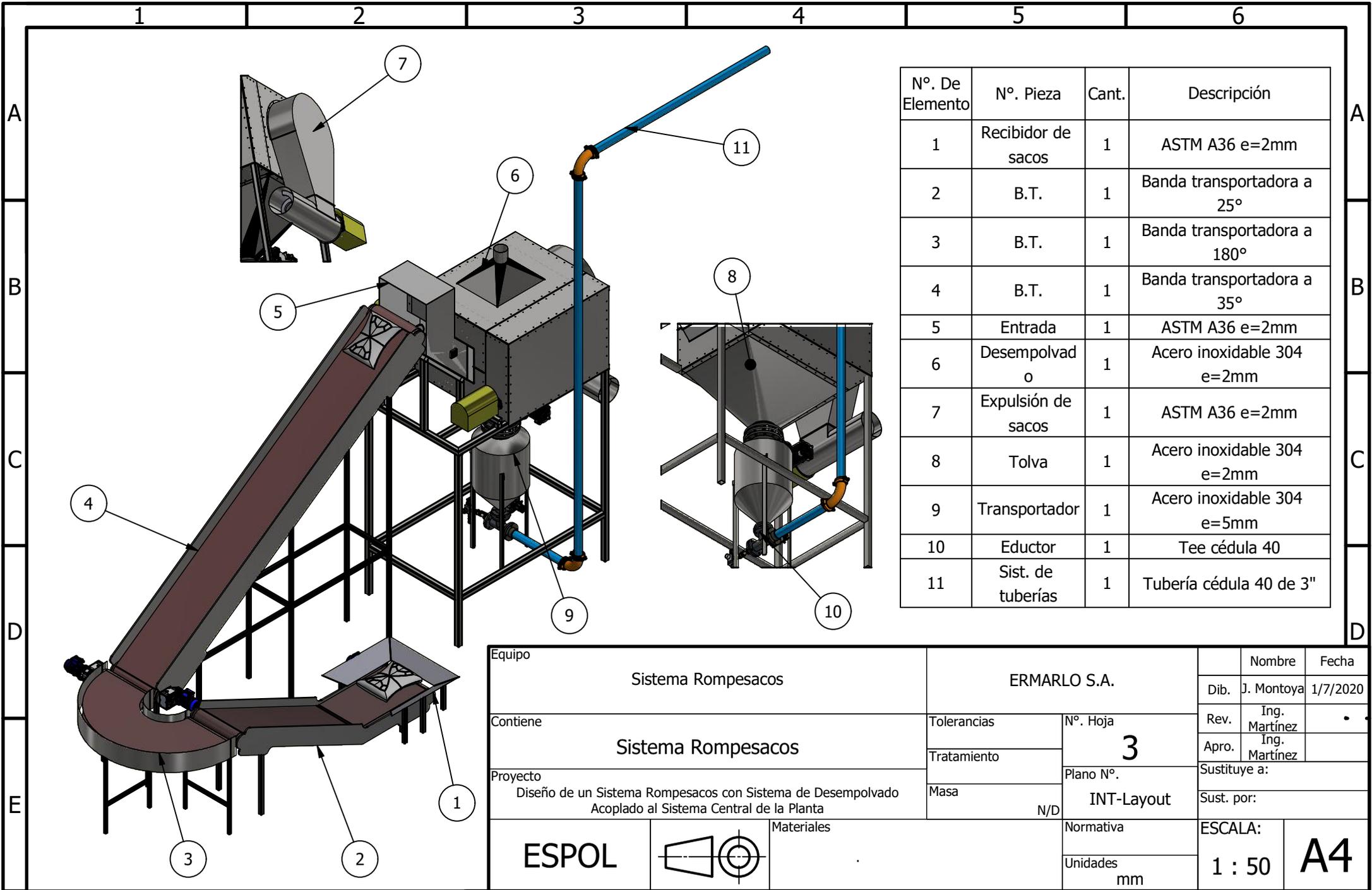
## PLANOS



Equipo	Plano General		ERMARLO S.A.		Dib.	Nombre	Fecha
Contiene	Vista de Planta		Tolerancias	Nº. Hoja	Rev.	J. Montoya Ing.	
Proyecto	Diseño de un Sistema Rompesacos con Sistema de Desempolvado Acoplado al Sistema Central de la Planta		Tratamiento	1	Apro.	Martínez Ing.	
	Materiales		Masa	Plano Nº.	Sustituye a:		
ESPOL				INT-PG-VP	Sust. por:		
				Normativa	ESCALA:		A4
				Unidades mm	1:100		

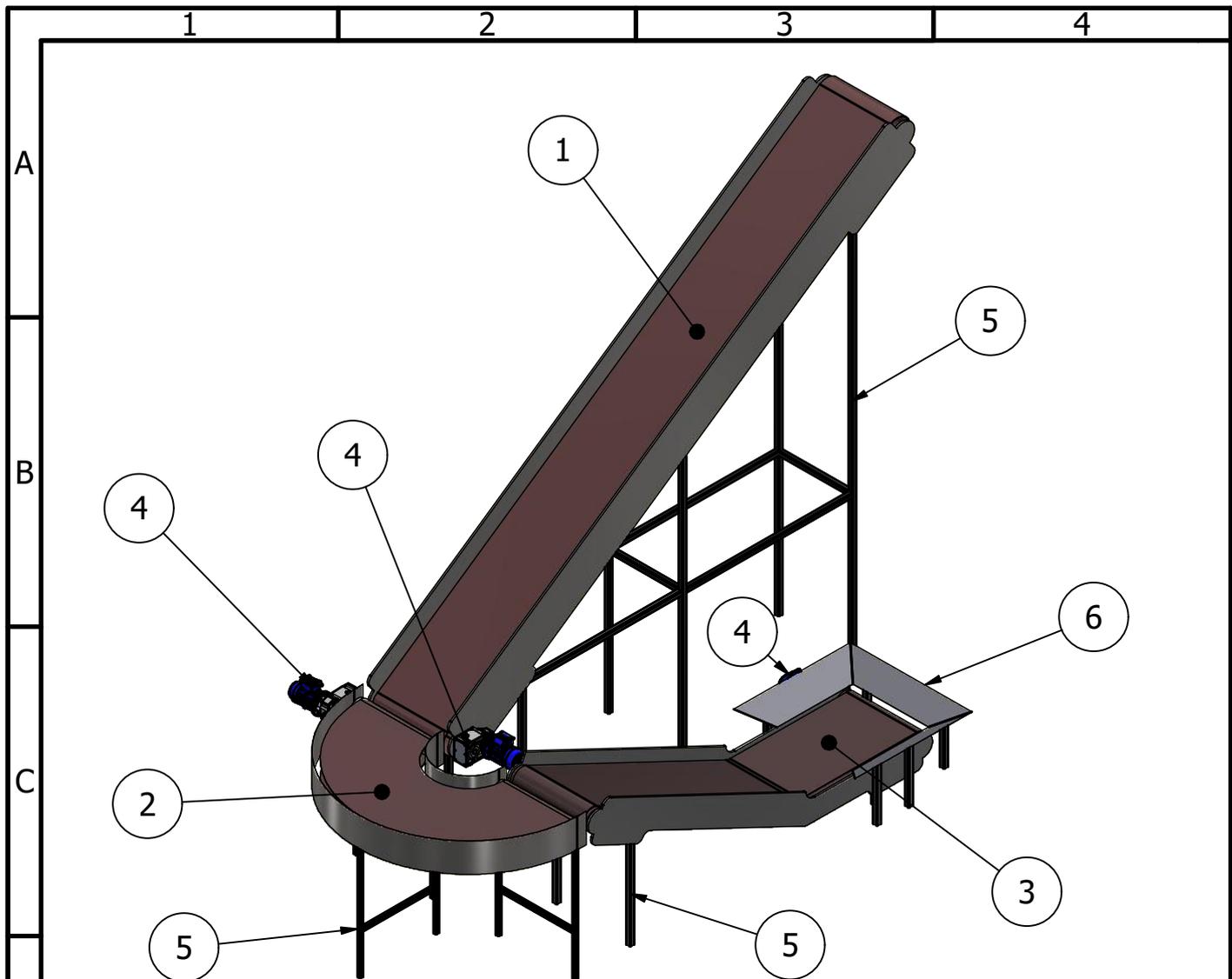


Equipo		Plano General		ERMARLO S.A.		Nombre		Fecha	
Contiene		Vista Lateral		Tolerancias		Nº. Hoja		Dib.	
Proyecto		Diseño de un Sistema Rompesacos con Sistema de Desempolvado Acoplado al Sistema Central de la Planta		Tratamiento		2		Rev.	
Materiales		ESPOL		Masa		Plano N°.		Apro.	
Unidades		mm		Normativa		INT-PG-VL		Sustituye a:	
ESCALA:		1:100		Unidades		mm		Sust. por:	
A4									



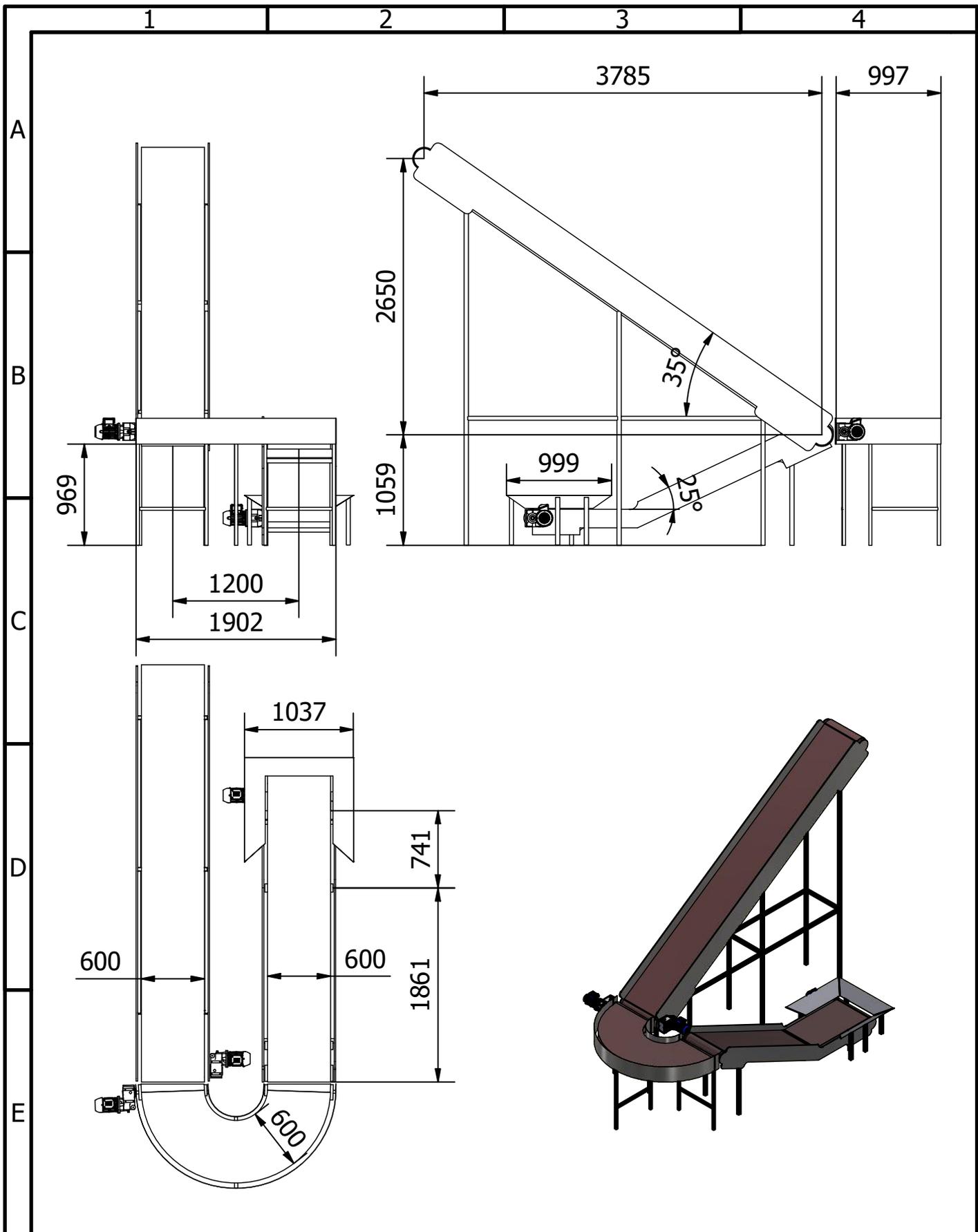
Nº. De Elemento	Nº. Pieza	Cant.	Descripción
1	Recibidor de sacos	1	ASTM A36 e=2mm
2	B.T.	1	Banda transportadora a 25°
3	B.T.	1	Banda transportadora a 180°
4	B.T.	1	Banda transportadora a 35°
5	Entrada	1	ASTM A36 e=2mm
6	Desempolvado	1	Acero inoxidable 304 e=2mm
7	Expulsión de sacos	1	ASTM A36 e=2mm
8	Tolva	1	Acero inoxidable 304 e=2mm
9	Transportador	1	Acero inoxidable 304 e=5mm
10	Eductor	1	Tee cédula 40
11	Sist. de tuberías	1	Tubería cédula 40 de 3"

Equipo		Sistema Rompesacos		ERMARLO S.A.		Nombre	Fecha
Contiene		Sistema Rompesacos		Tolerancias	Nº. Hoja	Dib.	J. Montoya 1/7/2020
Proyecto		Diseño de un Sistema Rompesacos con Sistema de Desempolvado Acoplado al Sistema Central de la Planta		Tratamiento	3	Rev.	Ing. Martínez
Materiales		ESPOL		Masa		Plano Nº.	Apro.
					INT-Layout	Sustituye a:	
					N/D	Sust. por:	
						Normativa	ESCALA:
						Unidades mm	1 : 50
							A4

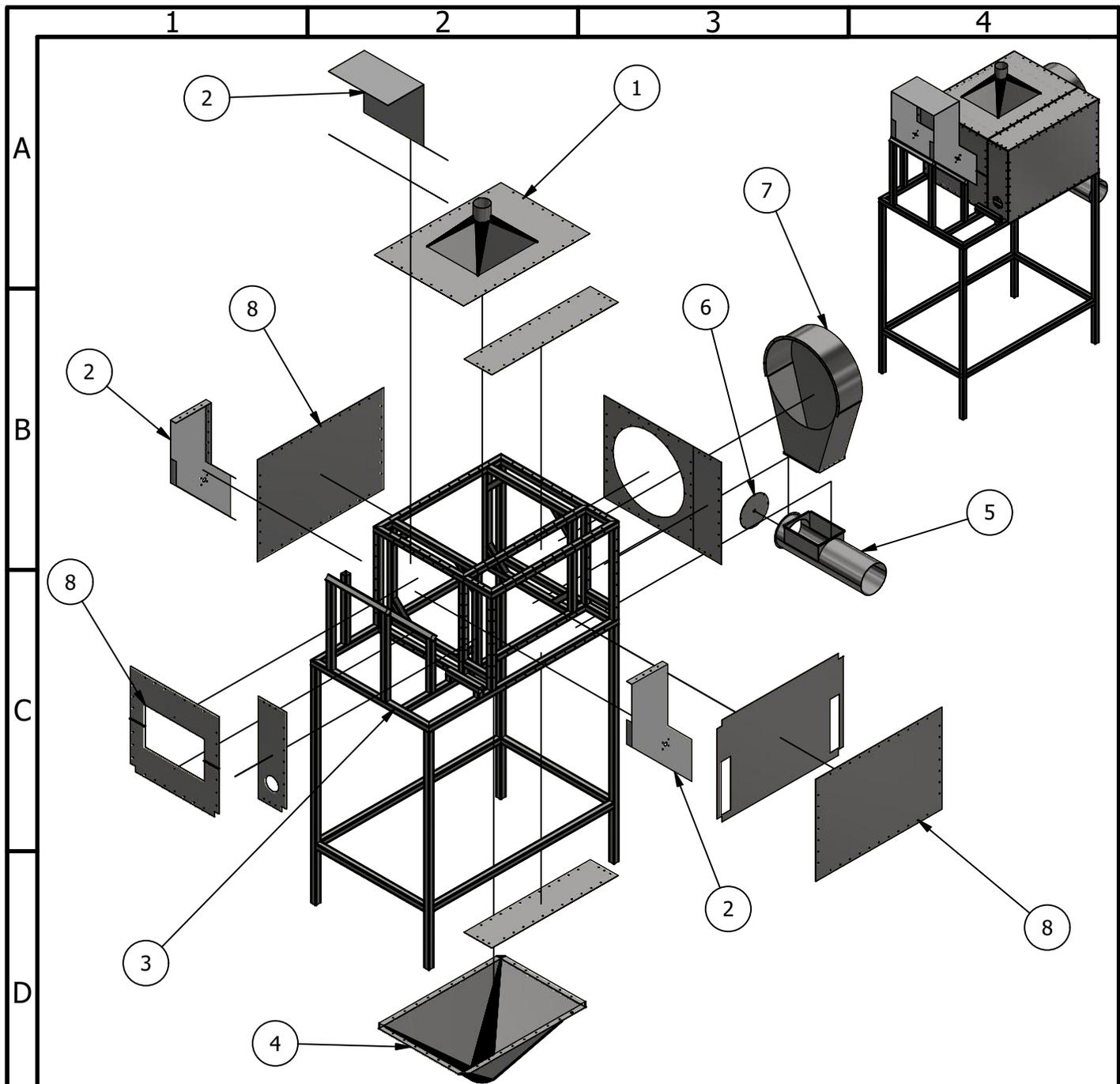


Nº. De Elemento	Nº. Pieza	Cantidad	Descripción
1	Banda Transportadora	1	Banda transportadora a 35° con relieve
2	Banda Transportadora	1	Banda transportadora a 180°
3	Banda Transportadora	1	Banda transportadora tipo cuello de gancho a 25° con relieve
4	Motorreductor	3	SIEMENS
5	Soporte	35	Perfil estructural cuadrado calidad ASTM 30x3 mm
6	Recibidor de sacos	1	Plancha de acero ASTM a36 1.5 mm

Equipo		Configuración de bandas transportadoras		ERMARLO S.A.		Nombre	Fecha
Contiene		Alimentación de sacos de mortero hacia el rompesacos		Tolerancias	Nº. Hoja	Dib.	J. Montoya
Proyecto		Diseño de un Sistema Rompesacos con Sistema de Desempolvado Acoplado al Sistema Central de la Planta		Tratamiento	4	Rev.	Ing. Martínez
Materiales		Aluminio Acero Poliuretano		Masa		Plano Nº.	Apro.
ESPOL				N/D		Sustituye a:	
						Sust. por:	
				Normativa		ESCALA:	
				Unidades mm		1 : 40	
						A4	

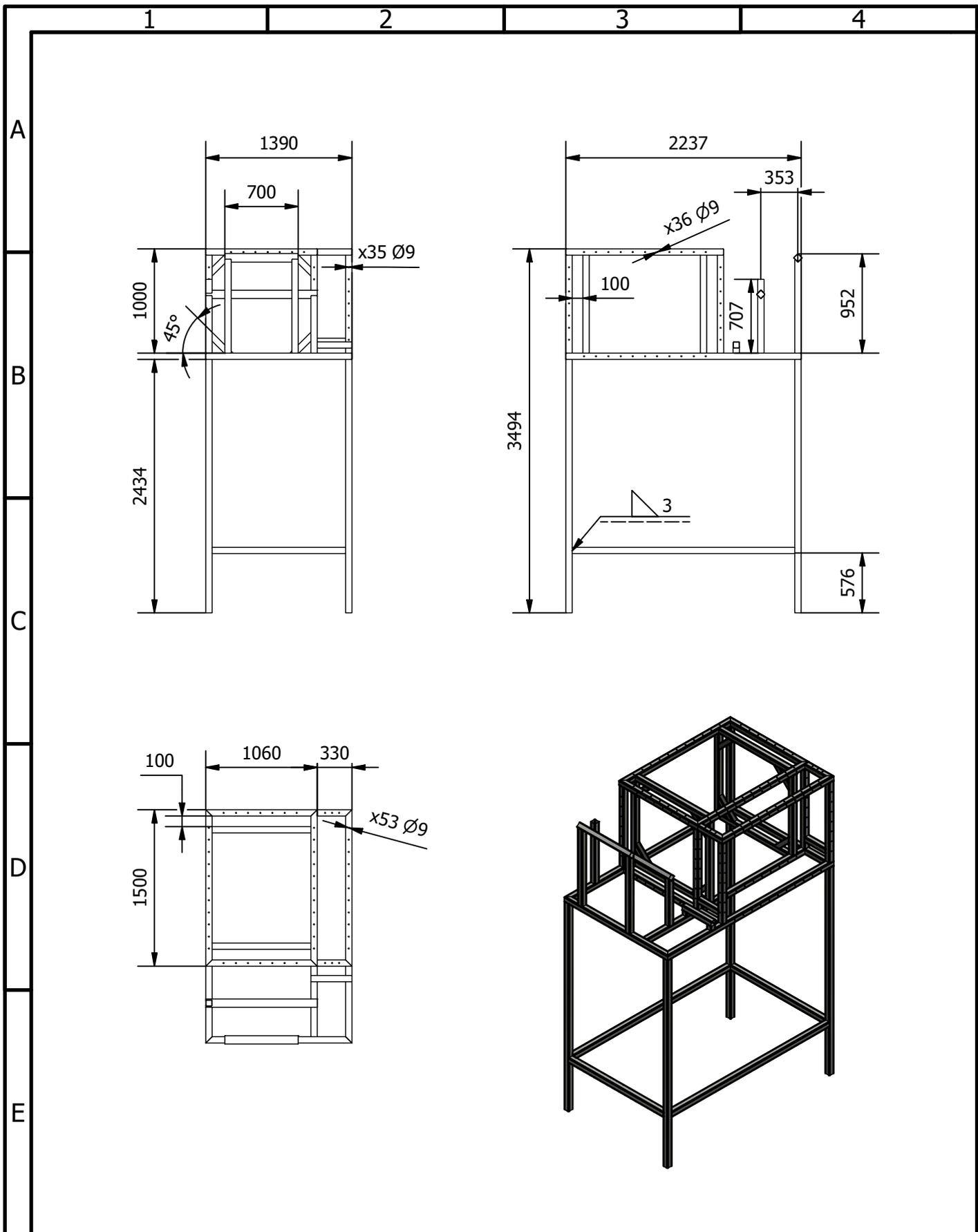


Equipo		Configuración de bandas transportadoras		ERMARLO S.A.		Nombre	Fecha
Contiene		Alimentación de sacos de mortero hacia el rompesacos		Tolerancias	Nº. Hoja	Dib.	J. Montoya 25/8/2020
Proyecto		Diseño de un Sistema Rompesacos con Sistema de Desempolvado Acoplado al Sistema Central de la Planta		Tratamiento	5	Rev.	Ing. Martínez
Materiales		Aluminio Acero Poliuretano		Masa	N/D	Apro.	Ing. Martínez
ESPOL				Normativa		Sustituye a:	
				Unidades mm		Sust. por:	
						ESCALA:	
						1 : 50	
						A4	

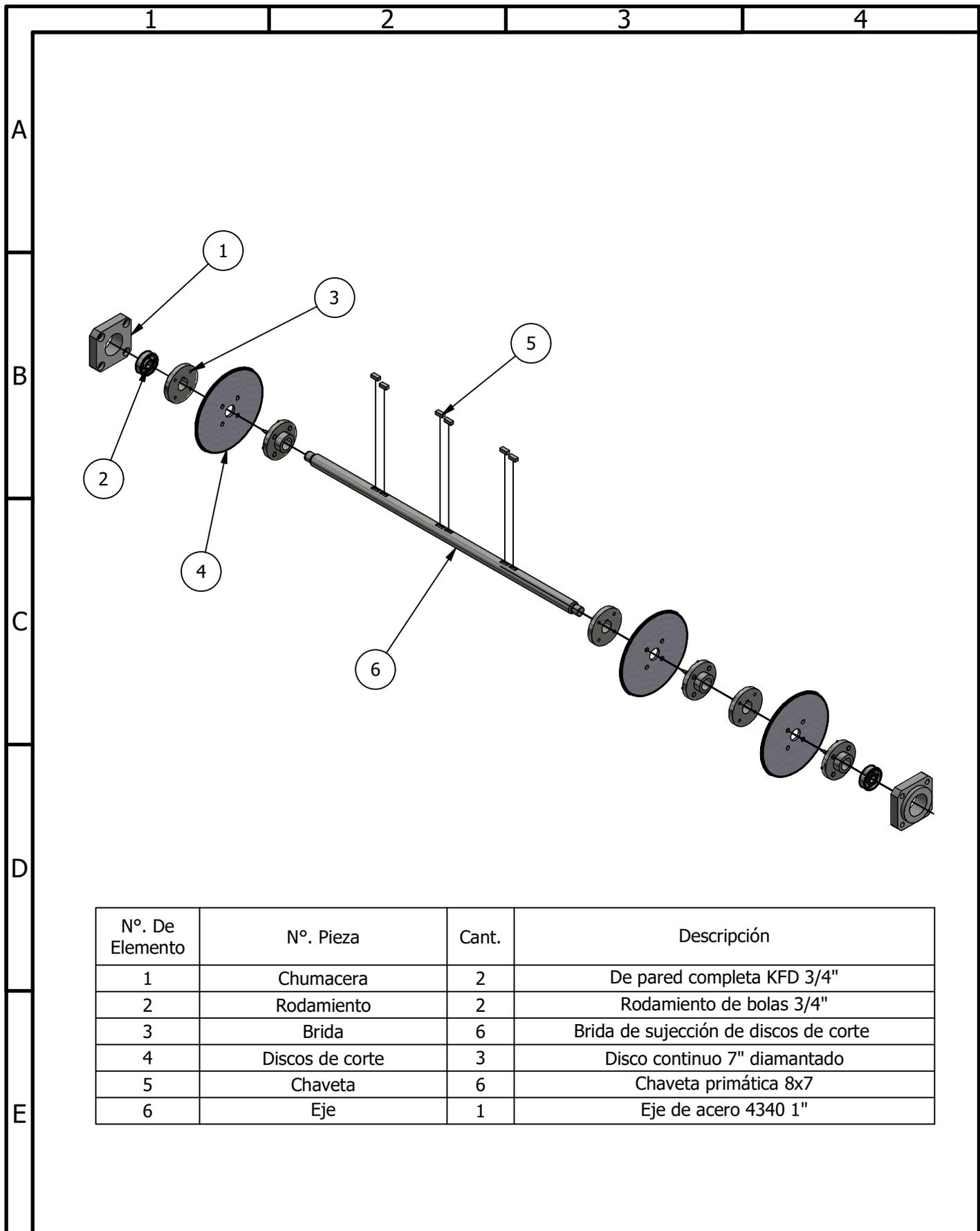


Nº. De Elemento	Nº. Pieza	Cant.	Descripción
1	Campana Extractora	1	Plancha acero inoxidable AISI 304 e=2 mm
2	Ducto de entrada	1	Plancha laminada en caliente ASTM A36 e=1.5 mm
3	Soportería	44	Perfil estructural cuadrado 60x3 mm calidad SAE j 403
4	Tolva de descarga	1	Plancha acero inoxidable AISI 304 e=2 mm
5	Canalón	1	Plancha laminada en caliente ASTM A36 e=1.5 mm
6	Tapa de canalón	1	Plancha laminada en caliente ASTM A36 e=1.5 mm
7	Cubierta de salida	1	Plancha laminada en caliente ASTM A36 e=1.5 mm

Equipo		Bastidor del sistema rompesacos		ERMARLO S.A.		Nombre	Fecha
Contiene		Partes del bastidor		Tolerancias	Nº. Hoja	Dib.	J. Montoya
Proyecto		Diseño de un Sistema Rompesacos con Sistema de Desempolvado Acoplado al Sistema Central de la Planta		Tratamiento	6	Rev.	Ing. Martínez
Materiales		Acero ASTM A36		Masa		Plano Nº.	Apro.
ESPOL				Normativa		Sustituye a:	
				Unidades mm		Sust. por:	
						ESCALA:	
						1 : 50	
						A4	

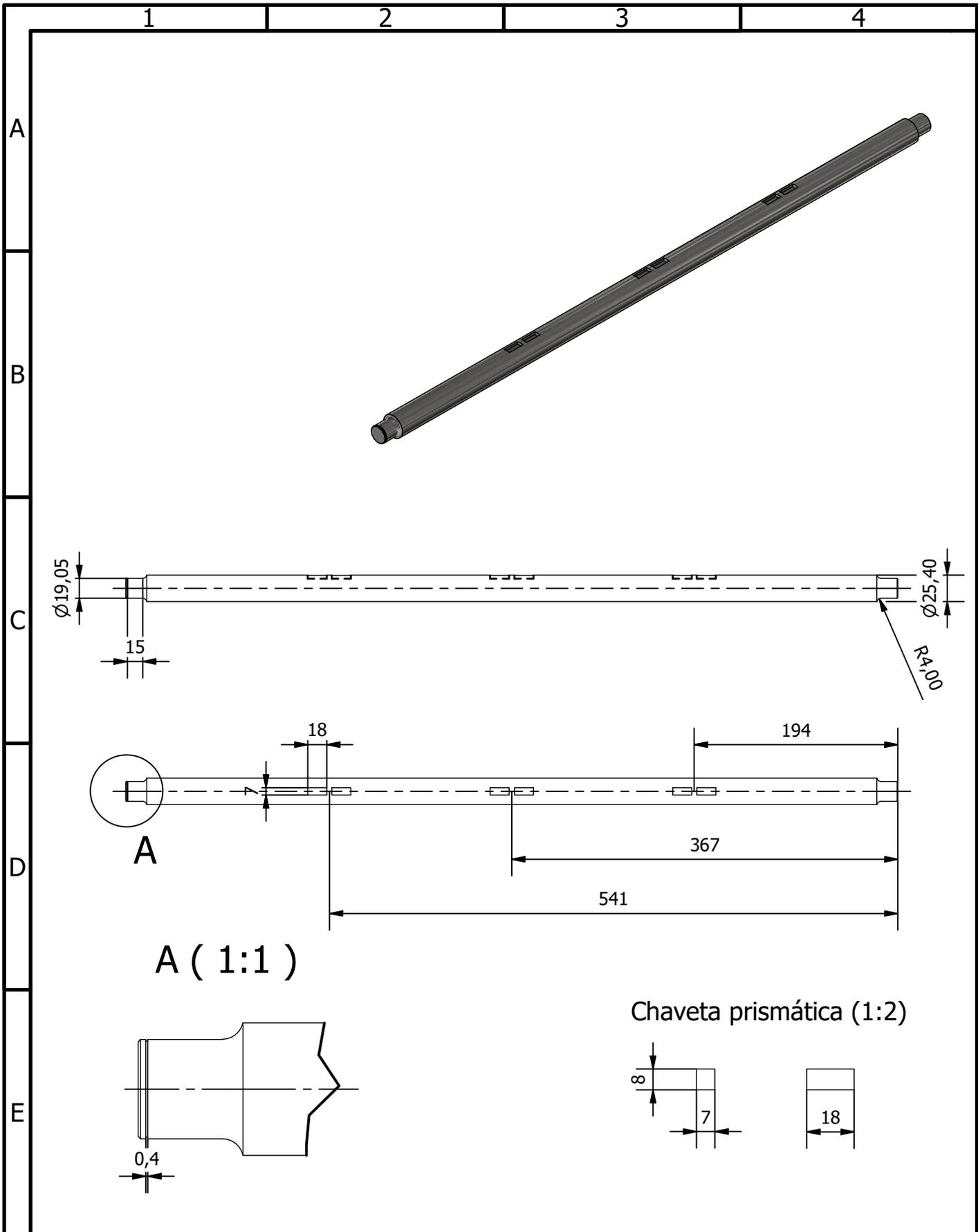


Equipo		Bastidor del sistema rompesacos		ERMARLO S.A.		Nombre	Fecha
Contiene		Perfiles del bastidor		Tolerancias	Nº. Hoja	Dib.	J. Montoya 26/8/2020
Proyecto		Diseño de un Sistema Rompesacos con Sistema de Desempolvado Acoplado al Sistema Central de la Planta		Tratamiento	7	Rev.	Ing. Martínez
Materiales		Acero ASTM A36		Masa	N/D	Apro.	Ing. Martínez
Normativa		ESPOL		Plano Nº.		Sustituye a:	
Unidades		mm		INT-BG_1		Sust. por:	
ESCALA:		1 : 50		A4			

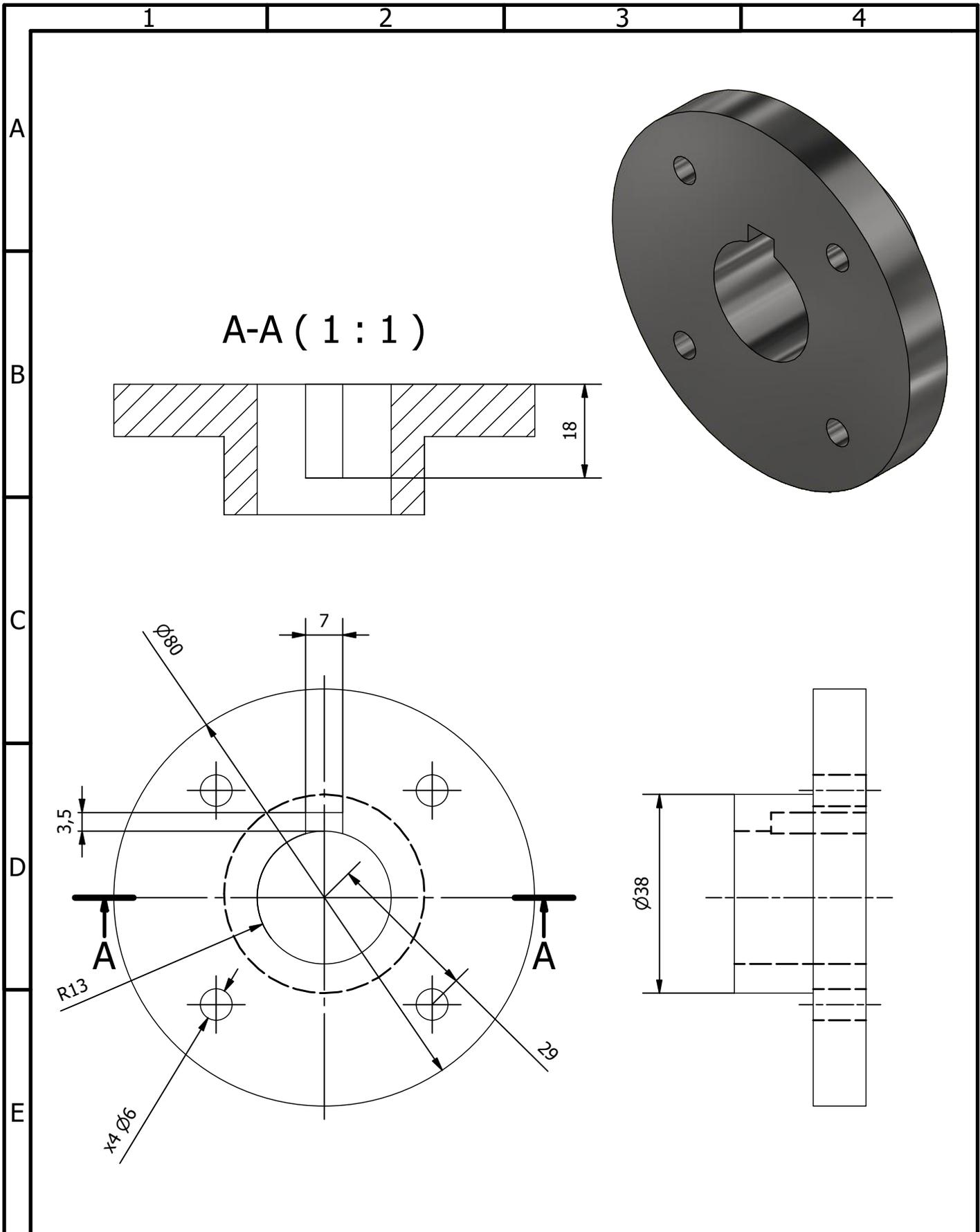


Nº. De Elemento	Nº. Pieza	Cant.	Descripción
1	Chumacera	2	De pared completa KFD 3/4"
2	Rodamiento	2	Rodamiento de bolas 3/4"
3	Brida	6	Brida de sujeción de discos de corte
4	Discos de corte	3	Disco continuo 7" diamantado
5	Chaveta	6	Chaveta primática 8x7
6	Eje	1	Eje de acero 4340 1"

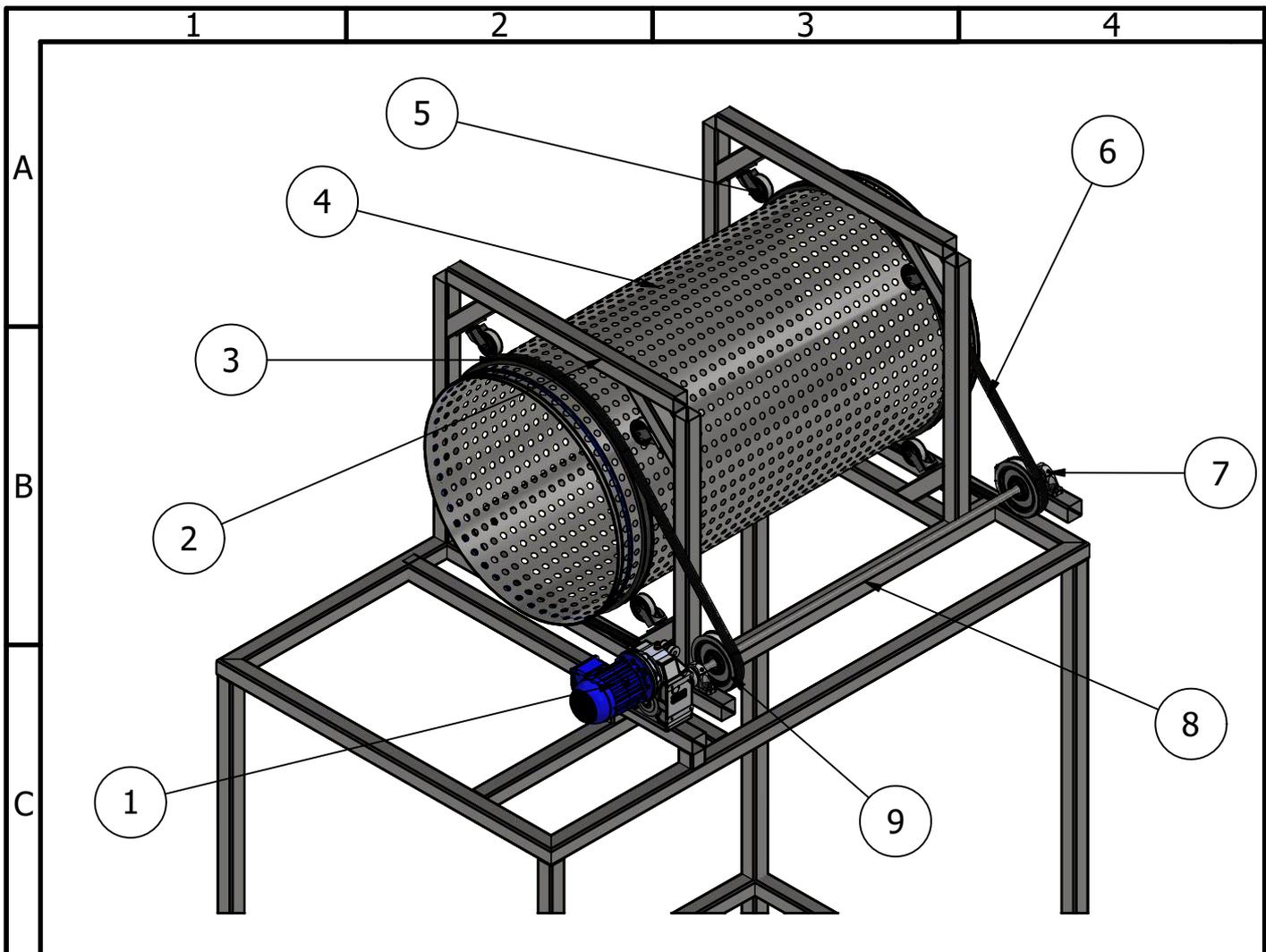
Equipo		Sistema de corte		ERMARLO S.A.		Nombre	Fecha
Contiene		Componentes del sistema de corte		Tolerancias	Nº. Hoja	Dib.	J. Montoya 27/8/2020
Proyecto		Diseño de un Sistema Rompesacos con Sistema de Desempolvado Acoplado al Sistema Central de la Planta		Tratamiento	8	Rev.	Ing. Martínez
Materiales		Acero 4340		Masa		Plano Nº.	Apro.
ESPOL				N/D		Sustituye a:	
				Normativa		ESCALA:	
				Unidades mm		1:10	
						A4	



Equipo		Sistema de corte		ERMARLO S.A.		Nombre	Fecha
Contiene		Eje		Tolerancias	Nº. Hoja	Dib.	J. Montoya 6/7/2020
Proyecto		Diseño de un Sistema Rompesacos con Sistema de Desempolvado Acoplado al Sistema Central de la Planta		Tratamiento	9	Rev.	Ing. Martínez
Materiales		Acero 4340		Masa	Plano Nº.	Apro.	Ing. Martínez
ESPOL				N/D		Sustituye a:	
				Normativa		ESCALA:	
				Unidades mm		1 : 5	
						A4	



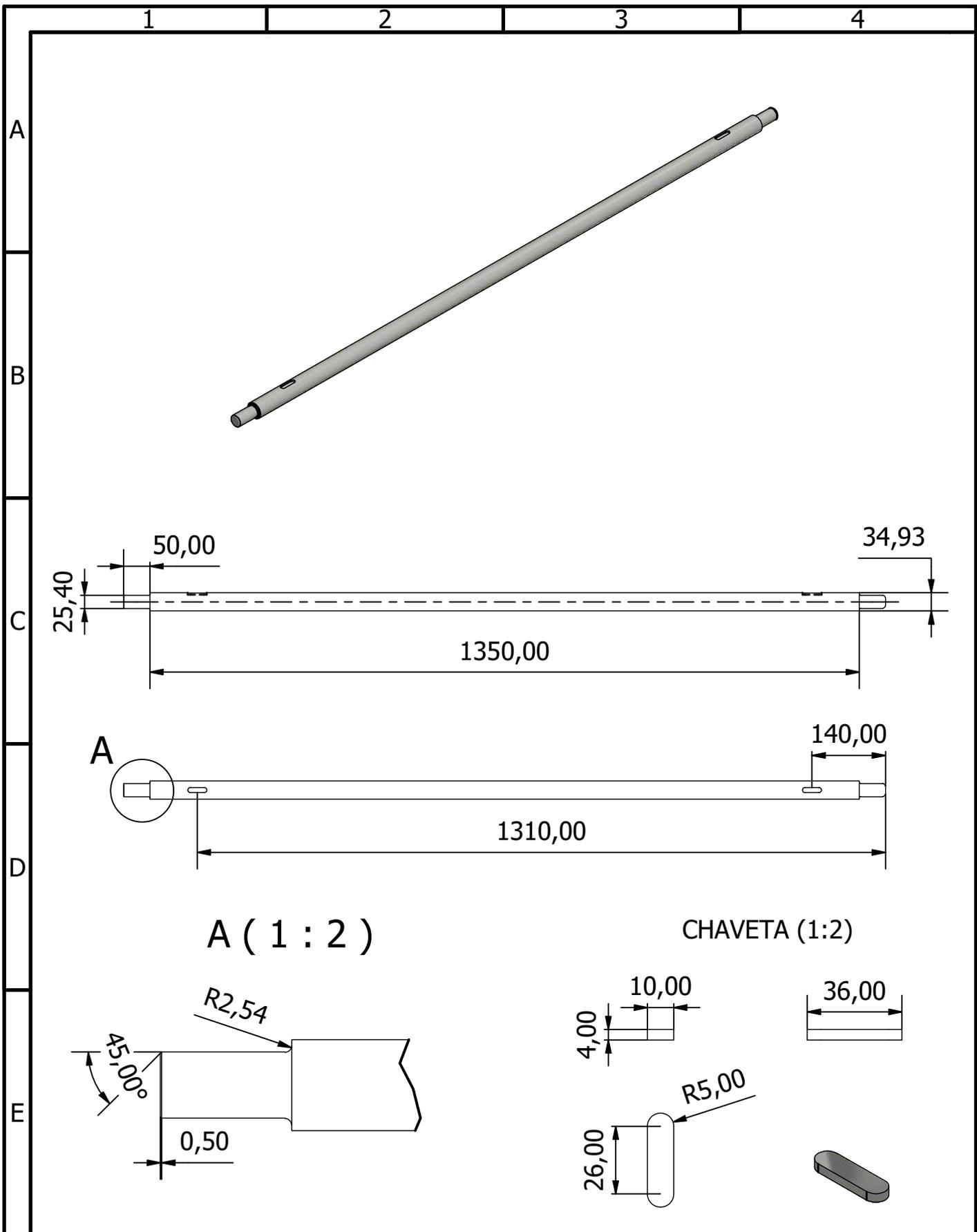
Equipo		Sistema de corte		ERMARLO S.A.		Nombre	Fecha
Contiene		Brida de sujeción		Tolerancias	Nº. Hoja	Dib.	J. Montoya 6/8/2020
Proyecto		Diseño de un Sistema Rompesacos con Sistema de Desempolvado Acoplado al Sistema Central de la Planta		Tratamiento	Plano Nº.	Rev.	Ing. Martínez
Materiales		Acero 1018		Masa	N/D	Apro.	Ing. Martínez
Normativa		ESPOL		INT-SC_2		Sustituye a:	
Unidades		mm		ESCALA:		Sust. por:	
1 : 1		A4					



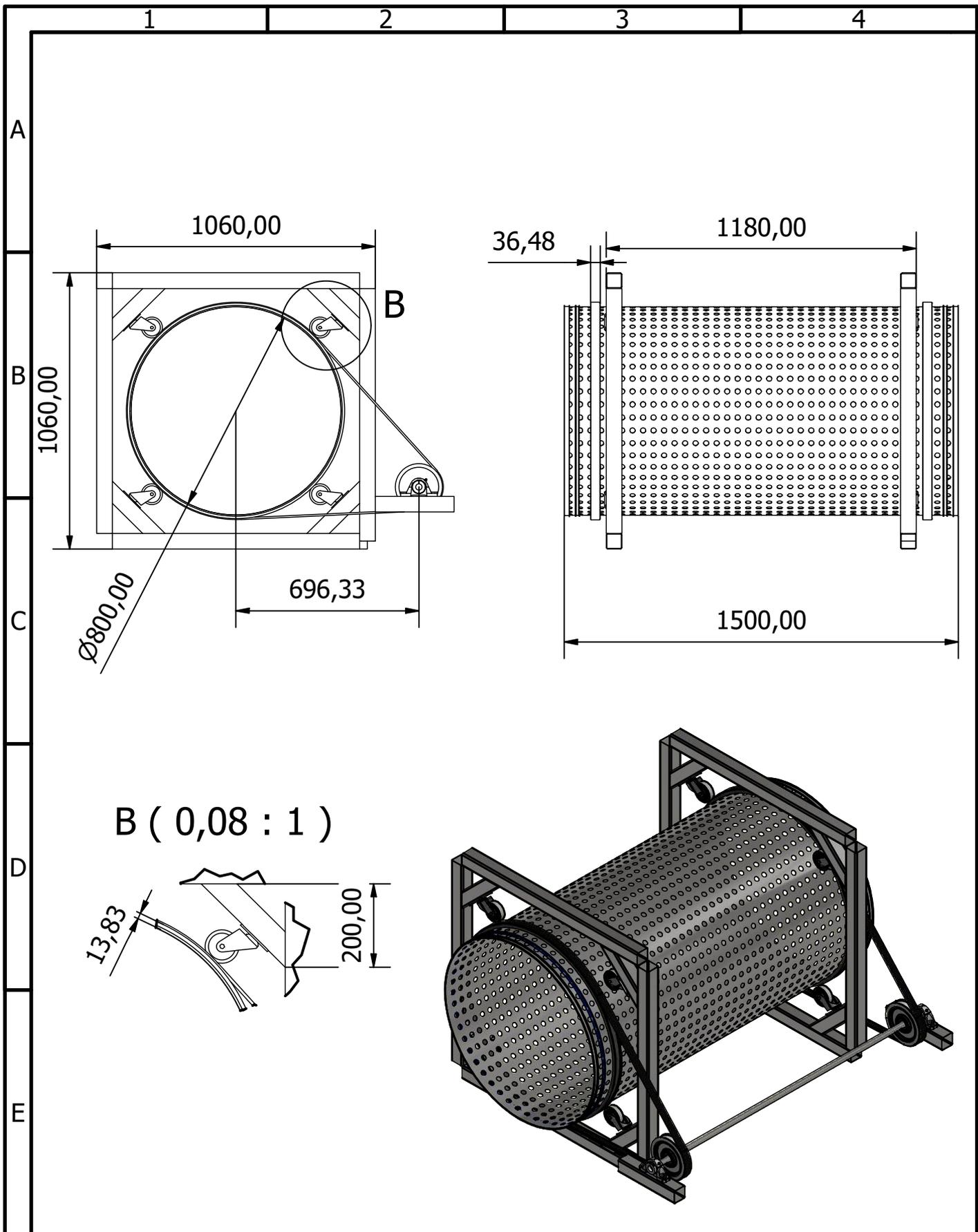
LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Motorreductor	SIEMENS 3/4 HP Reductor k4-80 @110 RPM
2	44	Bastidor	Perfil estructural cuadrado 60x3 mm calidad SAE j 403
3	2	Canaleta o guía de banda	Guía para banda de transmisión en el tambor
4	1	Malla metálica	Plancha acero inox. 1 mm perforación 8x30 mm
5	8	Rueda guía	Garrucha de 3" giratoria. Soporta hasta 100 kg
6	2	Banda	Correa de alta capacidad 3V-1250
7	2	Chumacera	Chumacera de piso de 1" KDF
8	1	Eje	Eje de acero 4340 1 3/8"
9	2	Polea	Polea de 6.3", 1 canal con buje. Dint: 1 3/8"

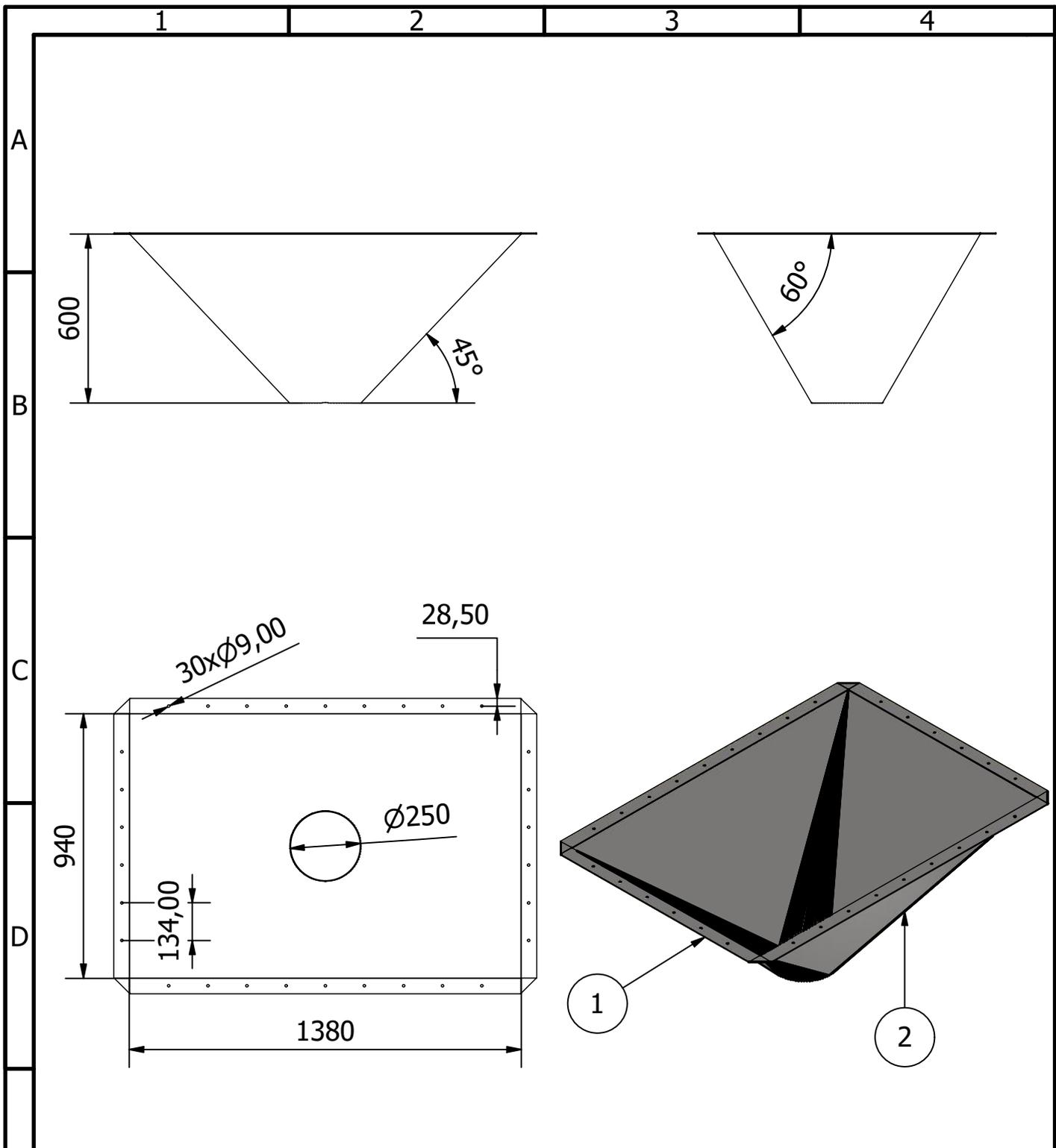
Equipo		Sistema de sacudido mediante tambor giratorio		ERMARLO S.A.		Nombre	Fecha
Contiene		Especificaciones de materiales y componentes		Tolerancias	Nº. Hoja	Dib.	Montoya Heredia
Proyecto		Diseño de un Sistema Rompesacos con Sistema de Desempolvado Acoplado al Sistema Central de la Planta		Tratamiento	11	Rev.	Ing. Martínez
Materiales		Aluminio Acero Poliuretano		Masa	N/D	Apro.	Ing. Martínez
ESPOL				Normativa		Sustituye a:	
				Unidades mm		Sust. por:	
						ESCALA:	
						1:20	
						A4	



Equipo		Sistema de sacudido		ERMARLO S.A.		Nombre	Fecha
Contiene		Eje de transmisión de potencia		Tolerancias	Nº. Hoja	Dib.	Montoya Heredia
Proyecto		Diseño de un Sistema Rompesacos con Sistema de Desempolvado Acoplado al Sistema Central de la Planta		Tratamiento	12	Rev.	Ing. Martínez
Materiales		Aluminio Acero Poliuretano		Masa	Plano Nº.	Apro.	Ing. Martínez
ESPOL				N/D	INT-SS_1	Sustituye a:	
				Normativa	Unidades	ESCALA:	
				mm	1:10	A4	



Equipo		Sistema de sacudido		ERMARLO S.A.		Nombre	Fecha
Contiene		Tambor rotatorio		Tolerancias	Nº. Hoja	Dib.	Montoya Heredia
Proyecto		Diseño de un Sistema Rompesacos con Sistema de Desempolvado Acoplado al Sistema Central de la Planta		Tratamiento	13	Rev.	Ing. Martínez
Materiales		Aluminio Acero Poliuretano		Masa	Plano Nº.	Apro.	Ing. Martínez
ESPOL				N/D		Sustituye a:	
				Normativa		ESCALA:	
				Unidades mm		1 : 20	
						A4	



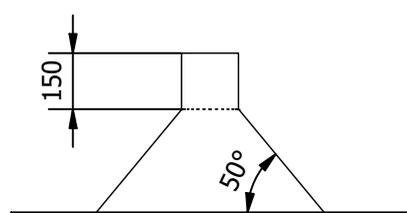
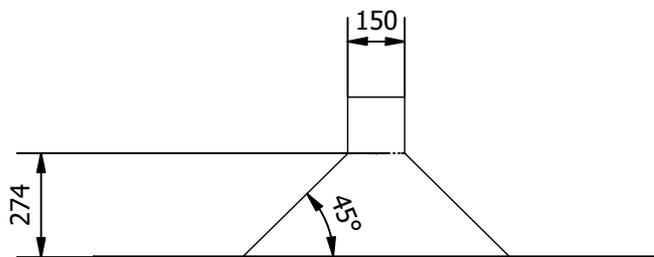
LISTA DE PIEZAS

E	ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
	1	1	PLACA BASE	Plancha acero inoxidable 304. Perforaciones de 9 mm x 30.
	2	1	Tolva	Plancha acero inoxidable 304, espesor 2 mm.

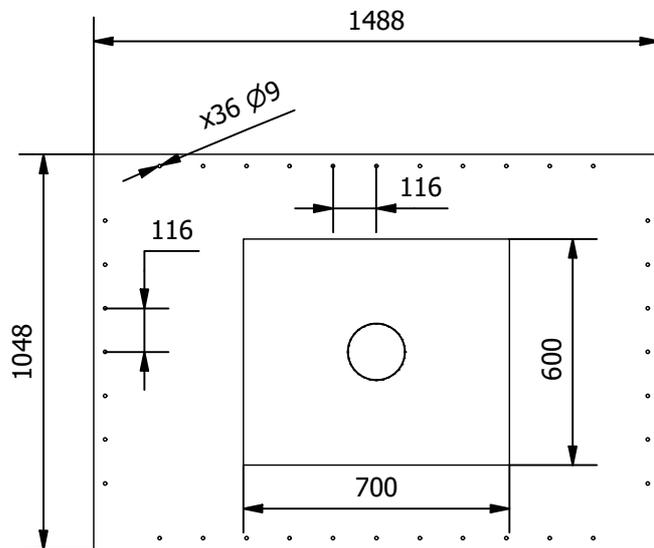
Equipo		TOLVA DE ALMACENAMIENTO		ERMARLO S.A.		Nombre		Fecha	
Contiene		Dimensiones generales de la tolva		Tolerancias		Nº. Hoja		Dib.	
Proyecto		Diseño de un Sistema Rompesacos con Sistema de Desempolvado Acoplado al Sistema Central de la Planta		Tratamiento		14		Rev.	
Materiales		Aluminio Acero Poliuretano		Masa		Plano Nº.		Apro.	
ESPOL				N/D		INT-TOL		Sustituye a:	
						Normativa		ESCALA:	
						Unidades mm		1 : 20	
								A4	

1 2 3 4

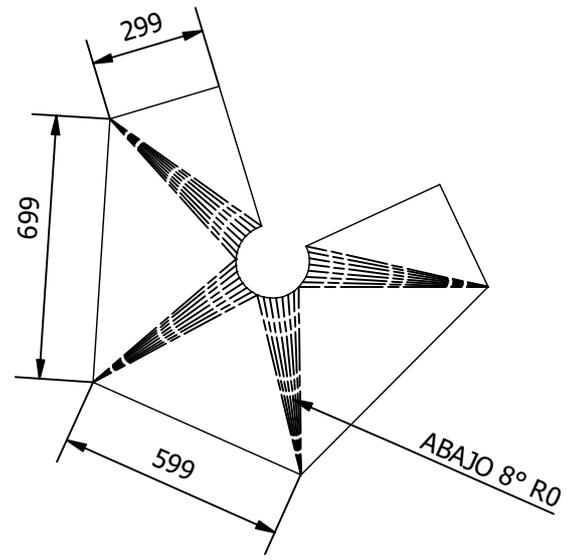
A



B

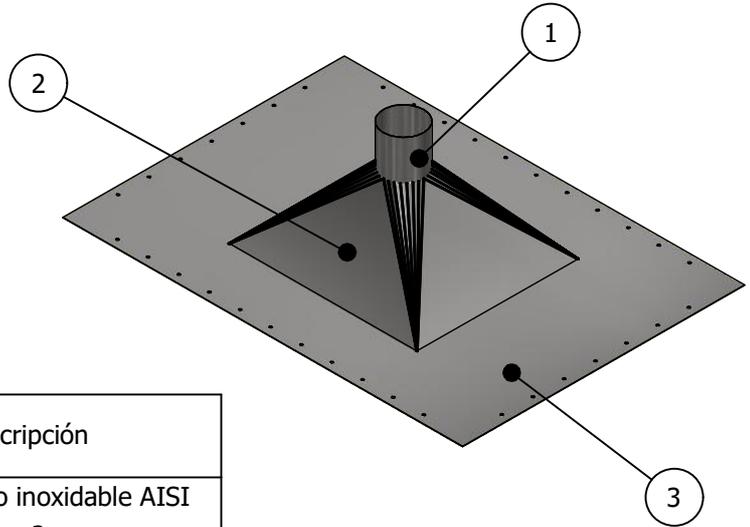


Desarrollo de la campana



C

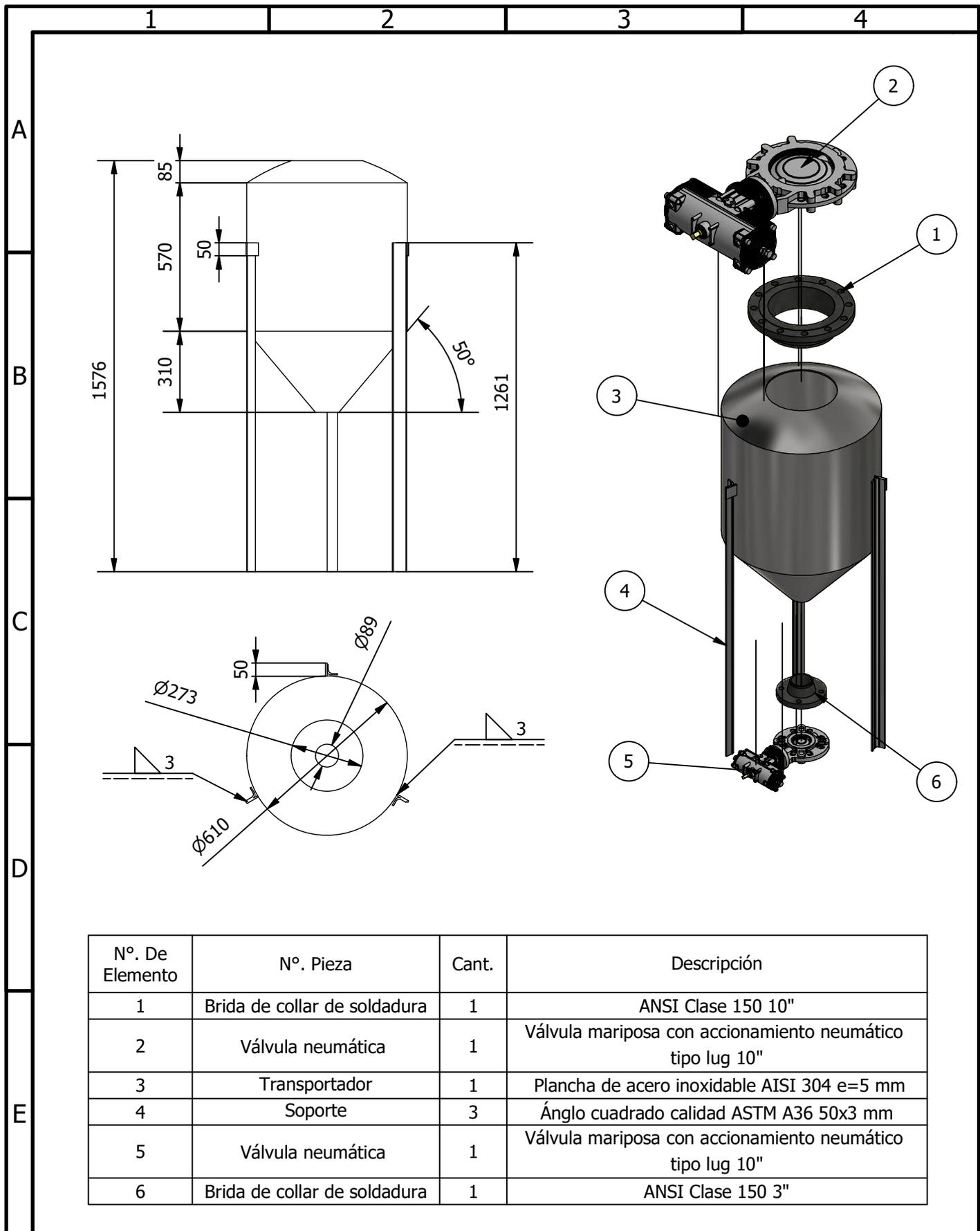
D



E

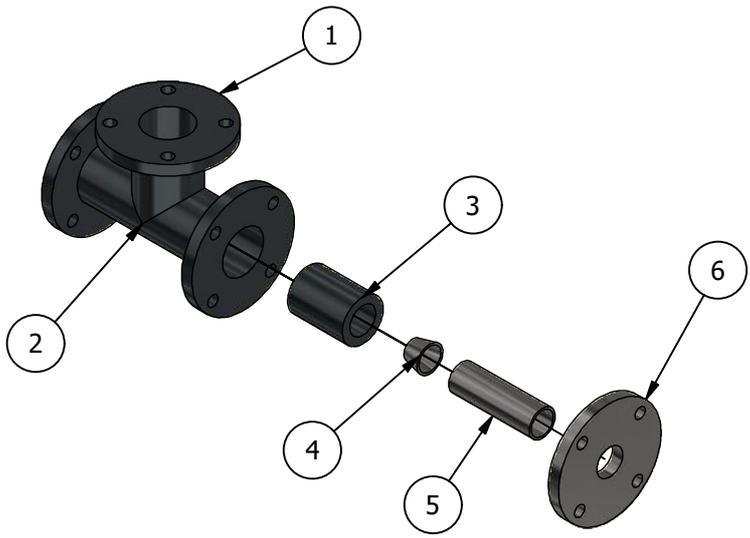
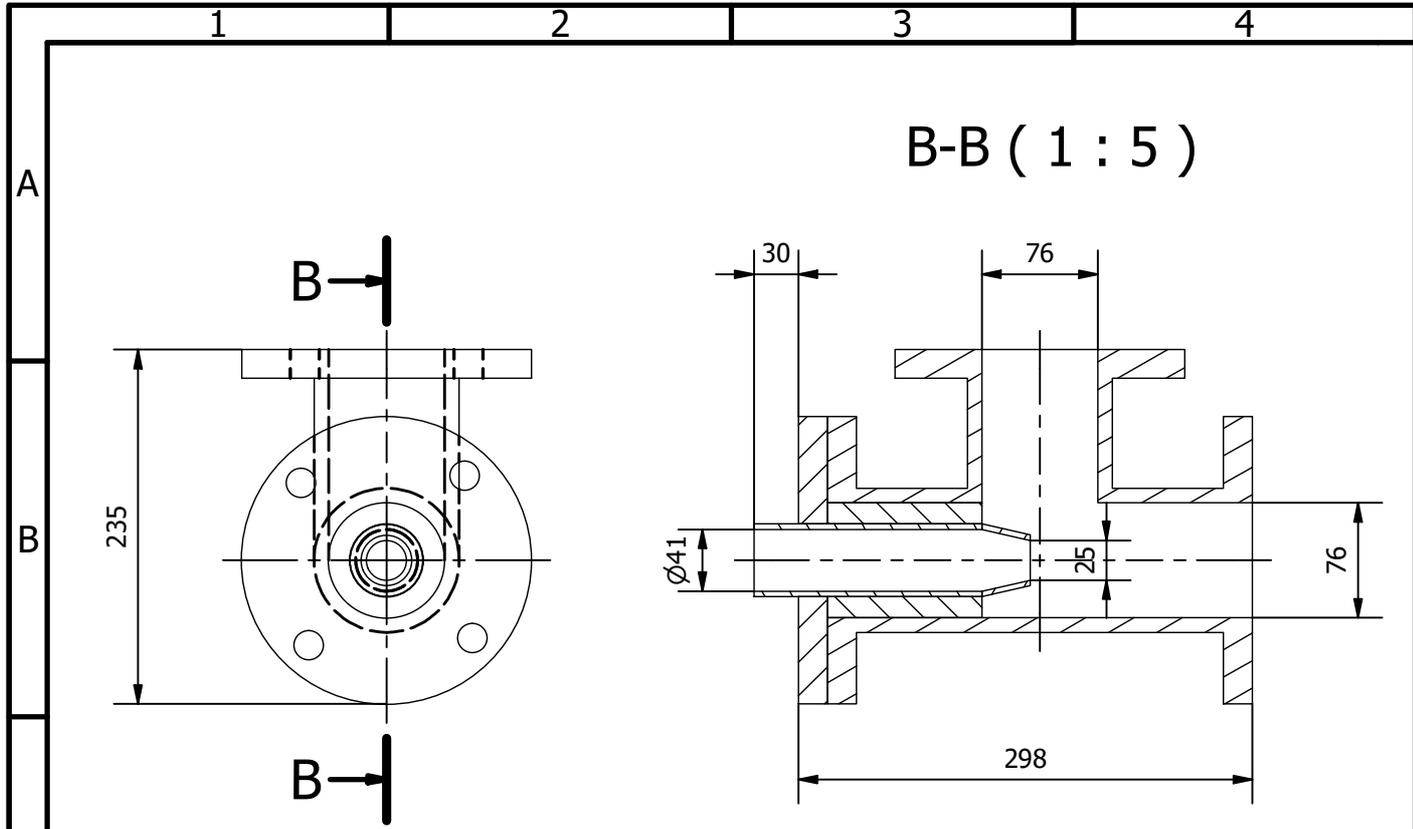
Nº. De Elemento	Nº. Pieza	Cant.	Descripción
1	Placa base	1	Plancha acero inoxidable AISI 304 e=2 mm
2	Campana	1	Plancha acero inoxidable AISI 304 e=2 mm
3	Ducto de salida	1	Plancha acero inoxidable AISI 304 e=2 mm

Equipo		Sistema de desempolvado		ERMARLO S.A.		Nombre	Fecha
Contiene		Campana extractora		Tolerancias	Nº. Hoja	Dib.	J. Montoya 27/7/2020
Proyecto		Diseño de un Sistema Rompesacos con Sistema de Desempolvado Acoplado al Sistema Central de la Planta		Tratamiento	15	Rev.	Ing. Martínez
Materiales		Acero Inoxiable AISI 304		Masa	Plano Nº.	Apro.	Ing. Martínez
ESPOL				Normativa		Sustituye a:	
				Unidades mm		Sust. por:	
				N/D		ESCALA:	
						1 : 20	
						A4	



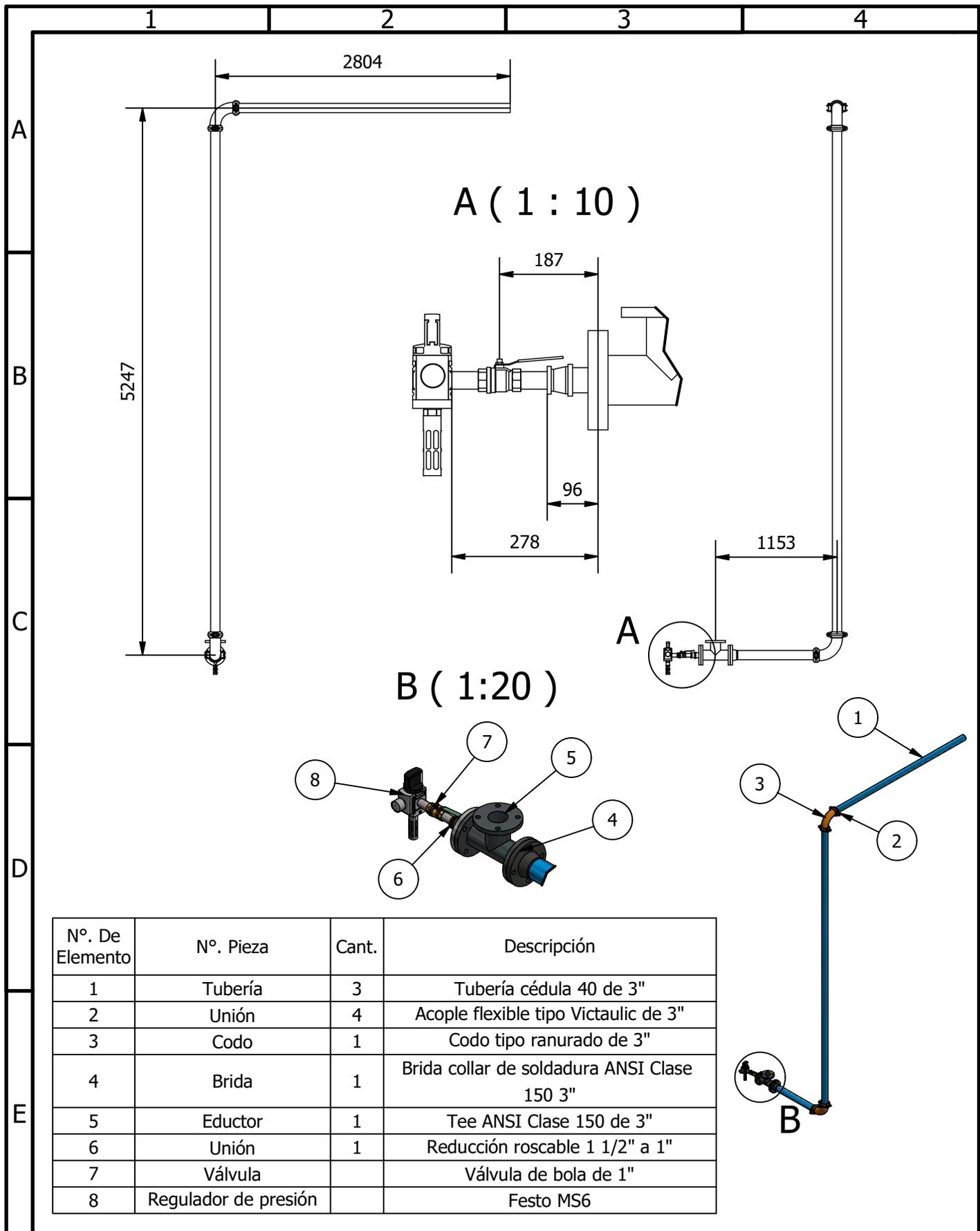
Nº. De Elemento	Nº. Pieza	Cant.	Descripción
1	Brida de collar de soldadura	1	ANSI Clase 150 10"
2	Válvula neumática	1	Válvula mariposa con accionamiento neumático tipo lug 10"
3	Transportador	1	Plancha de acero inoxidable AISI 304 e=5 mm
4	Soporte	3	Ángulo cuadrado calidad ASTM A36 50x3 mm
5	Válvula neumática	1	Válvula mariposa con accionamiento neumático tipo lug 10"
6	Brida de collar de soldadura	1	ANSI Clase 150 3"

Equipo		Sistema de almacenamiento de mortero		ERMARLO S.A.		Nombre	Fecha
Contiene		Dimensionamiento del transportador		Tolerancias	Nº. Hoja	Dib.	J. Montoya
Proyecto		Diseño de un Sistema Rompesacos con Sistema de Desempolvado Acoplado al Sistema Central de la Planta		Tratamiento	16	Rev.	Ing. Martínez
Materiales		Acero Inoxiable 304 Acero ASTM A36		Masa	N/D	Apro.	Ing. Martínez
ESPOL				Normativa	INT-TM	Sustituye a:	
				Unidades	mm	Sust. por:	
						ESCALA:	A4
						1 : 20	

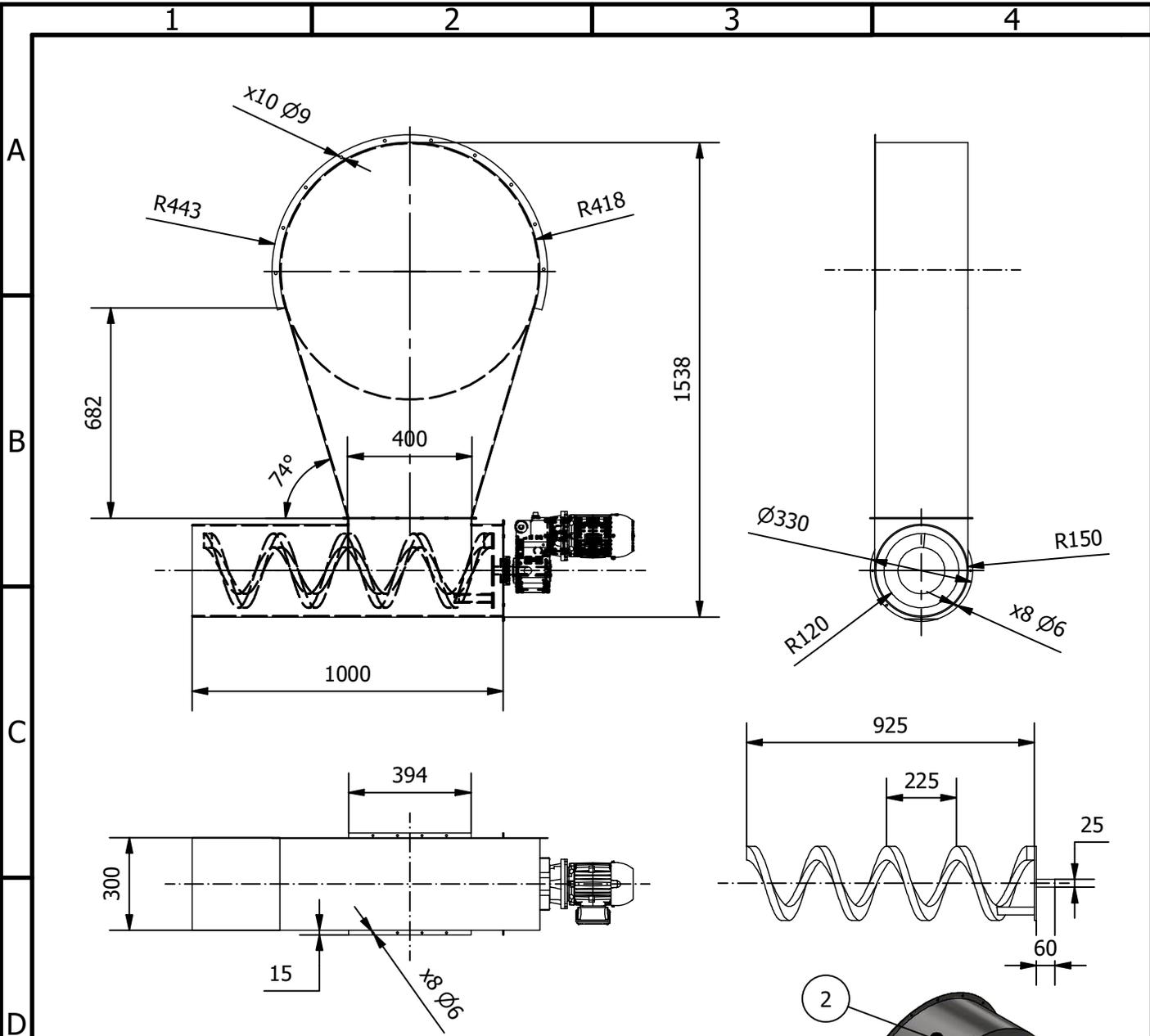


Nº. De Elemento	Nº. Pieza	Cant.	Descripción
1	Brida de collar de soldadura	3	ANSI Clase 150 3"
2	Tee	1	ANSI Clase 150 3"
3	Camisa	1	Tubería de hierro
4	Tobera	1	Reducción 1 1/2" a 1"
5	Niple	1	Tubo de hierro de 1 1/2"
6	Tapa	1	Brida Ciega Clase 150 3"

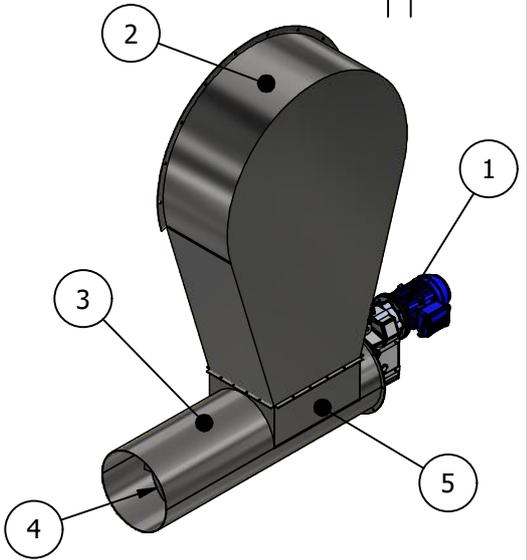
Equipo		Eductor		ERMARLO S.A.		Nombre	Fecha
Contiene		Tolerancias	Nº. Hoja	Rev.	Ing. Martínez	27/7/2020	
Proyecto		Tratamiento	Plano Nº.	Apro.	Ing. Martínez	Sustituye a:	
Diseño de un Sistema Rompesacos con Sistema de Desempolvado Acoplado al Sistema Central de la Planta		Masa	N/D	Sust. por:		Sustituye a:	
ESPOL		Materiales		Normativa		ESCALA:	A4
		Hierro gris clase 150		Unidades mm			
						1 : 5	



Equipo		Sistema de tubería		ERMARLO S.A.		Nombre	Fecha
Contiene		Dimensionamiento del recorrido de tuberías		Tolerancias	Nº. Hoja	Dib.	J. Montoya
Proyecto		Diseño de un Sistema Rompesacos con Sistema de Desempolvado Acoplado al Sistema Central de la Planta		Tratamiento	18	Rev.	Ing. Martínez
Materiales		Tubería de hierro cédula 40		Masa		Plano Nº.	Apro.
ESPOL				Normativa		Sustituye a:	
				Unidades mm		Sust. por:	
						ESCALA:	
						1:50	
						A4	



Nº. De Elemento	Nº. Pieza	Cant.	Descripción
1	Motorreductor	1	Siemens 0.75 HP 21 rpm
2	Cubierta de salida	1	Plancha laminada en caliente ASTM A36 e=1.5
3	Canalón	1	Plancha laminada en caliente ASTM A36 e=1.5
4	Tornillo helicoidal	1	Platina de acero inoxidable 4340 1" de ancho y e=3mm
5	Boca de salida	1	Plancha laminada en caliente ASTM A36 e=1.5



Equipo		Sistema de expulsión de sacos		ERMARLO S.A.		Nombre	Fecha
Contiene		Dimensiones del sistema de expulsión y compactación de sacos		Tolerancias	Nº. Hoja	Dib.	J. Montoya
Proyecto		Diseño de un Sistema Rompesacos con Sistema de Desempolvado Acoplado al Sistema Central de la Planta		Tratamiento	19	Rev.	Ing. Martínez
Materiales		Acero Inoxiable 4340 Acero ASTM A36		Masa	Plano Nº.	Apro.	Ing. Martínez
ESPOL				N/D		Sustituye a:	
				Normativa		ESCALA:	
				Unidades mm		1 : 20	
						A4	