

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

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

“Diseño de un Sistema Rompesacos con Desempolvado Acoplado al  
Sistema Central de la Planta y Transporte Mecánico del Material”

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo la obtención del Título de:

**Ingeniero Mecánico**

Presentado por:

Ricardo Arturo Cantos Mero

Segundo Alfredo Ugarte González

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2020

## DEDICATORIA

El presente proyecto lo dedico a mis padres por haberme apoyado de forma incondicional durante toda la carrera universitaria, además lo dedico a mi familia y amigos que directa o indirectamente me apoyaron sin esperar nada a cambio.

El presente proyecto lo dedico a mi familia y amigos quienes me apoyaron en todo momento, en especial a mi madre, quien estuvo ahí siempre que tuve algún momento de flaqueza durante la carrera y durante mi vida.

## **AGRADECIMIENTOS**

Mi más sincero agradecimiento a Dios por brindarme fuerzas para ser una mejor persona cada día, además agradecer infinitamente a mis padres que me brindan su apoyo y amor cada día. Y agradezco a mi compañero de tesis por tener paciencia y por el apoyo brindado durante el desarrollo del proyecto.

## DECLARACIÓN EXPRESA

“Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Cantos Mero Ricardo Arturo y Ugarte González Segundo Alfredo* 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”



---

Ricardo Cantos M.



---

Segundo Ugarte G.

## EVALUADORES



---

**Ph. D. Francis Loayza Paredes**  
PROFESOR DE LA MATERIA



---

**MSc. Ernesto Martínez Lozano**  
PROFESOR TUTOR

## RESUMEN

El presente trabajo tiene como finalidad diseñar un equipo rompesacos orientado a una empresa de morteros para que realice la recuperación del material en sacos no aptos para la venta, teniendo como principal objetivo el evitar que dicha recuperación de material sea realizada por operarios, dado que esto puede acarrear problemas de salud y lesiones a medio y largo plazo. Partiendo desde el sistema de transporte, en nuestro caso una banda transportadora, para luego apoyándonos en herramientas de análisis por elementos finitos se pudo dimensionar el sistema de rotura, que en nuestro caso se trató de un tornillo sin fin sin eje, mientras que, para la siguiente etapa, la de recolección y descarga, se diseñó un transportador de tornillo sin fin haciendo uso de teoría de mecánica de materiales y diseño mecánico, además de guías de ingeniería. Una vez se realizó el dimensionamiento de los diferentes elementos se tuvo que el equipo tendría una potencia total de operación de 1.865kW, lo que al considerar una eficiencia del 84.5% se tradujo en un consumo energético de 2.207kW, con un costo anual de operación que rondaría los \$362.51. Finalmente concluyendo que la implementación de un equipo personalizado para reciclado de sacos no aptos para la venta implicaría a mediano y largo plazo una reducción del absentismo laboral, así como una ventaja en comparación a la importación de un equipo ya existente en el mercado, esto a costa de tiempos de espera debidos a la disponibilidad de los materiales.

**Palabras Clave:** rompesacos, lesiones, potencia, eficiencia.

## **ABSTRACT**

*The purpose of this work is to design an automatic bag-splitter directed to a mortar company to carry out the recovery of material in bags not suitable for sale, with the main objective of preventing this recovery from being carried out by workers, since it can lead to health problems and injuries in the medium and long term. Starting from the transport system, in our case a belt conveyor, and then using finite element analysis tools it was possible to size the breakage system, which in our case was an shaftless screw, while, for the next stage, the collection and discharge stage, was designed a screw conveyor making use of mechanics of materials theory and mechanical design, as well as engineering guides. Once the sizing of the different elements was carried out, the system had a total power consumption of 1,865kW, which assuming an efficiency of 84.5% it turns out to 2,207kW, with an annual operating cost over \$363.00. Finally, concluding that the implementation of a customized equipment for recycling bags not suitable for sale would imply a reduction in work absenteeism in the medium and long term, as well as an advantage comparing to import an equipment already in the market, this to cost of waiting times due to availability of materials.*

**Keywords:** *bag splitter, injuries, power, efficiency.*

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	VI
SIMBOLOGÍA.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	X
ÍNDICE DE TABLAS.....	XII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIV
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción.....	1
1.1 Descripción del problema.....	1
1.2 Justificación del problema.....	2
1.3 Objetivos.....	3
1.3.1 Objetivo General.....	3
1.3.2 Objetivos Específicos.....	3
1.4 Marco teórico.....	3
1.4.1 Banda transportadora.....	4
1.4.2 Árboles para transmisión de potencia.....	7
1.4.3 Uniones pemadas.....	9
1.4.4 Tornillo transportador.....	9
1.4.5 Rodamientos.....	11
CAPÍTULO 2.....	12
2. Metodología.....	12
2.1 Alternativa 1.....	12
2.2 Alternativa 2.....	14



2.3	Alternativa 3.....	15
2.4	Criterios de selección .....	17
2.5	Diseño detallado del sistema .....	19
2.5.1	Transporte desde la línea al equipo.....	19
2.5.2	Rotura y vaciado del saco.....	21
2.5.3	Recolección del material .....	27
2.5.4	Transporte desde el equipo al punto de recuperación .....	29
2.5.5	Bastidor de la estructura .....	31
CAPÍTULO 3.....		38
3.	Resultados y Análisis.....	38
3.1	Diseño de banda transportadora.....	38
3.2	Dimensionamiento del tornillo sin fin sin eje .....	41
3.3	Análisis por elementos finitos utilizando Autodesk Inventor Nastran 2021 .....	43
3.4	Dimensionamiento del árbol de transmisión para el tornillo sin eje .....	45
3.4.1	Torque para que el tornillo rote .....	45
3.4.2	Torque debido a la fricción del tornillo sin fin.....	46
3.4.3	Torque debido al material transportado.....	46
3.4.4	Torque de potencia entre la fricción y el material a transportar.....	46
3.4.5	Torque necesario para romper el saco .....	47
3.5	Torque necesario para que el tambor de filtrado rote .....	48
3.5.1	Selección de cadena .....	49
3.5.2	Selección del piñón para la cadena .....	50
3.6	Diseño del árbol de transmisión para el tornillo sin fin sin eje.....	51

3.6.1	Selección de rodamientos.....	56
3.7	Diseño del árbol para el piñón.....	57
3.8	Cálculo del tornillo transportador.....	57
3.9	Cálculo de la tolva .....	59
3.10	Bastidor de estructura.....	60
3.10.1	Cálculo de pandeo.....	60
3.10.2	Consideración de estructura sismorresistente .....	61
3.11	Cálculo de la soldadura .....	62
3.12	Selección de pemos.....	66
3.13	Análisis de costos .....	68
CAPÍTULO 4.....		70
4.	Discusión y Conclusiones.....	70
	Conclusiones.....	75
	Recomendaciones .....	76
BIBLIOGRAFÍA		
APÉNDICES		

## **ABREVIATURAS**

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM	American Society for Testing and Materials
AISI	American Iron and Steel Institute
SAE	Society of Automotive Engineers
AWS	American Welding Society
SMAW	Shield Metal Arc Welding
TIG	Tungsten Inert Gas
ASA	American Standards Association

## SIMBOLOGÍA

$d_c$	Distancia entre centros de tambores.
$r_{tp}$	Radio de tambores que cubre la cinta.
$g$	Aceleración de la gravedad.
$\mu_T$	Coeficiente de fricción para la marcha sobre la mesa.
$m$	Masa de la carga transportada.
$m_B$	Masa de la banda.
$\mu_R$	Coeficiente de fricción para marcha sobre rodillo.
$m_R$	Masa de todos los tambores, excepto el motriz.
$\alpha$	Ángulo de inclinación de la banda.
$C_1$	Factor de tambor motriz.
$b_o$	Ancho de la banda transportadora.
$C_2$	Factor de elongación de servicio máxima.
$\varepsilon_{max}$	Elongación de servicio máxima.
$k_{1\%}$	Elongación de tracción relajada del 1%.
$C_3$	Factor de tipo de tambor motriz.
$\beta$	Ángulo de contacto entre la banda y el tambor motriz.
$v$	Velocidad lineal.
$\eta$	Eficiencia de accionamiento
$n$	Factor de seguridad en carga estática
$S_y$	Esfuerzo de fluencia.
$M$	Momento en el punto analizado.
$T$	Torque en el punto analizado.
$S_e$	Resistencia corregida a la fatiga del material.
$K_f$	Factor de concentración de esfuerzos en fatiga para flexión.
$M_a$	Amplitud del momento alternante.
$K_{fs}$	Factor de concentración de esfuerzos en fatiga para cortante.
$T_a$	Amplitud del torque alternante en el árbol.
$S_{ut}$	Esfuerzo último del material.
$M_m$	Valor medio del momento alternante.
$T_m$	Valor medio del torque alternante.
$S'_e$	Primera aproximación de la resistencia a la fatiga.

$k_a$	Factor de corrección de condición superficial.
$k_b$	Factor de corrección de tamaño.
$k_c$	Factor de corrección de carga.
$k_d$	Factor de corrección de temperatura.
$k_e$	Factor de corrección de confiabilidad.
$k_f$	Factor de corrección de efectos varios.
$N$	Rpm del tornillo transportador.
$L$	Longitud del transportador.
$C$ :	Capacidad requerida.
$F_d$ :	Factor de diámetro.
$F_b$ :	Factor de potencia por rodamiento
$F_m$	Factor de material.
$F_f$	Factor de modificación de hélice.
$F_p$	Factor por paleta.
$F_p$	Factor de sobrecarga.
$e$	Eficiencia mecánica.
$E_p$	Energía potencial.
$E_c$	Energía cinética.
$h$	Altura.
$I$	Momento de inercia del cuerpo que rota.
$w$	Velocidad de rotación.
$t$	Tiempo.
$n_{\text{eslabones}}$	Número de eslabones.
$L_{\text{cadena}}$	Longitud de la cadena.
$p_{\text{cadena}}$	Paso de cadena.
$D$	Diámetro mínimo de descarga.
$\theta$	Ángulo de pared de tolva.
$CAS$	Esfuerzo crítico aplicado.
$\rho$	Densidad del material.
$P_v$	Presión en el fondo de la tolva.
$P_w$	Presión en la pared de la tolva.
$z$	Altura de la tolva.

$\mu$	Coefficiente de fricción.
$k$	Relación entre presiones horizontales y verticales.
$t$	Espesor mínimo.
$r$	Radio hidráulico.
$\sigma_f$	Esfuerzo admisible del acero.
$P_{cr}$	Carga crítica.
$P$	Carga admisible.
$n_d$	Factor de diseño.
$C$	Condición de extremos.
$E$	Módulo de Young.
$I$	Momento de inercia.
$L$	Longitud de la columna.
$\sigma_{cr}$	Esfuerzo crítico.
$P_{cr}$	Carga crítica.
$A$	Área.
$b$	Longitud de cara plana del perfil excluyendo los radios de las esquinas.
$t$	Espesor de las paredes del perfil.
$\lambda_{ps}$	Límite máximo para elemento a compresión.
$P_d$	Carga de diseño.
$L_d$	Vida nominal.
$b$	Distancia horizontal.
$d$	Distancia vertical entre los cordones.
$r_i$	Distancia desde el centroide de la unión al perno a analizar.

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2. 1. Primera alternativa de diseño de forma.....	13
Figura 2. 2. Segunda alternativa de diseño de forma.....	14
Figura 2. 3. Tercera alternativa de diseño de forma.....	16
Figura 2. 4. Diseño de forma seleccionado.....	18
Figura 2. 5. Vista lateral del diseño de forma .....	19
Figura 2. 6. Sistema de rotura y vaciado del saco.....	21
Figura 2. 7. Tolva del equipo.....	27
Figura 2. 8. Transportador del tornillo.....	29
Figura 2. 9. Estructura del equipo.....	31
Figura 3. 1. Medidas referenciales para la banda transportadora.....	38
Figura 3. 2. Banda transportadora seleccionada .....	40
Figura 3. 3. Valores de esfuerzo equivalente de Von Mises [(Autodesk, 2021)] .....	44
Figura 3. 4. Medidas seleccionadas para tornillo sin fin sin eje .....	45
Figura 3. 5. Tambor rotatorio.....	49
Figura 3. 6. Esquema del montaje del tambor seleccionado .....	50
Figura 3. 7. Estado de cargas en el árbol.....	51
Figura 3. 8. Geometría de banda y poleas.....	52
Figura 3. 9. Estado de cargas en el plano XY .....	53
Figura 3. 10. Estado de cargas en el plano XZ.....	53
Figura 3. 11. Estado de cargas en el plano ZY .....	54
Figura 3. 12. Árbol de transmisión para tornillo sin fin sin eje.....	56
Figura 3. 13. Árbol del piñón.....	57
Figura 3. 14. Tornillo transportador seleccionado.....	59
Figura 3. 15. Tolva diseñada.....	60
Figura 3. 16. Estructura del equipo seleccionada .....	62
Figura 3. 17. Apoyos del árbol para tornillo sin fin.....	62
Figura 3. 18. Elementos a analizar siendo los puntos A y B apoyos izquierdo y derecho respectivamente.....	63
Figura 3. 19. Ensamble del equipo.....	67

- Figura A. 1. Distancia máxima que podría recorrer el saco en su caída
- Figura A. 2. Dirección de la fuerza y la velocidad del saco
- Figura A. 3. Asignación de material AISI 304 para análisis (Autodesk, 2021)]
- Figura A. 4. Definición del tamaño de elemento (8mm) (Autodesk, 2021)]
- Figura A. 5. Asignación carga de 4800(N) al tornillo sin fin (Autodesk, 2021)]
- Figura A. 6. Asignación de restricción de la pieza (Autodesk, 2021)]
- Figura A. 7. Radios del tornillo sin fin sin eje
- Figura A. 8. Radios exteriores en los extremos del tambor
- Figura A. 9. Arreglo de banda y poleas
- Figura A. 10. Método gráfico para cálculo de tensión en polea
- Figura A. 11. Diagramas de cortante y momento flector en el plano XY
- Figura A. 12. Diagramas de cortante y momento flector en el plano XZ
- Figura A. 13. Sensibilidad a la muesca [Budynas, 2008]
- Figura A. 14. Sensibilidad a la muesca en cortante [Budynas, 2008]
- Figura A. 15. Factor de concentración en flexión [Budynas 2008]
- Figura A. 16. Factor de concentración en cortante [Budynas 2008]
- Figura A. 17. Distancias entre apoyos y cargas del árbol del piñón
- Figura A. 18. Modelado del árbol del piñón en el plano XY
- Figura A. 19. Modelado en el árbol del piñón en el plano ZY
- Figura A. 20. Factor de sobrecarga (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)]
- Figura A. 21. Factor de flujo [AMOROS ALBARO et al., 2001]
- Figura A. 22. Esfuerzo crítico aplicado
- Figura A. 23. Dimensiones en perfil rectangular a evaluar [Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda, 2015]
- Figura A. 24. Modelado de viga doblemente empotrada
- Figura A. 25. Diagramas de cortante y momento flector en la viga con cargas críticas
- Figura A. 26. Cargas resltantes soportadas por los pernos
- Figura A. 27. Deformación en la base del tornillo



## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2. 1. Matriz de ponderación para criterios de selección.....	17
Tabla 2. 2. Matriz de selección.....	18
Tabla 2. 3. Softwares utilizados en el análisis de los elementos diseñados.....	37
Tabla 3. 1. Costos de elementos seleccionados.....	68
Tabla 3. 2. Costos de procesos de fabricación y mano de obra.....	68
Tabla 3. 3. Resumen de costos totales.....	69
Tabla A. 1. Propiedades de la banda transportadora (Planet Ark, 2018)	
Tabla A. 2. Coeficientes de fricción en banda transportadora (forbo-siegling, 2014)	
Tabla A. 3. Peso de rodillos según su longitud (kg) [ULMA, 2019]	
Tabla A. 4. Factor C1 para tambor motriz (forbo-siegling, 2014)	
Tabla A. 5. Factor de comprobación C2 según tipo de banda (forbo-siegling, 2014)	
Tabla A. 6. Recomendaciones de diámetros y pasos en tornillos sin fin sin eje (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)	
Tabla A. 7. Medidas referenciales de hélice en tornillos sin eje (WAMGROUP, 2002)	
Tabla A. 8. Espesores para papel Kraft (Fulcanelli, 1984)	
Tabla A. 9. Dimensiones de cadena seleccionada [TransLink, 2020]	
Tabla A. 10. Piñón seleccionado [TransLink, 2020]	
Tabla A. 11. Modelo de ruedas	
Tabla A. 12. Bandas disponibles por el fabricante Gates	
Tabla A. 13. Parámetros en factor de condición superficial [Budynas, 2008]	
Tabla A. 14. Factor de confiabilidad en fatiga	
Tabla A. 15. Rodamientos disponibles para selección por el fabricante [Translink]	
Tabla A. 16. Soportes para árboles de transmisión	
Tabla A. 17. Características de materiales [Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012]	
Tabla A. 18. Porcentaje de capacidad de carga (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)	
Tabla A. 19. Factor potencia por diámetro (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)	
Tabla A. 20. Factor de potencia por rodamiento (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)	

- Tabla A. 21. Factor de modificación de hélice (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)
- Tabla A. 22. Factor por paletas (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)
- Tabla A. 23. Eficiencia mecánica típica (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)
- Tabla A. 24. Medidas de componentes recomendados (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)
- Tabla A. 25. Medidas de tornillo sin fin (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)
- Tabla A. 26. Medidas para canalón (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)
- Tabla A. 27. Medidas de rodamiento recomendados (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)
- Tabla A. 28. Medidas de componentes de entrada y descarga del tornillo (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)
- Tabla A. 29. Verificación torsional del tornillo [Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012]
- Tabla A. 30. Momento de inercia del tornillo [Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012]
- Tabla A. 31. Valores máximos de deflexión del tornillo (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012]
- Tabla A. 32. Características de materiales a granel [Ravenet Regales, 2004]
- Tabla A. 33. Valores de función de flujo de material (MFF) y función de factor de flujo (1/ff)
- Tabla A. 34. Constante de condición de extremos [Budynas, 2008]
- Tabla A. 35. Perfiles comerciales para tubería cuadrada [IPAC Duferco Group, 2020]

## ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Banda transportadora
PLANO 2	Sin fin sin eje
PLANO 3	Árbol de sin fin
PLANO 4	Árbol para piñón
PLANO 5	Placa delantera
PLANO 6	Placa delantera plegada
PLANO 7	Placa tornillo
PLANO 8	Tambor
PLANO 9	Canal de salida I
PLANO 10	Canal de salida II
PLANO 11	Canal de salida marco
PLANO 12	Tolva
PLANO 13	Tornillo transportador
PLANO 14	Canalón del transportador
PLANO 15	Campana de extracción
PLANO 16	Filtro del tornillo
PLANO 17	Estructura
PLANO 18	Placa lateral
PLANO 19	Canal de salida armado
PLANO 20	Cubierta de entrada
PLANO 21	Vista de poleas
PLANO 22	Vista del tambor
PLANO 23	Modelo planta

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

### 1.1 Descripción del problema

Una de las principales industrias a nivel nacional e internacional es el sector de la construcción, las empresas orientadas al sector de la construcción cumplen un papel indispensable en el desarrollo socioeconómico de nuestra comunidad al proporcionar puestos de trabajo en varias etapas de una obra.

Una empresa dedicada a la producción de morteros utilizados en la construcción, para su distribución utiliza sacos de papel, pero que en su producción presenta mermas causadas por factores como variaciones de peso o daño del saco, el saco defectuoso debe ser retirado de la línea de producción, y ser llevado al punto de descarga, esto se realiza por el personal de la línea, que además de la manipulación de la carga desde el suelo, en el punto de descarga debe cortar el saco de papel con ayuda de una cuchilla para proceder a vaciar el material y sacudir el saco en la respectiva tolva de recuperación, mientras que el saco vacío se coloca en el lugar asignado. Entre los problemas que afectan a la eficiencia de la labor encontramos la cantidad de tiempo que requiere realizar dicha actividad, además de que el personal está expuesto constantemente a posiciones incómodas durante la manipulación de carga.

Por lo anteriormente descrito, existen varios aspectos a considerar:

**Salud pública.** Es uno de los aspectos más importantes a considerar, ya que implica la inhalación de partículas de polvo provenientes del vaciado y sacudido del saco, lo que puede acarrear problemas respiratorios o en el contacto con la piel generar alergias.

**Seguridad y bienestar.** Es un aspecto importante para considerar, ya que una mala manipulación de las cargas podría tener como resultado a lesiones a corto o largo plazo, donde puede darse casos como resbalones, caída de la carga, entre otros.

**Aspectos globales:** No aplica, porque lo que se busca es que la solución se realice con recursos y normas locales.

**Aspectos Culturales:** No aplica, dado que el equipo se destina a una industria específica.

**Aspectos sociales.** En una primera instancia al resolver el problema con recursos locales, esto puede propiciar una nueva fuente de puestos de trabajo en la fabricación, además que una mejora en la eficiencia de la labor significa un ahorro de tiempo y dinero por parte de la industria, que puede llegar a repercutir en la economía de los trabajadores con una mejora en su salario, motivando el movimiento de la economía social.

**Aspectos ambientales.** Al realizar el proceso de desempolvado de manera manual se produce partículas de polvo suspendidas en el aire que implica un impacto negativo en el ambiente, la cual puede producir problemas respiratorios para los operarios encargados en el área de trabajo.

**Aspectos económicos.** Una solución de las disponibles en el mercado para este problema presenta precios elevados ya que deben acondicionar las instalaciones para que la línea de producción se acople a la máquina, además un equipo a medida sería de costo aún mayor.

## 1.2 Justificación del problema

Debido a la falta de sistemas mecánicos en nuestro país que realizan actividades específicas que requieren de gran esfuerzo para el operario, en la cual se manipula sacos de 25 y 40 kg, resulta de especial interés reducir al mínimo las actividades que acarreen problemas de salud al personal encargado de la línea de producción y a partir de ahí, implementar un sistema que aporte una mejora en la eficiencia de la actividad.

Se requiere un sistema que permita realizar tareas de manipulación de cargas de manera automática, que además cuente con sistema de desempolvado, acoplado al sistema central de la planta y transporte del material procesado a la tolva de recuperación, lo que implicaría una reducción de ausentismo laboral para los operarios que anteriormente se veían relacionados en esta etapa de la producción, causadas por problemas físicos y por problemas de respiración a causa del polvo

generado en el despolvado manual que el operario debe realizar en esa actividad específica.

### **1.3 Objetivos**

#### **1.3.1 Objetivo General**

Diseñar un sistema de rompesacos completo formado por sistema de alimentación de sacos, sistema de rompesacos, sistema de sacudido de sacos, tolva de descarga de material y acumulador de sacos vacíos, para reducir al mínimo actividades que acarreen problemas de salud y evitar el ausentismo laboral de los operarios.

#### **1.3.2 Objetivos Específicos**

- Describir las alternativas de solución.
- Conceptualizar el diseño de forma.
- Describir la metodología de la propuesta seleccionada.
- Diseñar el transporte de sacos por banda transportadora.
- Diseñar el sistema de rotura y vaciado del saco.
- Diseñar la tolva recolectora de material.
- Diseñar el transporte desde el equipo al punto de recuperación del material.
- Determinar el cálculo de esfuerzos y pandeo.
- Determinar el cálculo de la soldadura.
- Seleccionar los pernos en el sistema.
- Analizar los costos del equipo.

### **1.4 Marco teórico**

En un sistema rompe sacos que permita recuperar el material que contienen los sacos y que se realice de manera automática intervienen varios mecanismos y componentes que con sus funciones independientes dan lugar a un sistema completo de rompesacos, sacudido de saco, recuperación del material y acumulador de sacos. Los mecanismos principales que intervienen en el sistema se mencionan a continuación de forma teórica para su posterior análisis.

### 1.4.1 Banda transportadora

Dados los requerimientos del proyecto, se solicita que el saco a recuperar sea tomado desde la zona de expulsión y llevado al equipo para su procesamiento, para esto se hará uso de una cinta transportadora, la cual será diseñada a partir de las siguientes ecuaciones (forbo-siegling, 2014):

#### 1.4.1.1 Longitud desarrollada de la Banda

Si la banda se encuentra diseñada de forma que se encuentre cubriendo 2 tambores al inicio y al final del recorrido, mientras que entre ellos se colocan rodillos que aporten apoyo a la carga transportada durante su desplazamiento, y que ésta sea propulsada por uno de los tambores laterales, su longitud viene dada por la expresión:

$$L_d = 2 \left( d_c + (\pi r_{tp}) \right) \quad (1.1)$$

Donde:

$d_c$ : Distancia entre centros de tambores.

$r_{tp}$ : Radio de tambores que cubre la cinta.

#### 1.4.1.2 Fuerza tangencial en la banda horizontal

El movimiento de la banda viene dado por una resultante tangencial generada por la fricción entre el tambor que recibe el torque desde el motor y la banda, esta se obtiene a partir de la expresión:

$$F_U = g \left[ \mu_T \left( m + \frac{m_B}{2} \right) + \mu_R \left( m_R + \frac{m_B}{2} \right) \right] \quad (1.2)$$

Donde:

$g$  : Aceleración de la gravedad  $\left( \frac{m}{s^2} \right)$

$\mu_T$ : Coeficiente de fricción para la marcha sobre la mesa.

$m$  : Masa de la carga transportada  $(kg)$  .

$m_B$ : Masa de la banda  $(kg)$  .

$\mu_R$ : Coeficiente de fricción para marcha sobre rodillo.

$m_R$ : Masa de todos los tambores, excepto el motriz.

#### 1.4.1.3 Fuerza tangencial en la banda ascendente

En nuestro caso se ha decidido que la entrada al rompesacos se encuentra sobre el nivel de la cinta transportadora desde la zona de expulsión, por lo que es imperativo el uso de una cinta con inclinación, cuya fuerza tangencial se obtiene por la expresión:

$$F_U = g[\mu_R(m + m_B + m_R) + m \sin \alpha] \quad (1.3)$$

Donde:

$\alpha$  : Ángulo de inclinación de la banda (*grados*).

#### 1.4.1.4 Fuerza de tensión del lado tirante en la banda

Dependerá de la fuerza tangencial y del tipo de tambor motriz a utilizar, se calcula mediante la expresión:

$$F_1 = F_U C_1 \quad (1.4)$$

Donde:

$C_1$ : Factor de tambor motriz.

#### 1.4.1.5 Elongación de servicio máxima

Si se considera una elongación del 1%, para poder asegurar un desempeño idóneo se debe considerar el factor de elongación de servicio, que se comprueba con las expresiones:

$$\frac{F_1}{b_o} \leq C_2 \quad (1.5)$$

Donde:

$b_o$  : Ancho de la banda transportadora (*mm*).



$C_2$ : Factor de elongación de servicio máxima  $\left(\frac{N}{mm}\right)$ .

Hay que tener en cuenta que en las situaciones en las que la relación anteriormente mostrada no se cumpla, se debe seleccionar una banda cuyo factor de elongación al 1% sea mayor.

$$C_2 = \varepsilon_{max} k_{1\%} \quad (1.6)$$

Donde:

$\varepsilon_{max}$ : Elongación de servicio máxima (%).

$k_{1\%}$ : Elongación de tracción relajada del 1%  $\left(\frac{N}{mm}\right)$ .

Dependiendo del proveedor de la banda, los catálogos de sus productos presentan valores máximos de elongación de servicio.

#### 1.4.1.6 Diámetro del tambor motriz

Se debe considerar un diámetro mínimo para el tambor motriz, el cual se ve delimitado por factores como la fuerza tangencial y el ancho de la banda utilizada, para ello se utiliza la expresión:

$$d_A = \frac{180F_U C_3}{b_o \beta} \quad (1.7)$$

Donde:

$C_3$ : Factor de tipo de tambor motriz.

$\beta$ : Ángulo de contacto entre la banda y el tambor motriz (*grados*).

#### 1.4.1.7 Potencia mecánica requerida del tambor motriz

La potencia vendrá dada por la fuerza tangencial requerida y la velocidad lineal a la cual la carga será transportada mediante la expresión:

$$P_A = \frac{F_U v}{1000} \quad (1.8)$$

Donde:

$v$  : Velocidad de transporte de la carga  $\left(\frac{m}{s}\right)$ .

#### 1.4.1.8 Potencia mecánica del motor necesaria

Se considera la eficiencia de accionamiento y se la relaciona con la potencia requerida del tambor motriz, de forma que se obtiene un nuevo valor de potencia, el cual se utiliza en la selección del motor:

$$P_M = \frac{P_A}{\eta} \quad (1.9)$$

Donde:

$\eta$  : Eficiencia de accionamiento.

### 1.4.2 Árboles para transmisión de potencia

Se debe conocer las dimensiones necesarias en los árboles encargados de transmitir el movimiento de forma eficiente y segura, esto es que presenten el menor tamaño posible, por lo tanto, mínima masa posible, y que tengan la mayor resistencia los esfuerzos a los cuales se verá cometido durante la operación. Para poder dimensionar estos árboles utilizamos los siguientes conceptos(Budynas, 2008; Mott & Vavrek, 2018):

#### 1.4.2.1 Esfuerzos sobre árboles de transmisión

Se realiza un primer cálculo de un diámetro mínimo para el árbol a diseñar, lo cual se consigue con las siguientes ecuaciones basadas en la teoría de Energía de Distorsión:

#### 1.4.2.1.1 Diámetro mínimo del árbol en carga estática

$$d = \sqrt[3]{\frac{n}{S_y \pi} \sqrt{(32M)^2 + 3(16T)^2}} \quad (1.10)$$

Donde:

$n$  : Factor de seguridad en carga estática, asignado por el diseñador o estándares.

$S_y$ : Esfuerzo de fluencia ( $MPa$ ).

$M$  : Momento en el punto analizado ( $Nm$ ).

$T$ : Torque en el punto analizado ( $Nm$ ).

#### 1.4.2.1.2 Diámetro mínimo del árbol en carga dinámica

$$d = \sqrt[3]{\frac{16\eta}{\pi} \left( \frac{1}{S_e} \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} + \frac{1}{S_{ut}} \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} \right)} \quad (1.11)$$

Donde:

$\eta$  : Factor de seguridad en fatiga, asignado por el diseñador o estándares.

$S_e$ : Resistencia corregida a la fatiga del material ( $MPa$ ).

$K_f$ : Factor de concentración de esfuerzos en fatiga para flexión.

$M_a$ : Amplitud del momento alternante  $\left( \left| \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \right| \right)$  [ $Nm$ ].

$K_{fs}$ : Factor de concentración de esfuerzos en fatiga para cortante.

$T_a$ : Amplitud del torque alternante en el árbol  $\left( \left| \frac{T_{max} - T_{min}}{2} \right| \right)$  [ $Nm$ ].

$S_{ut}$ : Esfuerzo último del material ( $MPa$ ).

$M_m$ : Valor medio del momento alternante  $\left( \frac{M_{max} + M_{min}}{2} \right)$  [ $Nm$ ].

$T_m$ : Valor medio del torque alternante  $\left( \frac{T_{max} + T_{min}}{2} \right)$  [ $Nm$ ].

#### 1.4.2.1.3 Límite de resistencia a la fatiga

Es la aproximación a la resistencia de un material sometido a carga dinámica, que se aproxima con la expresión:

$$S_e = S'_e k_a k_b k_c k_d k_e k_f \quad (1.12)$$

Donde:

$S'_e$ : Primer aproximación de la resistencia a la fatiga, para valores de  $S_{ut} \leq 200$  [kpsi] o 1400 [MPa] se lo considera  $0.5S_{ut}$

$k_a$ : Factor de corrección de condición superficial.

$k_b$ : Factor de corrección de tamaño.

$k_c$ : Factor de corrección de carga.

$k_d$ : Factor de corrección de temperatura.

$k_e$ : Factor de corrección de confiabilidad.

$k_f$ : Factor de corrección de efectos varios.

#### 1.4.3 Uniones pernadas

Dado que el equipo será montado junto a la línea de producción, las uniones serán realizadas por pernos, dichas uniones serán dimensionadas a partir de las ecuaciones para el cálculo de resistencias estáticas y dinámicas para uniones pernadas (Budynas, 2008).

#### 1.4.4 Tornillo transportador

El transportador del tornillo sinfín es el mecanismo que permite el desplazamiento de un material específico por un conducto de un punto de origen a un punto de llegada. Este tipo de transportador especialmente se utilizan para transportar material que produce polvo perjudicial para la salud. (Miravete, 1996)

#### 1.4.3.1 Material a transportar por tornillo sinfín

Es importante identificar el tipo de material a transportar para seleccionar el tamaño y tipo de transportador adecuado para el mecanismo de transporte (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012).

#### 1.4.3.2 Determinar capacidad y velocidad

La velocidad del transportador se determina mediante la siguiente ecuación.

$$N = \frac{\text{Capacidad requerida} \left( \frac{ft^3}{hr} \right)}{\text{Capacidad a 1 rpm} \left( \frac{ft^3}{hr} \right) \text{ Tabla A.18}} \quad (1.13)$$

Donde:

$N$ : rpm del tornillo transportador.

#### 1.4.3.3 Cálculo de Potencia

La potencia para un tornillo transportador horizontal se determina mediante la potencia necesaria para superar la fricción y para transportar el material. Además, involucra un factor de sobrecarga y eficiencia de manejo.

##### 1.4.3.3.1 Fricción HP

$$HP_f = \frac{LN F_d F_b}{1000000} \quad (1.14)$$

##### 1.4.3.3.2 Material HP

$$HP_m = \frac{CLDF_m F_f F_p}{1000000} \quad (1.15)$$

#### 1.4.3.3.3 Potencia total HP

$$HP_{total} = \frac{(HP_f + HP_m)F_o}{e} \quad (1.16)$$

Donde:

$L$ : longitud del transportador ( $ft$ ).

$N$ : velocidad ( $rpm$ ).

$C$ : capacidad requerida ( $\frac{ft^3}{hr}$ ).

$D$ : Densidad del material transportado ( $\frac{lb}{ft^3}$ ). Tabla A. 17

$F_d$ : factor de diámetro. Tabla A. 19

$F_b$ : factor de potencia por rodamiento. Tabla A. 20

$F_m$ : factor de material. Tabla A. 17

$F_f$ : factor de modificación de hélice. Tabla A. 21

$F_p$ : factor por paleta. Tabla A. 22

$F_o$ : factor de sobrecarga. Figura A. 20

$e$ : eficiencia mecánica. Tabla A. 23

#### 1.4.5 Rodamientos

Los rodamientos son componentes mecánicos donde su principal objetivo es reducir la fricción entre diferentes componentes mecánicos que se encuentran en movimiento. (Budynas, 2008; Mott & Vavrek, 2018).

Para la selección de rodamientos hay que tener presente varios factores que intervienen en el proceso como espacio disponible, velocidad de funcionamiento y cargas presentes. En el catálogo de rodamientos SKF (SKF, 2015) se presentan los pasos a seguir para la selección del mismo.

# CAPÍTULO 2

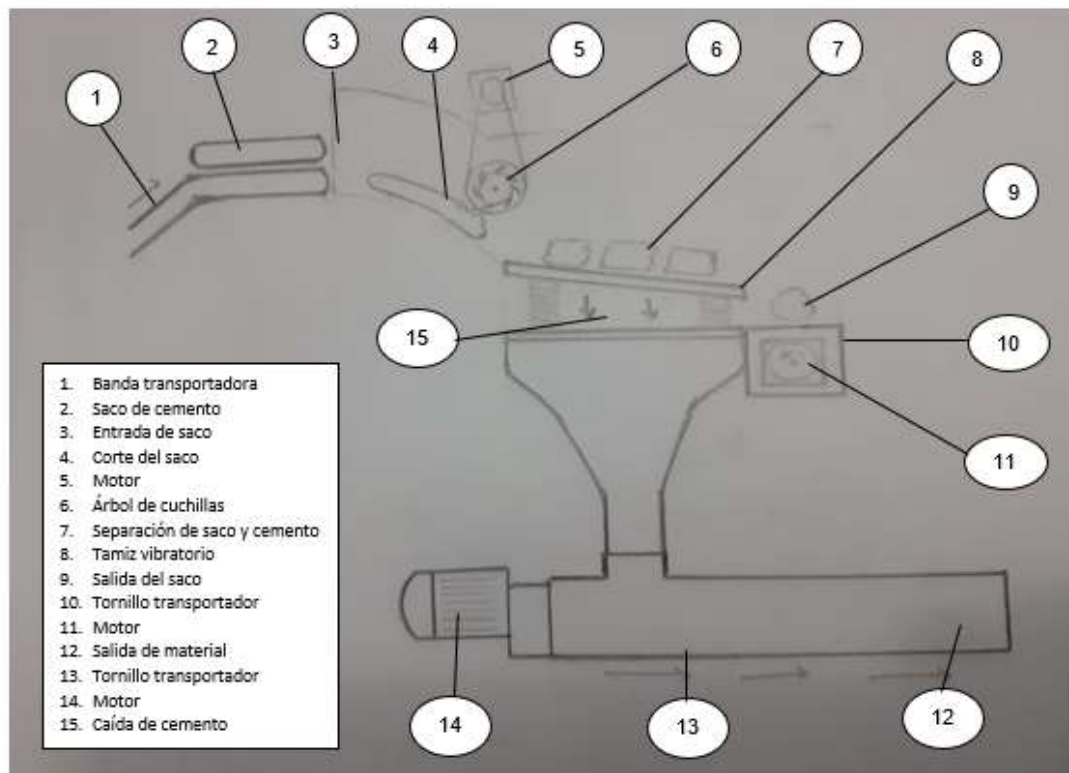
## 2. METODOLOGÍA

Para la resolución del problema identificado, esto es poder recuperar el material de sacos no aptos para la venta previniendo que operarios sean expuestos a los polvos del mortero, se llevó a cabo una matriz de decisión, la cual se trata de una tabla en la que se reúnen los criterios que se evalúan (dados por el cliente o decididos por el diseñador) y las distintas alternativas que se proponen. Para poder establecer el peso que recibirá cada criterio respecto a la solución, se lleva a cabo una matriz de relación entre los diferentes criterios, de forma que se identifica como se ven afectados entre ellos (Grech, 2013).

### 2.1 Alternativa 1

#### **Sistema rompe sacos con recuperación de material mediante un tamiz rectangular vibratorio**

El sistema rompe saco empieza con el corte del saco, que es ingresado mediante una banda transportadora con inclinación que lo traslada desde el punto de extracción del saco al final de la banda transportadora donde se encuentra un árbol de cuchillas permitiendo el corte del saco. Luego del corte, el material a recuperar y el saco caen a un tamiz rectangular vibratorio con una pequeña inclinación decreciente, que con su función vibratoria permite que el material a recuperar se desprenda por completo del saco y caiga a una tolva de recuperación. Así mismo con el tamiz vibratorio permite que el saco se transporte hasta el final del tamiz donde el saco cae a una tolva que contiene un tornillo sinfín la cual cumple la función de transportar el saco vacío y expulsarlo del sistema. El cemento que ingresa a la tolva después de ser extraído del saco cae a una nueva tolva que contiene un tornillo transportador que permite el transporte mecánico del cemento a la tolva principal de recuperación.



**Figura 2. 1. Primera alternativa de diseño de forma**

**Ventajas:**

- Al utilizarse una mesa vibratoria se requiere un espacio lo suficientemente grande para que el papel pueda ser separado del polvo y evacuado.
- Por su tamaño, el transporte no requeriria cuidados especiales, además de que sus elementos podrían ser fabricados en talleres comunes (mesa vibratoria).
- Al contrar con sus partes rotatorias de ejes paralelos se puede utilizar un solo motor para su accionamiento.
- Al utilizar un solo motor su precio y consumo electrico se ven reducidos.

**Desventajas:**

- Ruido y generación de vibraciones.
- El uso de la mesa vibratoria conlleva que el montaje sea en una base especialmente preparada para la absorción de las mismas.
- Si el angulo de inclinación no es el adecuado el papel podría no ser evacuado, lo que derivaría en atascos y/o perdida de producto.



## 2.2 Alternativa 2

### Sistema rompe sacos con alimentación de tornillo sinfín sin eje y tamiz rotativo

El sistema rompe saco empieza con el transporte del saco por medio de una banda transportadora que tiene la función de depositar el saco a un tornillo transportador sin eje con el objetivo de realizar un corte para que el material a recuperar se separe del saco. Luego del proceso anterior el saco con el material pasa a un tamiz de tambor rotativo con la finalidad de separar el cemento del saco, con el cual el material es depositado a una tolva de recuperación mientras que el saco continúa su traslado por el tambor rotativo hasta caer a una tolva que contiene un tornillo transportador para la expulsión del saco del sistema. El cemento que se almacena en la tolva luego de ser extraído del saco continúa su paso hasta una tolva que contiene un tornillo transportador con la finalidad de transportar mecánicamente el cemento a la tolva principal de recuperación.

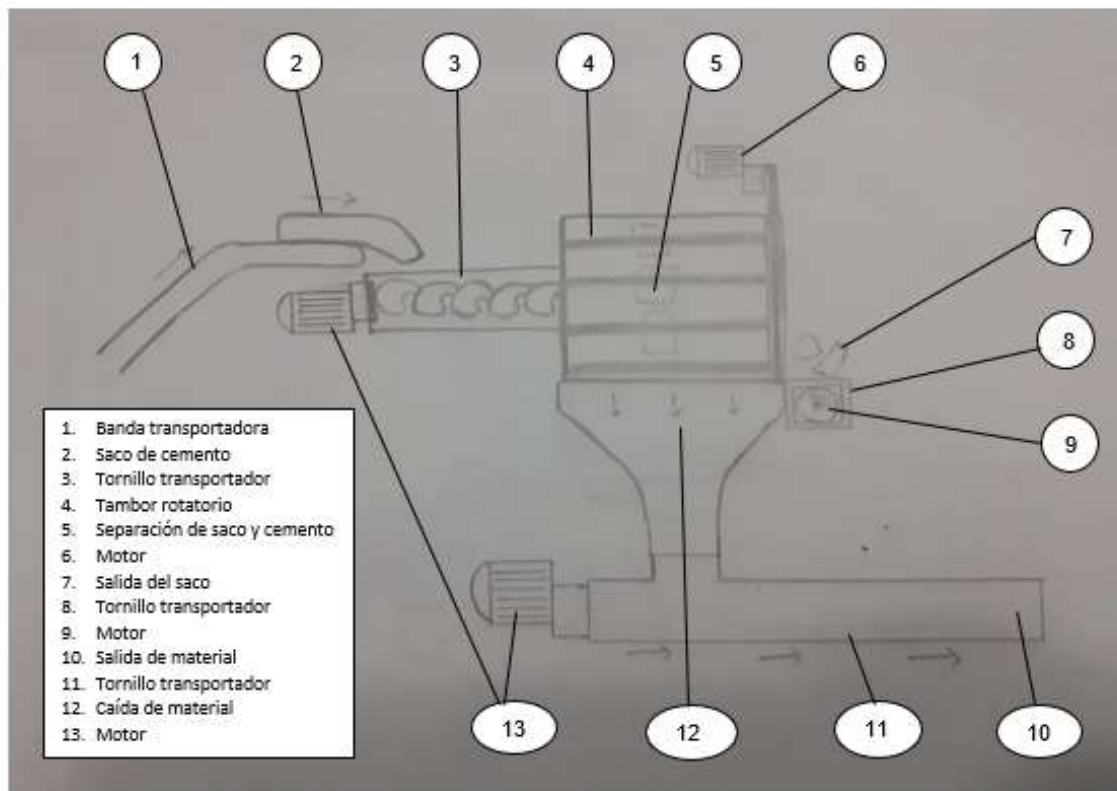


Figura 2. 2. Segunda alternativa de diseño de forma

**Ventajas:**

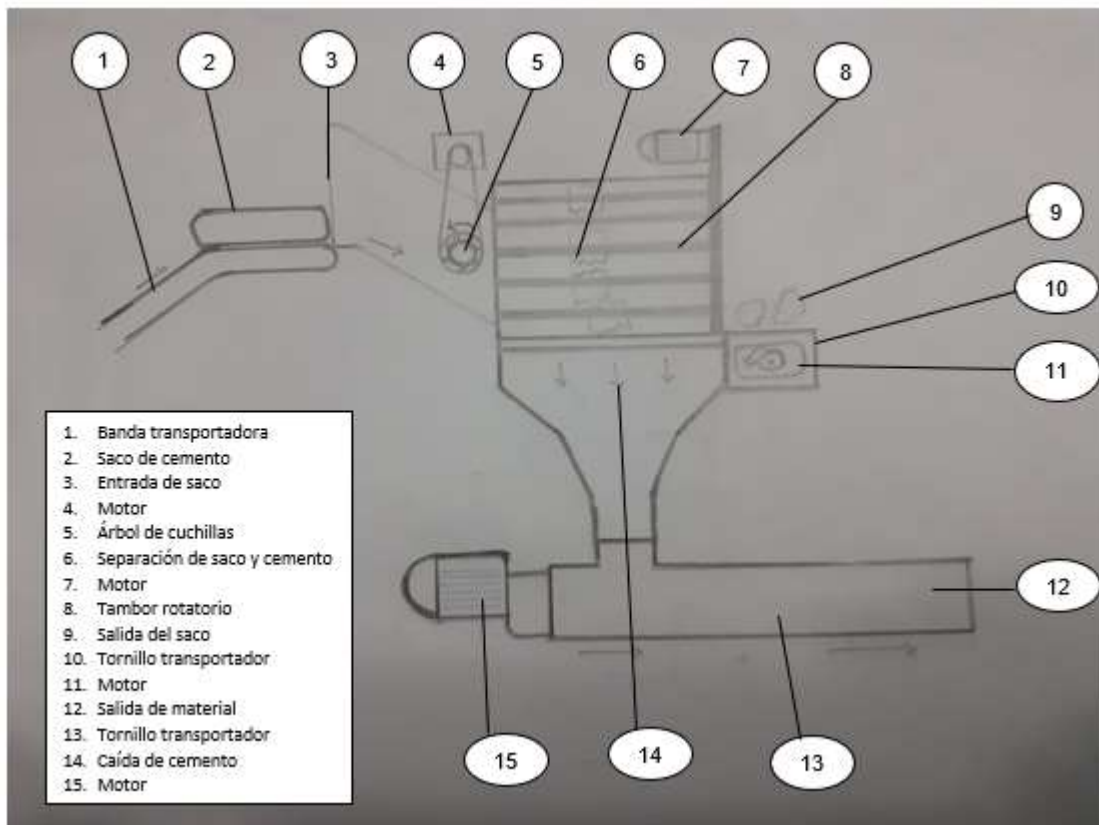
- Al utilizarse un tornillo sin fin sin eje interno se tiene en un mismo elemento rompimiento y transporte del saco al tambor de sacudido.
- Con la configuración adecuada, el equipo puede llegar a alimentarse con un solo motor.
- Al utilizar un solo motor su precio y consumo eléctrico se ven reducidos.

**Desventajas:**

- Ruido y generación de vibraciones.
- El ensamble, y por tanto el mantenimiento, se presenta como una tarea algo más compleja a causa de los diferentes elementos rotatorios a detener en cada parada de servicio.
- La zona de rompimiento debe presentar una estructura que permita la rotura del saco sin que este contamine al producto recuperado.

**2.3 Alternativa 3****Sistema rompe sacos con recuperación de material con tamiz de tambor rotativo**

El sistema rompe saco empieza con el transporte del saco mediante una banda transportadora inclinada, donde al final de la trayectoria de la banda el saco resbala por un conducto para ser cortado a través de unas cuchillas montadas en un árbol. Después del corte, el saco cae a un tamiz rotativo que se encuentra de manera horizontal, la función del tamiz rotativo es separar el material a recuperar del saco. De esta manera el material a recuperar es depositado a una tolva, mientras que el saco continúa hasta el final del tambor gracias a unas aletas que contiene el tambor rotativo, para luego caer a un conducto que contiene un tornillo sin fin y expulsar el saco fuera del sistema. Una vez que el material recuperado se encuentra en la tolva del sistema, este mediante transporte mecánico a través de un tornillo transportador procede a trasladarse a la tolva principal de recuperación.



**Figura 2. 3. Tercera alternativa de diseño de forma**

**Ventajas:**

- Al utilizarse un arbol de cuchillas, que opere independiente del los otros elementos rotatorios éstas serían facilmente reemplazables.
- Cada subsistema del equipo (cortadora, filtro, evuador) puede ser retirado independientemente del estado de los demás.
- El uso de un tambor rotatorio para separar el saco del polvo permite una mayor tasa de recuperacion del producto.
- Bajo nivel de ruido.

**Desventajas:**

- El uso de un motor para cada subsistema puede elevar costes.
- El uso de tornillo sin fin puede requerir importacion de material para su fabricación.
- El utilizar varios motores requerirá una estructura de mayor robustez.

## 2.4 Criterios de selección

Una vez se han establecido las tres posibles alternativas se debió seleccionar la que cumple los requerimientos de diseño establecidos por la empresa como son el tamaño, dado que el equipo sería instalado en un área con dimensiones muy limitadas ya que el personal se desplaza a lo largo de la línea de producción; ensamblaje, el equipo debe poder ser instalado sin afectar a la estructura de la planta ni modificar la línea de producción actual; Accesibilidad para mantenimiento, se debe considerar que durante su mantenimiento los operarios tengan fácil acceso a los diferentes componentes que se deben reemplazar en cada parada de servicio; transporte, los elementos del equipo deben poder ser trasladados desde el taller al punto de instalación con la menos cantidad de equipo de apoyo (brazos grúa, cabrestantes, carretillas, etc.); costo, debido a que uno de los requerimientos establecidos es que su fabricación se encuentre por debajo de los \$33000. Y para poder cuantificar lo importante de cada criterio de selección del diseño de forma se procede a relacionarlos y establecer cuál será la importancia de cada uno mediante la tabla:

Criterio	Tamaño	Ensamble	Accesibilidad para mantenimiento	Transporte	Costo	Total*4	Ponderación
Tamaño		0,5	0,5	1	0,5	10,00	0,26
Ensamblaje	0,5		1	0	0,5	8,00	0,21
Accesibilidad para mantenimiento	1	1		0	0	8,00	0,21
Transporte	1	0	0		0	4,00	0,11
Costo	0,5	1	0,5	0		8,00	0,21
Total						38,00	1,00

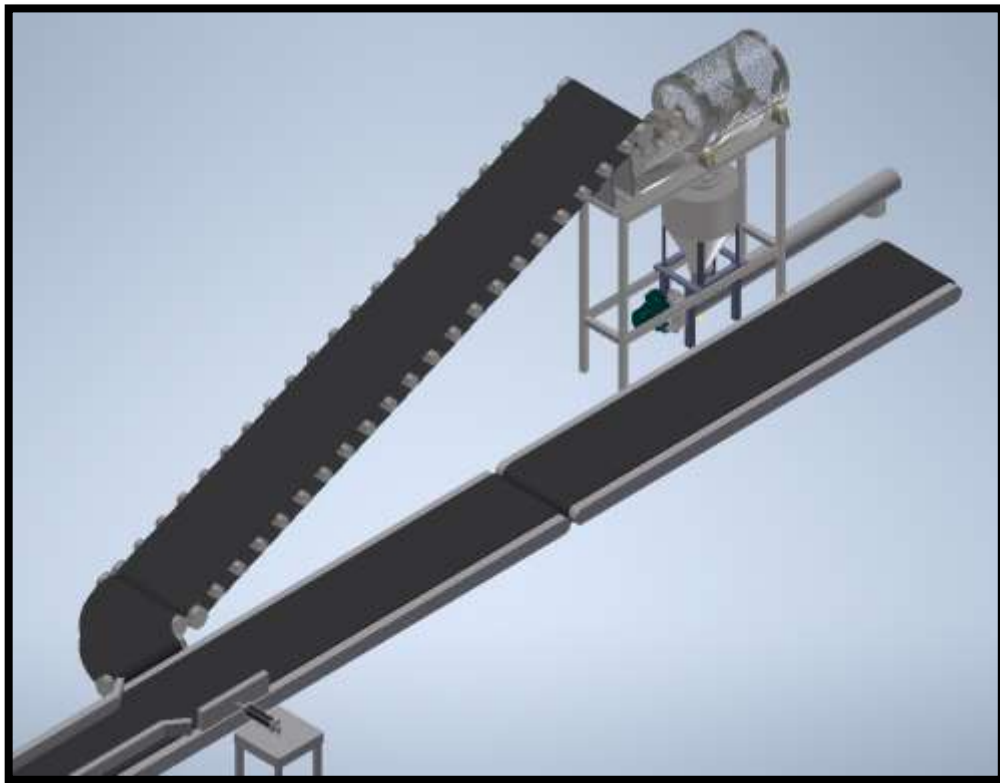
**Tabla 2. 1. Matriz de ponderación para criterios de selección**

Para poder decidir cuál será la mejor solución se dan valores de 1, 3 y 5 según el requerimiento sea cubierto de forma regular, buena o muy buena respectivamente:

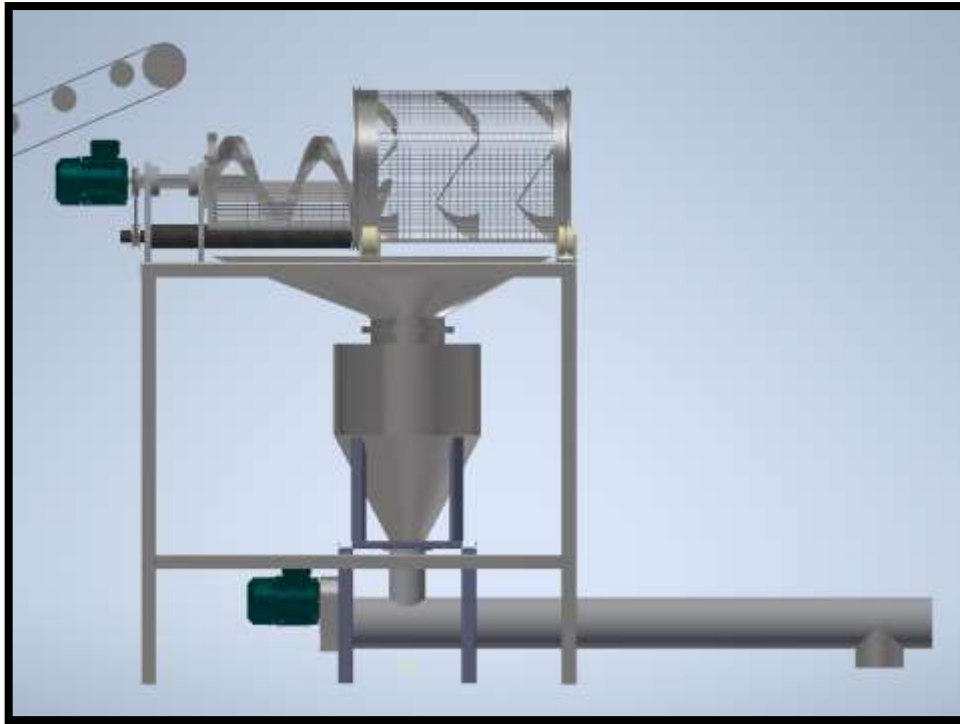
Alternativa	Tamaño	Ensamble	Accesibilidad para mantenimiento	Transporte	Costo	Total
Ponderación	0,26	0,21	0,21	0,11	0,21	1,00
1	1	3	5	5	5	3,53
2	5	5	3	3	3	3,95
3	3	1	1	1	1	1,53

**Tabla 2. 2. Matriz de selección**

De la matriz anteriormente mostrada se concluye que la mejor alternativa es el número dos, ya que presenta el diseño más equilibrado en cuando a sus dimensiones, así como al como llevará a cabo el proceso de rotura, sacudido, separación y acumulación de los sacos.



**Figura 2. 4. Diseño de forma seleccionado**



**Figura 2. 5. Vista lateral del diseño de forma**

## **2.5 Diseño detallado del sistema**

Para poder dimensionar los elementos que compondrán el equipo, se debe analizar cada subsistema, siendo éstos:

### **2.5.1 Transporte desde la línea al equipo**

- Teoría de bandas transportadoras

#### **2.5.1.1 Diseño de banda transportadora**

La banda transportadora que se decidió utilizar consta de 2 partes, una guiada con giro de  $90^\circ$  que será la encargada de tomar el saco desde la zona de expulsión, y una inclinada que será la que llevará el saco al equipo, para poder dimensionar los elementos principales de la banda transportadora se tienen los siguientes cálculos:

De la ecuación (1. 1) planteada en el capítulo 1, se estimó la longitud de la banda.

$$L_d = 2(d_c + (\pi r_{rp}))$$

De la ecuación (1. 3), se determinó la fuerza tangencial de la banda elevadora.

$$F_U = g[\mu_R(m + m_B + m_R) + m\text{sen}(\alpha)]$$

De la ecuación (1. 4), se determinó la fuerza de tracción máxima de la banda.

$$F_1 = F_U C_1$$

A partir de la ecuación (1. 5), se realizó la comprobación de la tensión en la banda.

$$\frac{F_1}{b_o} \leq C_2$$

A partir de la ecuación (1. 7), se realizó la comprobación del diámetro mínimo de tambor motriz.

$$d_A = \frac{180F_v C_3}{b_o \beta}$$

De acuerdo con la ecuación (1. 8), se determinó la potencia mecánica del tambor motriz.

$$P_A = \frac{F_v v}{1000}$$

De acuerdo con la ecuación (1. 9), se determinó la potencia mecánica del motor necesaria.

$$P_M = \frac{P_A}{n}$$

## 2.5.2 Rotura y vaciado del saco

- Cálculo de fuerza de impacto
- Selección de dimensiones para tornillos sin fin
- Cálculo de torques para potencias de motores
- Árboles de transmisión



Figura 2. 6. Sistema de rotura y vaciado del saco.

### 2.5.2.1 Dimensionamiento del tornillo sin fin sin eje

A partir de una guía de ingeniería para el diseño de tornillo sin fin (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012), se estableció las dimensiones del tornillo, como lo es el diámetro del tornillo, paso del tornillo. Para el espesor que se utilizó se basó en el catálogo proporcionado por el grupo empresarial WAM para tornillos sin fin sin eje construidos en acero inoxidable (ver Tabla A. 6).

Para su validación se llevó a cabo un análisis de esfuerzos y deformaciones por el método de elementos finitos utilizando el software Autodesk Inventor Nastran 2021. Para lo cual se determinó la fuerza de impacto basado en el principio de trabajo y energía.



Por conservación de la energía.

$$E_p = E_c \quad (2.1)$$

$$v = \sqrt{2gh} \quad (2.2)$$

Donde:

$E_p$ : Energía potencial.

$E_c$ : Energía cinética.

$v$ : Velocidad  $\left(\frac{m}{s}\right)$ .

$g$ : Aceleración de la gravedad  $\left(\frac{m}{s^2}\right)$ .

$h$ : Altura (m).

Por teorema de trabajo y energía

$$W = E_{c2} - E_{c1} \quad (2.3)$$

$$W = \vec{F} \cdot \vec{s} = Fs\cos(\alpha) \quad (2.4)$$

Una vez que se determinó las dimensiones del tornillo y la fuerza de impacto, se procedió a realizar un análisis estático, con el fin de obtener los esfuerzos generados y comprobar que se encuentre dentro del rango de valores que permitan un factor de seguridad adecuado.

### **2.5.2.2 Dimensionamiento del árbol de transmisión para el tornillo sin eje**

Primero se determinó el torque necesario para su rotación, que se compone de 4 partes.

Torque para que el tornillo rote

$$T = I \frac{dw}{dt} \quad (2.5)$$

Donde:

$I$ : Momento de inercia del cuerpo que rota (kg/ m<sup>2</sup>).

$w$ : Velocidad de rotación (rad/s).

$t$ : Tiempo (s).

Torque debido a la fricción del tornillo sin fin

$$HP_f = \frac{LNF_dF_b}{1000000} \quad (2.6)$$

Donde:

$L$ : Longitud total del tornillo ( $ft$ ).

$N$ : Velocidad de operación ( $rpm$ ).

$F_d$ : Factor de potencia por diámetro. Tabla A. 19

$F_b$ : Factor de potencia por rodamiento, se usará de bola. Tabla A. 20

Torque debido al material transportado

$$HP_m = \frac{CLDF_mF_fF_p}{1000000} \quad (2.7)$$

Donde:

$C$ : Capacidad requerida ( $\frac{ft^3}{h}$ ).

$D$ : Densidad del material transportado ( $\frac{lb}{ft^3}$ ).

$F_m$ : Factor por material. Tabla A. 32

$F_f$ : Factor de modificación de hélice. Tabla A. 21

$F_p$ : Factor por paletas. Tabla A. 22

Torque de potencia combinado entre la fricción y el material a transportar

$$HP_T = \frac{(HP_f + HP_m)F_o}{e} \quad (2.8)$$

Donde:

$F_o$ : Factor de sobrecarga. Figura A. 20

$e$ : Eficiencia mecánica. Tabla A. 23

Torque necesario para romper el saco

$$T_{saco} = \frac{F_{rot}P}{2\pi} \quad (2.9)$$

Donde  $F_{rot}$  corresponde al producto de la presión necesaria para poder romper una capa de material y el área de contacto entre la superficie del saco y el tornillo.

### 2.5.2.3 Torque necesario para que el tambor de filtrado rote

Primero se decidió el material con el que será fabricado el tambor. Luego mediante un análisis en Autodesk Inventor se determinó el torque necesario para su rotación de acuerdo con la segunda ley de Newton para movimiento rotacional.

$$T = I \frac{dw}{dt} \quad (2.10)$$

Donde:

$I$ : Momento de inercia del cuerpo que rota  $\left(\frac{kg}{m^2}\right)$ .

$w$ : Velocidad de rotación  $\left(\frac{rad}{s}\right)$ .

$t$ : Tiempo ( $t$ ).

Por lo tanto, para su rotación se decidió soldar una cadena de rodillo. Donde el cálculo para conocer el número de eslabones se determinó en primer lugar la longitud de la cadena.

$$L_{cadena} = 524\pi \quad (2.11)$$

$$n_{eslabones} = \frac{L_{cadena}}{p_{cadena}} \quad (2.12)$$

Donde:

$n_{eslabones}$ : número de eslabones.

$L_{cadena}$ : Longitud de la cadena.

$p_{cadena}$ : paso de cadena.

#### 2.5.2.4 Selección del piñón para la cadena

Se determinó la relación de transmisión mediante:

$$Z_{piñón} \omega_{piñón} = n_{cadena} \omega_{tambor} \quad (2.13)$$

Por lo que el torque que debe transmitir el piñón es:

$$T_{piñón} = \frac{T_{tambor}}{3.25} \quad (2.14)$$

#### Dimensionamiento del árbol de transmisión para el tornillo sin fin sin eje

Primero se modela el árbol a partir del estado de cargas al cual está sometido.

Para conocer la longitud de la banda a usar:

$$L_p = 2C + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad (2.15)$$

Donde:

$C$ : Distancia entre centros.

La relación de tensiones entre el lado tenso y lado flojo de la polea:

$$5F_2 = F_1 \quad (2.16)$$

Ecuación para diámetro de árboles ED-Goodman (Budynas, 2008):

$$d = \sqrt[3]{\frac{16\eta}{\pi} \left[ \frac{1}{S_e} \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} + \frac{1}{S_{ut}} \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} \right]} \quad (2.17)$$

Donde:

$\eta$ : Factor de seguridad en fatiga, asignado por el diseñador o estándares.

$S_e$ : Resistencia corregida a la fatiga del material (MPa).

$K_f$ : Factor de concentración de esfuerzos en fatiga para flexión.

$M_a$ : Amplitud del momento alternante  $\left( \left| \frac{M_{\text{máx}} - M_{\text{mín}}}{2} \right| [N - m] \right)$ .

$K_{fs}$ : Factor de concentración de esfuerzos en fatiga para cortante.

$T_a$ : Amplitud del torque alternante en el árbol  $\left( \left| \frac{T_{\text{máx}} - T_{\text{mín}}}{2} \right| [N - m] \right)$

$S_{ut}$ : Esfuerzo último del material (MPa).

$M_m$ : Valor medio del momento alternante  $\left( \frac{M_{\text{máx}} + M_{\text{mín}}}{2} [N - m] \right)$ .

$T_m$ : Valor medio del torque alternante  $\left( \frac{T_{\text{máx}} + T_{\text{mín}}}{2} [N - m] \right)$ .

$$S_e = S'_e k_a k_b k_c k_d k_e k_f \quad (2.18)$$

$S'_e$ : Primer aproximación de la resistencia a la fatiga, para valores de

$S_{ut} \leq 200 [kpsi]$  o  $1400 [MPa]$  se lo considera  $0.5S_{ut}$

$k_a$ : Factor de corrección de condición superficial.

$k_b$ : Factor de corrección de tamaño.

$k_c$ : Factor de corrección de carga.

$k_d$ : Factor de corrección de temperatura.

$k_e$ : Factor de corrección de confiabilidad.

$k_f$ : Factor de corrección de efectos varios.

Ecuación de Goodman por la teoría de energía de distorsión (Budynas, 2008):

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{32K_f(M_m + M_a)}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16K_{fs}(T_m + T_a)}{\pi d^3}\right)^2} \quad (2.19)$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'_{m\acute{a}x}} \quad (2.20)$$

### 2.5.3 Recolección del material

- Teoría de construcción de tolvas

#### 2.5.3.1 Diseño de tolva



**Figura 2. 7. Tolva del equipo**

Para el diseño de la tolva la cual tiene la función de recolectar el material extraído del saco se siguió pasos claves que se mencionan a continuación:

- Determinación de la resistencia y propiedades de flujo de los materiales por manipular. (Ravenet Regales, 2004)

- Determinación de la geometría de la tolva para asegurar una adecuada descarga. (AMOROS ALBARO et al., 2001)

$$D = \left(2 + \frac{\theta}{60}\right) \times \frac{CAS}{\rho g} \quad (2.21)$$

Donde:

$D$ : Diámetro mínimo de descarga.

$\theta$ : Ángulo de pared de tolva.

$CAS$ : Esfuerzo crítico aplicado.

$\rho$ : Densidad del material.

$g$ : Aceleración de la gravedad.

- Estimación de las cargas ejercidas sobre las paredes de la tolva. (Ravenet, 1975)

$$P_v = \frac{\rho g D}{4\mu K} \left(1 - \exp\left(-\frac{4z\mu K}{D}\right)\right) \quad (2.22)$$

$$P_w = KP_v \quad (2.23)$$

Donde:

$P_v$ : Presión en el fondo de la tolva.

$P_w$ : Presión en la pared de la tolva.

$\rho$ : Densidad del material.

$z$ : Altura de la tolva.

$D$ : Diámetro mayor de la tolva.

$\mu$ : Coeficiente de fricción.

$g$ : Aceleración de la gravedad.

$k$ : Relación entre presiones horizontales y verticales.

Se determinó el espesor mínimo de la plancha de acero para satisfacer las presiones requeridas:

$$t = \frac{P_w \times r}{\sigma_f} \quad (2.24)$$

Donde:

$t$ : Espesor mínimo.

$P_w$ : Presión en la pared de la tolva.

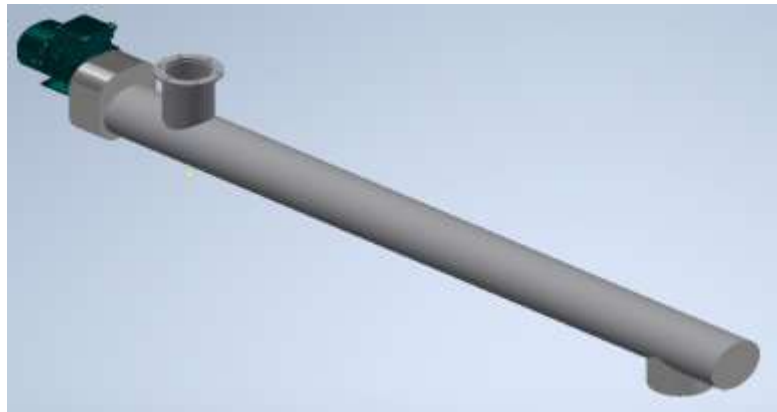
$r$ : Radio hidráulico.

$\sigma_f$ : Esfuerzo admisible del acero.

#### 2.5.4 Transporte desde el equipo al punto de recuperación

- Ecuaciones para tornillos sin fin

##### 2.5.4.1 Diseño de tornillo transportador



**Figura 2. 8. Transportador del tornillo**

El diseño del tornillo transportador empezó con la identificación del material a transportar de acuerdo con el catálogo del fabricante (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012). De tal manera que se determinó la capacidad y velocidad requerida recomendada por el fabricante para transportar el material seleccionado.



$$\text{Capacidad requerida} = \frac{\text{Flujo requerido}}{\text{Densidad}} \quad (2. 25)$$

De acuerdo con la ecuación (1. 13) planteada en el capítulo 1 se determinó la velocidad del transportador.

$$N = \frac{\text{Capacidad requerida}}{\text{capacidad por rpm, de tabla}}$$

Por lo tanto, de acuerdo con las recomendaciones del fabricante se determinaron los componentes del tornillo transportador. Ver Tabla A. 24, Tabla A. 25, Tabla A. 26, Tabla A. 27 y Tabla A. 28.

Luego se determinó la potencia necesaria para producir el torque requerido para que el tornillo funcione adecuadamente a partir de las ecuaciones (1. 14), (1. 15) y (1. 16), que corresponden a la potencia necesaria para superar la fricción y la potencia necesaria para transportar el material.

$$HP_f = \frac{LNF_d F_b}{1000000}$$

$$HP_m = \frac{CLDF_m F_f F_p}{1000000}$$

$$HP_T = \frac{(HP_f + HP_m)F_o}{e}$$

Con respecto a las recomendaciones del fabricante los transportadores de tornillo están limitados en longitud y tamaño por la cantidad de torque que puede transmitirse de manera segura a través de los componentes seleccionados, por lo que fue necesario verificar el torque generado a partir de la siguiente ecuación, comprobando el resultado límite recomendado por la Tabla A. 29.

$$Torque = \frac{63025 \times HP}{rpm} \text{ ins} - lbs \quad (2. 26)$$

## 2.5.5 Bastidor de la estructura

### 2.5.5.1 Pandeo de columnas



**Figura 2. 9. Estructura del equipo**

Para el cálculo de pandeo se tomó la guía de (Budynas, 2008) de acuerdo con el pandeo de columnas donde para calcular la carga crítica se utilizó la siguiente ecuación:

$$P_{cr} = n_d P \quad (2. 27)$$

Donde:

$P_{cr}$ : Carga crítica.

$P$ : Carga admisible.

$n_d$ : Factor de diseño.

Se utilizó la Norma DIN 4114 (Arze, 1953) para el factor de diseño, la cual es una norma de transición entre el criterio basado en columna ideal y

columna excéntrica, considerando que el material puede fallar debido a la teoría generalizada de Euler.

$$P_{cr} = \frac{C \pi^2 E I}{L^2} \quad (2. 28)$$

Donde:

$C$ : Condición de extremos. Tabla A. 34

$E$ : Módulo de Young

$I$ : Momento de inercia.

$L$ : Longitud de la columna.

Por último, con el momento de inercia determinado de acuerdo con la fórmula generalizada de Euler, se seleccionó el perfil adecuado para el desempeño óptimo de la estructura de acuerdo con el catálogo IPAC (*Tubería Estructural Cuadrada*, n.d.), comprobando si el esfuerzo crítico producido cumple con el límite de fluencia del acero.

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} \quad (2. 29)$$

Donde:

$\sigma_{cr}$ : Esfuerzo crítico.

$P_{cr}$ : Carga crítica.

$A$ : Área.

### 2.5.5.2 Consideración de estructura sismorresistente

Se consideró la resistencia a un movimiento telúrico basándose en la Norma Ecuatoriana de Construcción para Estructuras de Acero NEC-SE-AC, para lo cual el perfil debe cumplir con la especificación (Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda, 2015):

$$\frac{b}{t} \leq \lambda_{ps} \quad (2. 30)$$

Donde:

$b$ : longitud de cara plana del perfil excluyendo los radios de las esquinas.

$t$ : Espesor de las paredes del perfil.

$\lambda_{ps}$ : Límite máximo para elemento a compresión.

### 2.5.5.3 Selección de rodamientos

Primero se determinó el tipo de carga que soportará el rodamiento, luego se calculó la carga dinámica mínima por la siguiente expresión (Mott & Vavrek, 2018):

$$C = P_d \left( \frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (2.31)$$

Donde:

$P_d$ : Carga de diseño [N].

$L_d$ : Vida nominal (*rev*).

$k$ : Relación entre carga y vida, para rodamientos de bola  $k = 3$ .

La carga estática corresponde a la reacción o carga de diseño y se representa por  $C_0$ .

Algunos fabricantes proporcionan soportes con rodamientos integrados, en nuestro caso se consultó el catálogo del fabricante de elementos de transmisión Translink.

### 2.5.5.4 Cálculo de la Soldadura

Se identificó a que esfuerzo está sometida la soldadura, y a partir de ahí se determinó el momento de inercia por la geometría seleccionada.

$$I_u = \frac{d^2}{6} (3b + d) \quad (2.32)$$

Donde:

$b$ : Distancia horizontal.

$d$ : Distancia vertical entre los cordones.

Con una garganta del mismo espesor:

$$I = 0.707hl_u \quad (2.33)$$

El área del cordón es:

$$A = 1.414h(b + d) \quad (2.34)$$

Los cortantes primario y secundario son:

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad (2.35)$$

$$\tau'' = \frac{Mr}{I} \quad (2.36)$$

Esfuerzo principal:

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} \quad (2.37)$$

El factor de seguridad es:

$$n = \frac{0.6S_y}{\tau} \quad (2.38)$$

En cuanto a su resistencia a la fatiga se tendrá:

$$S_e = S'_e k_a k_b k_c k_d k_e k_f \quad (2.39)$$

Donde:

$$S'_e = 0.5S_{ut}$$

$$k_a = aS_{ut}^b$$

$$k_b = \left( \frac{0.808(bd)^{\frac{1}{2}}}{7.62} \right)^{-0.107}$$

$$k_c = k_d = k_f = 1$$

$$k_e = 0.897$$

La carga dinámica es:

$$\tau'_a = \left| \frac{V_{max} - V_{min}}{2A} \right| \quad (2.40)$$

$$\tau'_m = \frac{V_{max} + V_{min}}{2A} \quad (2.41)$$

$$\tau''_a = \left| \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \times \frac{r}{I} \right| \quad (2.42)$$

$$\tau''_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} \times \frac{r}{I} \quad (2.43)$$

$$\tau_a = \sqrt{\tau'^2_a + \tau''^2_a} \quad (2.44)$$

$$\tau_m = \sqrt{\tau'^2_m + \tau''^2_m} \quad (2.45)$$

Finalmente, el factor de seguridad por fatiga según el criterio de Goodman modificado es de:

$$\frac{1}{\eta} = \frac{\tau_a}{S_e} + \frac{\tau_m}{S_{ut}} \quad (2.46)$$

#### 2.5.5.5 Selección de pernos

Mediante la guía de (Budynas, 2008) se determinó el cálculo para pernos. Para cortante primario debido a cargas:

$$F' = \frac{V}{N} \quad (2.47)$$

Donde:

$V$ : Carga soportada [ $N$ ].

$N$ : Número de pernos a usar.

Para cortante secundario debido a torques o momentos:

$$F_i'' = \frac{Mr_i}{\sum_{i=1}^n r_i^2} \quad (2.48)$$

Donde:

$M$ : Momento o torque soportado por los pernos [ $Nm$ ].

$r_i$ : Distancia desde el centroide de la unión al perno a analizar [ $m$ ].

Se seleccionó el tipo de perno a utilizar, obteniendo las propiedades mecánicas del mismo.

Con un factor de diseño de 5.5 propuesto, el esfuerzo es:

$$\sigma_d = \frac{\sigma_b}{5.5} \quad (2.49)$$

El área mínima para los pernos es:

$$A_s = \frac{F}{\sigma_d} \quad (2.50)$$

Softwares utilizados en el análisis de los elementos diseñados	
Nombre	N.º de Licencia
Autodesk Inventor Professional 2021	901-51898592
Autodesk AutoCAD 2021	901-51898592
Autodesk Inventor Nastran 2021	901-51898592

**Tabla 2. 3.** Softwares utilizados en el análisis de los elementos diseñados.

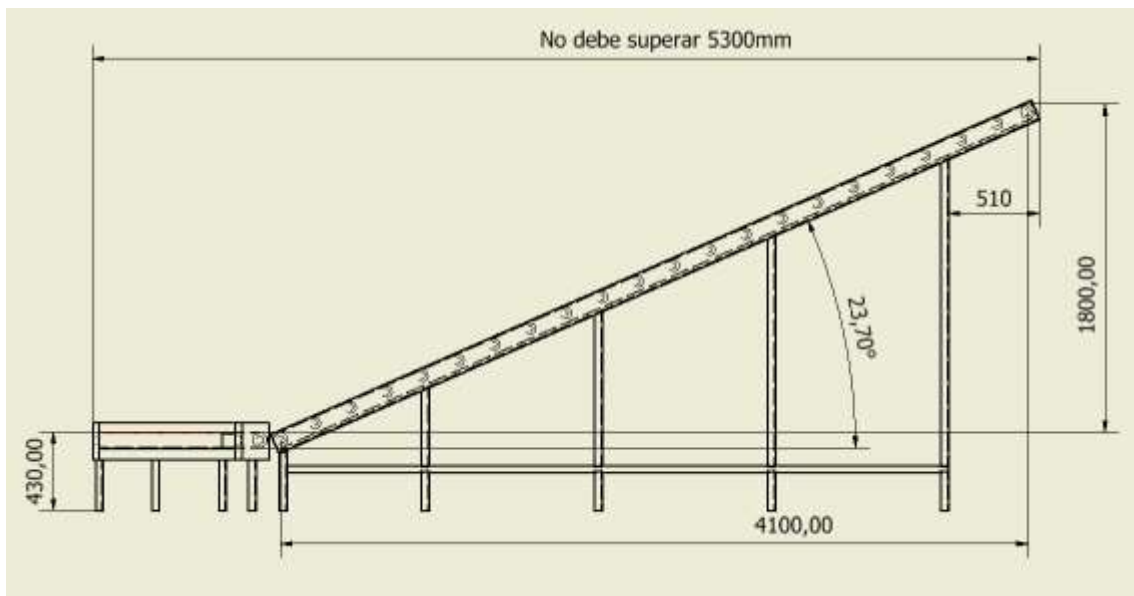


# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

### 3.1 Diseño de banda transportadora

Con respecto a las medidas que se muestran en la Figura 3. 1, se dimensionó los elementos principales de la banda transportadora.



**Figura 3. 1. Medidas referenciales para la banda transportadora**

De acuerdo con la ecuación (1. 1) la primera aproximación de longitud de banda considerando tambores en sus extremos de  $\varnothing 80\text{mm}$  es:

$$L_d = 2(4.778 + (0.04\pi)) = 9.207[m]$$

La banda seleccionada fue de ancho de 650 mm, por lo tanto, la masa de la banda es:

$$w_B = 4.5 \left[ \frac{kg}{m^2} \right]. \text{ Tabla A. 1}$$

$$m_B = A_B w_B = (9.207 \times 0.65)(4.5) = 26.93[kg]$$

De la ecuación (1. 3), la fuerza tangencial en la banda elevadora es:  
Siendo:

$$g = 9.81 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

$$\mu_R = 0.033. \text{ Tabla A. 2}$$

$$m = 4 \times 40 = 160 \text{ [kg]}$$

Como se requiere que el saco sea soportado al menos por 2 rodillos se utilizarán 20 rodillos  $\varnothing 63mm$  y masa  $m_R = 6.4[kg]$  (ULMA, 2019).

$$m_R = (20 \times 6.4) + 20 = 148[kg]$$

$$F_U = 9.81[0.033(160 + 26.93 + 148) + 160\text{Sen}(23.7)]$$

$$F_U = 739.32[N]$$

De la ecuación (1. 4), la fuerza de tracción máxima de la banda es:  
Dado que el tambor motriz es de acero liso:

$$C_1 = 1.5. \text{ Tabla A. 4}$$

$$F_1 = 739.32 \times 1.5 = 1109[N]$$

De la ecuación (1. 5), la comprobación de la tensión en la banda es:

Dado que la banda a utilizarse es construida en material sintético del tipo EP (poliéster/poliamida):

$$C_2 = 2 \left[ \frac{N}{mm} \right]. \text{ Tabla A. 5}$$

$$\frac{1109}{650} \leq 2$$

$$1.71 \leq 2$$

Cumple la condición de elongación de servicio máxima del 1%.

De la ecuación (1.7), el diámetro mínimo del tambor motriz es:

Dado que se utiliza acero liso  $C_3 = 25$ .

$$d_A = \frac{180 \times 1109 \times 25}{650 \times 180} = 42.65[mm]$$

Con lo cual el tambor seleccionado cumple con el diámetro mínimo.

De la ecuación (1.8), la potencia mecánica del tambor motriz es:

$$P_A = \frac{1109 \times 0.1}{1000} = 0.1109[kW]$$

Considerando una eficiencia de transmisión del 0.8, para reductores de una etapa (Derammelaere et al., 2014), la potencia real requerida de acuerdo con la ecuación (1.9) es de:

$$P_M = \frac{P_A}{0.8} = \frac{0.1109}{0.8} = 0.139[kW]$$

Por lo que la banda sería impulsada por un motor de  $0.18kW$  ( $0.25hp$ ).



**Figura 3. 2. Banda transportadora seleccionada**

### 3.2 Dimensionamiento del tornillo sin fin sin eje

El tornillo tiene la capacidad de procesar 2 toneladas por hora, para lo cual fue necesario determinar la densidad aproximada del polvo de mortero a partir de las medidas y la masa conocida del saco.

$$V_{saco} = 0.520 \times 0.450 \times 0.115 = 0.027[m^3]$$

$$\rho_{mortero} = \frac{40kg}{0.027m^3} = 1487 \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$$

Dado que la guía requería que se de los requerimientos en pies cúbicos por hora o CF/HR según la tabla, se tiene:

$$1487 \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \times \frac{1Ton}{1000kg} = 1.487 \left[ \frac{Ton}{m^3} \right]$$

Dado que se requieren 2 toneladas por hora:

$$\frac{2 \left[ \frac{Ton}{h} \right]}{1.487 \left[ \frac{Ton}{m^3} \right]} = 1.345 \left[ \frac{m^3}{h} \right]$$

Cambiando las unidades a unidades inglesas:

$$1.345 \left[ \frac{m^3}{h} \right] \times \frac{3.28^3 ft^3}{1m^3} = 47.46 \left[ \frac{ft^3}{h} \right]$$

A partir de los datos presentados en la Tabla A. 6 se tiene que el diámetro mínimo recomendado es de 6 pulgadas (152.4mm), sin embargo, dado que se necesita que el tornillo no solo transporte el material, sino que permite que el saco encaje en él sin que se produzcan atascamientos por la caída del saco, se decide que el diámetro del tornillo será de 12 pulgadas (304.8mm) en diámetro y

paso, lo que asegura que el saco caerá entre los espacios de la hélice, además dado que no se alcanza el máximo de flujo volumétrico, se puede elevar la velocidad de trabajo, por lo que se trabajará a 40rpm.

Dado el diámetro seleccionado de 12 pulgadas las medidas de referencia para la hélice a utilizar corresponden a un perfil de hélice con una altura de 2.5 pulgadas (63.50mm) y un espesor de  $\frac{3}{4}$  de pulgada (19.05mm) como se muestra en la Tabla A. 7.

La justificación de las medidas del tornillo se realizó mediante una simulación del momento crítico de esfuerzos del sin fin, esto es cuando el saco cae sobre el tornillo. Utilizando el módulo de análisis de tensiones Autodesk Inventor Nastran 2021 con licencia estudiantil Nro. 901-51898592, se llevó a cabo un análisis estático del impacto.

Para poder establecer un valor manejable se asume que la distancia máxima sería de 612mm, como se muestra en la Figura A. 1.

$$h_{max} = 0.612[m]$$

$$m_{saco} = 40[kg]$$

$$g = 9.81 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

De la ecuación (2. 2):

$$v = \sqrt{2gh} = \sqrt{2 \times 9.81 \times 0.612} = 3.47 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

De la ecuación (2. 3):

$$W = E_{c2} - E_{c1}$$

Considerando que la velocidad final es cero ya que el saco se detiene, y que el saco se deforma de manera tal que el tornillo penetra cinco centímetros a causa de la deformación del papel por el impacto:

$$W = 0 - \frac{1}{2}(40)(3.47^2) = -240.15[J]$$

El valor negativo se debe a que el saco se ve frenado por el impacto, por lo que de la ecuación (2. 4):

$$W = \vec{F} \cdot \vec{s} = Fs\cos(\alpha)$$

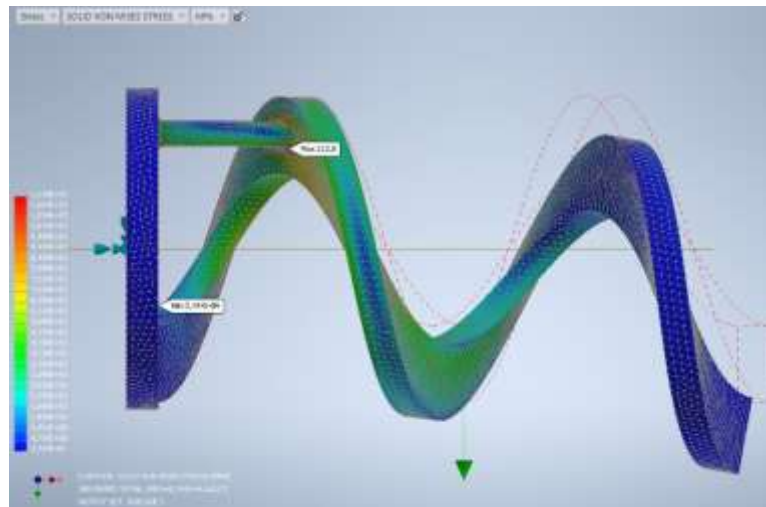
Teniendo  $s = 0.05[m]$  y  $\alpha = 0^\circ$  la fuerza (ilustración 10) que experimenta el tornillo es:

$$F = \frac{240.15}{0.05} = 4803[N]$$

### **3.3 Análisis por elementos finitos utilizando Autodesk Inventor Nastran 2021**

Se llevó a cabo el proceso de análisis por elementos finitos, donde el primer paso fue asignar el material que se utilizó en la simulación, y luego ingresar valores de dimensiones, cargas, entre otros requerimientos. En la sección de Apéndice A se encuentra a detalle el análisis de la simulación.

De la simulación se obtuvo el esfuerzo equivalente de Von Mises mostrado en la Figura 3. 3.



**Figura 3. 3. Valores de esfuerzo equivalente de Von Mises [(Autodesk, 2021)]**

$$\sigma' = 112.8[MPa]$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{215}{112.8} = 1.91$$

Con un factor de seguridad de 1.91 se satisface el requerimiento inicial de un factor de seguridad mínimo de 1.5.

Por lo tanto, las medidas seleccionadas para el tornillo sin fin sin eje son las mostradas en la Figura 3. 4.

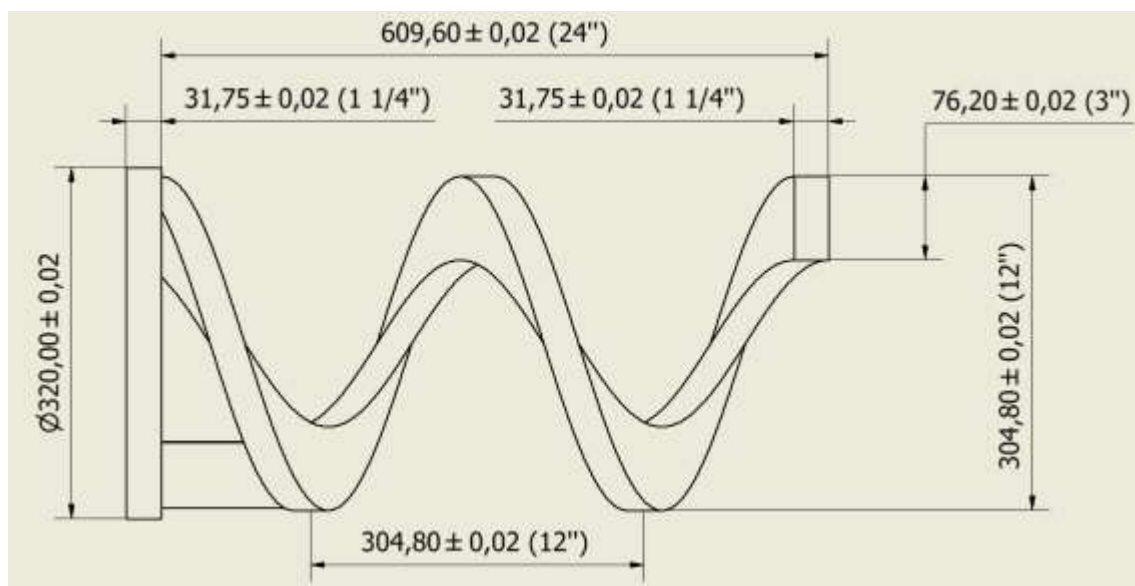


Figura 3. 4. Medidas seleccionadas para tornillo sin fin sin eje

### 3.4 Dimensionamiento del árbol de transmisión para el tornillo sin eje

#### 3.4.1 Torque para que el tornillo rote

Del programa Autodesk Inventor Professional 2021 con licencia estudiantil Nro.901-51898592, se asignó el material de construcción, en nuestro caso elegimos acero inoxidable AISI 304, obteniendo los valores para masa e inercia.

$$m_{sin\ eje} = 49[kg]$$

$$I_{sin\ eje} = 0.675[kg - m^2]$$

Se desea alcanzar la velocidad de trabajo de 40rpm y tiempo de inicio de 1 segundo y de la ecuación (2. 5) se tiene:

$$\omega = 40 \left[ \frac{rev}{min} \right] \times \frac{1min}{60s} \times \frac{2\pi rad}{1rev} = 4.19 \left[ \frac{rad}{s} \right]$$

$$T_{I,sf} = 0.675 \times \frac{4.19}{1} = 2.83[N - m]$$



### 3.4.2 Torque debido a la fricción del tornillo sin fin

De la ecuación (2.6) y teniendo:

$$L = 2[\text{pies}]$$

$$N = 40[\text{rpm}]$$

$$F_d = 55$$

$$F_b = 1$$

$$HP_f = \frac{2 \times 40 \times 55 \times 1}{1000000} = 0.0044[\text{hp}]$$

### 3.4.3 Torque debido al material transportado

De la ecuación (2.7) y teniendo:

$$C = 47.46 \left[ \frac{\text{pies}^3}{h} \right]$$

$$D = 1487 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] = 92.88 \left[ \frac{\text{lb}}{\text{pies}^3} \right]$$

$$F_m = 3$$

$$F_p = 1$$

$$HP_m = \frac{47.46 \times 2 \times 92.88 \times 3 \times 1}{1000000} = 0.027$$

### 3.4.4 Torque de potencia combinado entre la fricción y el material a transportar

De la ecuación (2.8) y teniendo:

$$F_o = -0.6115 \ln(HP_f + HP_m) + 2.024$$

$$F_o = -0.6115 \ln(0.0044 + 0.027) + 2.024 = 4.14$$

$$e = 0.94$$

$$HP_T = \frac{(0.0044 + 0.027) \times 4.14}{0.94} = 0.14[hp]$$

Para conocer el torque que soportará el árbol debido únicamente al trabajo del tornillo sin eje se tiene:

$$T_{f+m} = \frac{63025 \times 0.14}{40} = 220.6[lb - in]$$

$$220.6[lb - in] \times \frac{1[N - m]}{8.851[lb - in]} = 25[N - m]$$

### 3.4.5 Torque necesario para romper el saco

Conociendo que la fuerza  $F$  corresponde al producto de la presión o esfuerzo necesario para poder romper una capa de material y el área de contacto entre la superficie del saco y el tornillo, siendo el material del saco una triple capa papel-film-papel se tiene de la ecuación (2. 9) que:

$$F_{rot} = P_{pfp}A$$

$$\sigma_{papel} = 0.26[MPa] \text{ (Hari Goyal, MS, 2014)}$$

$$\sigma_{film} = \sigma_{polietileno} = 44.8[MPa] \text{ (Ashby, 2005)}$$

El área sometida a aplastamiento corresponde a los perfiles interior y exterior del tornillo sin fin, un análisis más detallado se encuentra en la sección de anexos.

$$A_{ext} = \pi Dt = 0.958t$$

$$A_{int} = \pi dt = 0.479t$$

La fuerza necesaria para romper cada capa del saco se tiene:

$$F_{papel} = 0.958(0.0001) \times 260 \times 10^3 = 24.9[N]$$

$$F_{film} = 0.958(0.00003) \times 48.8 \times 10^6 = 1402.5[N]$$

$$F_{saco} = 2(24.9) + 1402.5 = 1452.3[N]$$

$$T_{saco} = \frac{1452.3 \times 0.3058}{\pi} = 141.4[N - m]$$

$$T_{T,sf} = T_{I,sf} + T_{f+m} + T_{saco} = 25 + 2.83 + 141.4 = 169.23[N - m]$$

Por lo que la potencia necesaria es de:

$$P_{T,sf} = T_{T,sf} \omega = 169.23 \times \left(40 \times \frac{\pi}{30}\right) = 709[W]$$

Dando un margen de variación del  $\pm 10\%$  en el requerimiento de potencia para cuando se tenga o no un saco en el equipo:

$$P'_{T,sf} = 1.1 \times 709 = 780[W]$$

### 3.5 Torque necesario para que el tambor de filtrado rote

El tambor que se decidió utilizar será fabricado en plancha de acero inoxidable AISI304 de espesor 3mm.

De Autodesk Inventor 2021 se tiene:

$$m_{tambor} = 22.44[kg]$$

$$I_{tambor} = 1.40[kg - m^2]$$

Considerando que su velocidad de trabajo sea de 30rpm las cuales alcanza en 1 segundo, de la ecuación (2. 10) se tiene:

$$T_{tambor} = 1.40 \times \frac{\left(30 \times \frac{\pi}{30}\right)}{1} = 4.40[N - m]$$

### 3.5.1 Selección de cadena

Para poder dar la rotación al tambor se decidió soldar una cadena de rodillo ASA N°40SS con paso de 12.7mm (1/2pulg). Teniendo:

$$r_i = 250[mm]$$

$$e = 3[mm]$$

$$p_{cadena} = 12.70[mm]$$

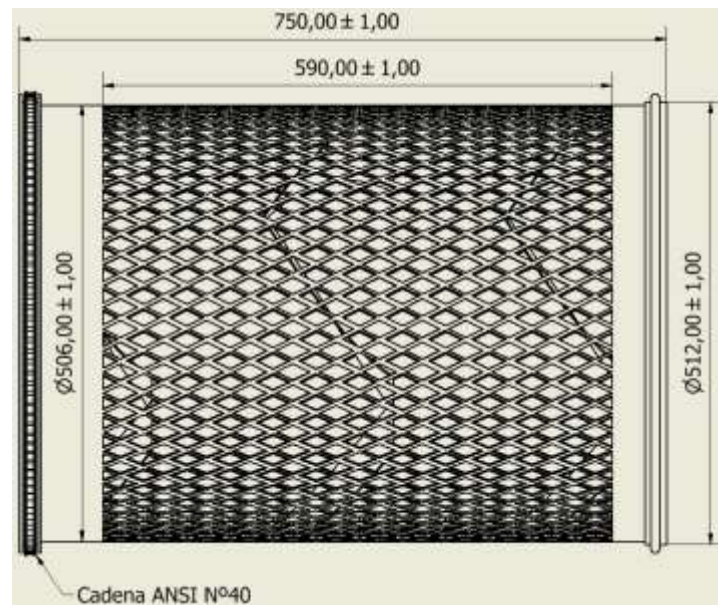
$$h_2 = 12[mm]$$

$$d_{cadena} = 512 + 12 = 524[mm]$$

De la ecuación (2. 11) y (2. 12) la longitud de la cadena y el número de eslabones es:

$$L_{cadena} = 524\pi = 1646.2[mm]$$

$$n_{eslabones} = \frac{L_{cadena}}{p_{cadena}} = \frac{1646.2}{12.7} = 129.6 \cong 130 \text{ eslabones}$$



**Figura 3. 5.** Tambor rotatorio.

La cadena que utilizaría sería de 130 eslabones.

### 3.5.2 Selección del piñón para la cadena

En el caso del piñón, se desea que la velocidad del tambor se encuentre en las  $30rpm$ , mientras que el piñón seleccionado es uno de 40 dientes con designación ASA N°41 tipo B con paso  $12.7mm$  ( $1/2pulg$ ), de la ecuación (2. 13) se obtiene una relación de transmisión:

$$Z_{piñón}\omega_{piñón} = n_{cadena}\omega_{tambor}$$

$$\omega_{piñón} = 30\left(\frac{130}{40}\right) = 97.5 \cong 100[rpm]$$

De la ecuación (2. 14) el torque que debe transmitir el piñón es:

$$T_{piñón} = \frac{T_{tambor}}{3.25} = \frac{4.40}{3.25} = 1.36[Nm]$$

Con los datos anteriores se establece que el piñón debe transmitir un torque de  $1.5[Nm]$  a una velocidad de  $100[rpm]$ .

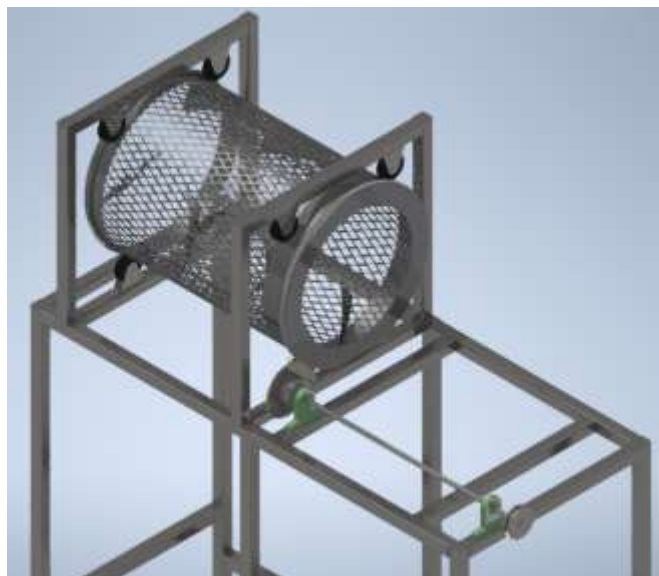


Figura 3. 6. Esquema del montaje del tambor seleccionado

### 3.6 Diseño del árbol de transmisión para el tornillo sin fin sin eje

Primero se modeló el árbol a partir del estado de cargas al cual está sometido. Un análisis más detallado se presenta en la sección de Apéndice A.

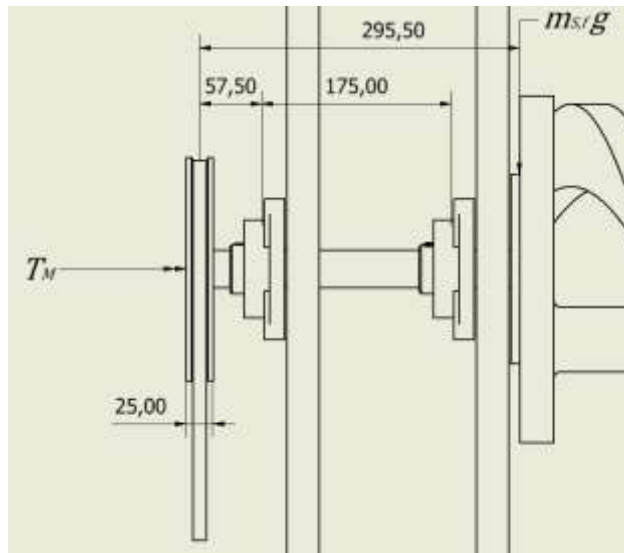


Figura 3. 7. Estado de cargas en el árbol

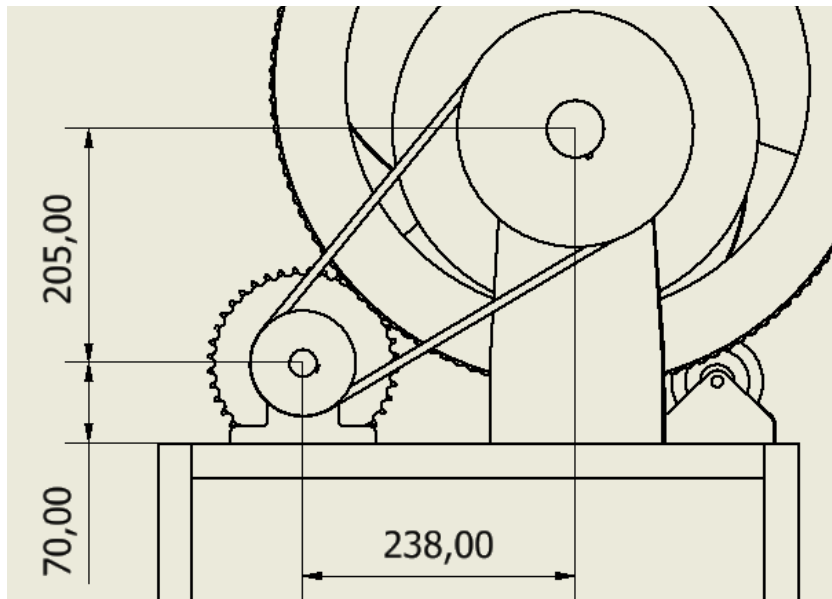
Conociendo que el torque entregado por el motor es de  $1.5hp$  o  $1.119kW$ , el torque del motor a  $40rpm$  es de:

$$T_M = \frac{1119}{40 \times \frac{2\pi}{60}} = 267.14[N - m]$$

Mientras que la carga debida al tornillo sin fin sin eje:

$$w_{S,f} = 49 \times 9.81 = 481[N]$$

En el caso de la tensión del árbol a la entrada del tambor se decide que la transmisión será por ejes paralelos que será alimentado por una banda perfil V sección AX:



**Figura 3. 8. Geometría de banda y poleas**

Las poleas deben tener una relación de diámetros de 2.5, dado que se requiere que se pase de las  $40rpm$ , a la salida del reductor, a  $100rpm$  en el árbol del piñón. Tomando como diámetro para la polea menor  $d = 76.2mm$  ( $3pulg$ ) y para la mayor  $D = 190.5mm$  ( $7.5pulg$ ).

De la ecuación (2. 15) la longitud de la banda es:

$$L_p = 1103.8[mm] = 43.5[pulg]$$

Dado que esa longitud es en base a la superficie de la polea, se le debe sumar un factor de corrección según el perfil de banda a utilizar, para el perfil AX se tiene que es de  $1.3pulg$  adicionales a la longitud calculada como corrección de circunferencia de contacto (Budynas, 2008):

$$L_{cor} = 43.5 + 1.3 = 44.8[pulg]$$

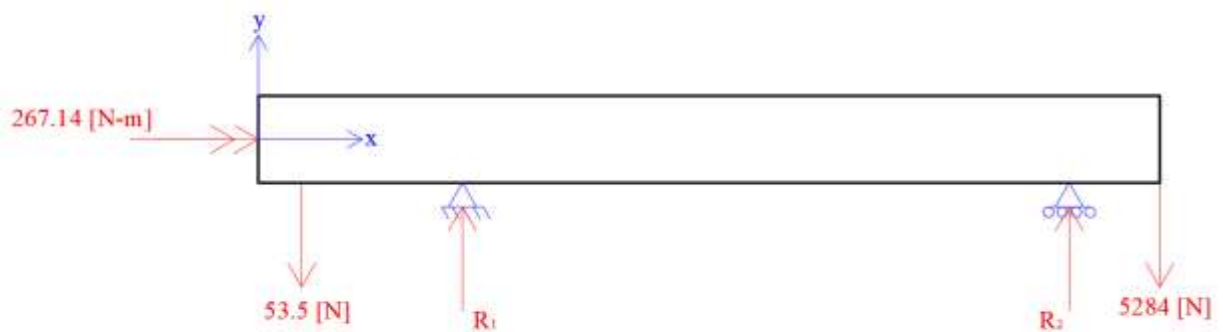
De lo que se decide seleccionar una banda AX43 con cubierta de caucho de la marca Gates, con un coeficiente de fricción  $f = 0.8$ .

De la relación de tensiones entre el lado tenso y el lado flojo se obtiene con la ecuación (2. 16):

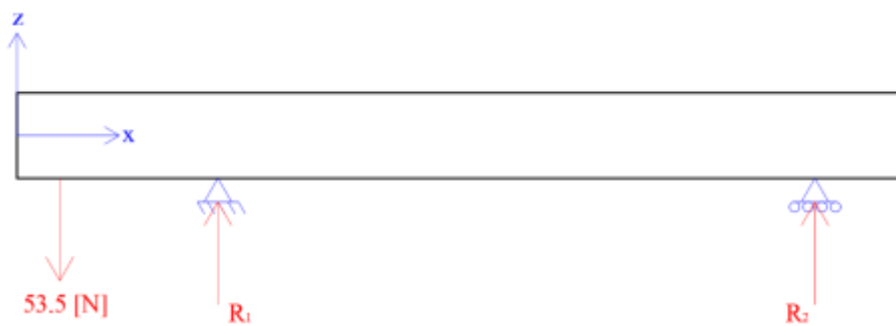
$$F_1 = 45[N]$$

$$F_2 = 9[N]$$

Analizando las cargas que intervienen en el árbol de transmisión se obtiene:

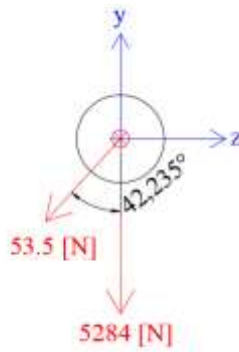


**Figura 3. 9. Estado de cargas en el plano XY**



**Figura 3. 10. Estado de cargas en el plano XZ**





**Figura 3. 11. Estado de cargas en el plano ZY**

Como resultante para reacciones, cortante y momento:

$$R_1 = \sqrt{1849.61^2 + 24.14^2} = 1849.76[N]$$

$$R_2 = \sqrt{7173.22^2 + 11.82^2} = 7173.23[N]$$

$$V = \sqrt{1889.22^2 + 11.82^2} = 5284.0[N]$$

$$M = 297[N - m]$$

El árbol se diseñó bajo un factor de seguridad para carga dinámica de  $\eta = 1.5$  y utilizando acero AISI 1045 con  $S_y = 235[MPa]$  y  $S_{ut} = 410[MPa]$  (SUMAIND - Ecuador, 2019). De la ecuación (2. 17) se obtiene el diámetro utilizando la ecuación de ED-Goodman (Budynas, 2008):

$$d = \sqrt[3]{\frac{16\eta}{\pi} \left( \frac{1}{S_e} \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} + \frac{1}{S_{ut}} \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} \right)}$$

$$d = 0.038[m] = 38.0[mm]$$

Con lo cual se decide que el árbol debe presentar como diámetro mínimo  $40mm$ , el cual permitirá el montaje de rodamientos con un diámetro para eje de dicha medida.

Recalculando en base a los rodamientos disponibles se tiene:

$$D = 44[mm] \quad d = 40[mm]$$

$$\frac{D}{d} = 1.1 \quad r_{muesca} = 0.5[mm]$$

$$K_t = 2.6 \quad K_{ts} = 1.8$$

$$q = 0.63 \quad q_{cortante} = 0.77$$

$$K_f = 2.00 \quad K_{fs} = 1.62$$

Recalculando el factor de seguridad en fatiga:

$$\eta = 1.69$$

El valor obtenido cumple con el requerimiento inicial establecido de un factor de seguridad de 1.5.

Por la teoría de energía de distorsión que evalúa la resistencia a carga estática se determinó el factor de seguridad a partir de la ecuación (2. 19) y (2. 20). (Budynas, 2008):

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = 111.8[MPa]$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'_{m\acute{a}x}}$$

$$n = \frac{313.92}{111.8} = 2.81$$

Por lo tanto, el árbol cumple satisfactoriamente con los requerimientos para carga estática y dinámica.



**Figura 3. 12. Árbol de transmisión para tornillo sin fin sin eje**

### **3.6.1 Selección de rodamientos**

Conociendo que la carga soportada por los apoyos en el caso del árbol de transmisión será radial, para su selección se tienen los siguientes datos:

Carga radial máxima:  $7173.22[N]$

Vida esperada:  $30000[h]$

Diámetro del árbol:  $40mm$

Factor de rotación  $V$ : 1

Con una relación entre carga y vida, para rodamientos de bola  $k = 3$ , la vida nominal y de la ecuación (2. 31) la carga dinámica mínima es:

$$L_d = 40rpm \times 60 \times 30000 = 72 \times 10^6$$

$$C = 7173.22 \left( \frac{72 \times 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 29.842[kN]$$

La carga estática corresponde a la de la reacción o carga de diseño, por lo que la carga estática corresponde a:

$$C_0 = 7173.22[N]$$

Por lo tanto, se seleccionó el rodamiento UCX 208 dado que es el más ligero de los rodamientos disponibles. Mientras que para los apoyos se decide utilizar uno del tipo cuadrado, siendo éste el UCFX 208 (ver Tabla A. 15).

### 3.7 Diseño del árbol para el piñón

Se lleva a cabo el mismo procedimiento para el árbol del sin fin sin eje.

$$d = 0.0095[m] = 9.50[mm]$$

Se decide que el diámetro mínimo del árbol será de 12mm, para facilitar la selección del rodamiento.



**Figura 3. 13. Árbol del piñón**

### 3.8 Cálculo del tornillo transportador

De la ecuación (1. 13), la velocidad del tornillo es:

$$N = 22 \text{ rpm}$$

La velocidad que requiere el tornillo transportador es de 22 rpm, la cual está dentro de los límites de los rpm máximos recomendados por la guía del fabricante

(Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012). Un análisis más detallado se presenta en la sección de Apéndice A.

A partir de un tornillo con longitud de 1.5 metros de longitud, la potencia necesaria para superar la fricción (ecuación (1. 14) y la potencia para transportar el material (ecuación (1. 15).

$$HP_f = 0.008712$$

$$HP_m = 0.0992$$

La potencia que requiere el tornillo transportador a partir de la ecuación (1. 16) es:

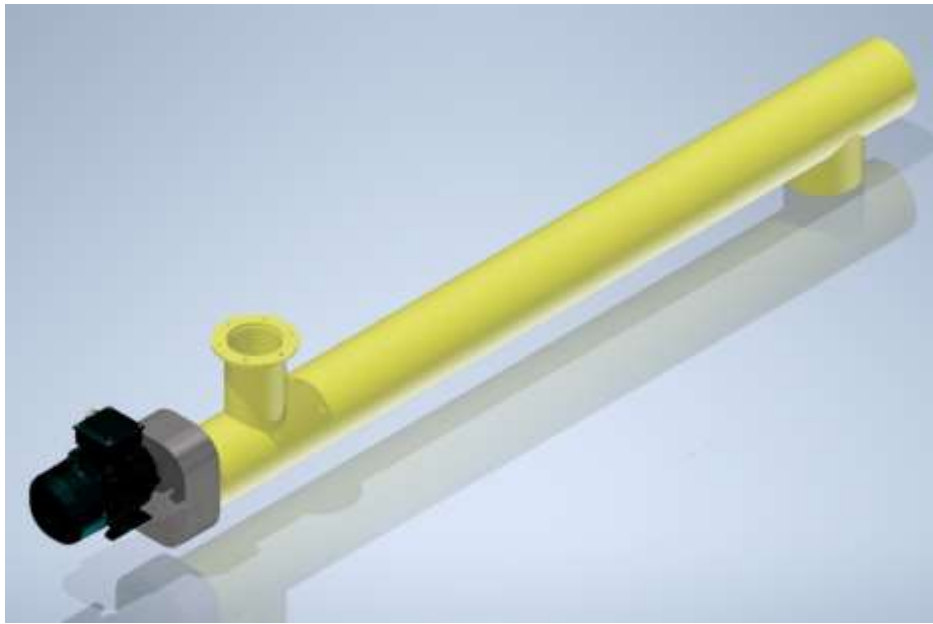
$$HP_T = 0.23[hp]$$

De la ecuación (2. 26) el torque que puede transmitirse de manera segura con los componentes seleccionados es:

$$Torque = 716 \text{ ins} - lbs$$

Donde se comprobó que el torque determinado está dentro de los límites recomendados por el fabricante (ver Tabla A. 29) (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012).

Por lo tanto, se seleccionó un tornillo transportador de 6 pulgadas de diámetro con eje interno de 2 pulgadas de diámetro y espesor de hélice de 4 mm (ver Tabla A. 24 y Tabla A. 25). Los componentes adicionales se seleccionaron a partir de las siguientes de las tablas: Tabla A. 26, Tabla A. 27 y Tabla A. 28.



**Figura 3. 14. Tornillo transportador seleccionado**

### **3.9 Cálculo de la tolva**

Como se requiere una tolva cónica de descarga, se determinó el diámetro mínimo de descarga (AMOROS ALBARO et al., 2001) de la ecuación (2. 21). Un análisis más detallado se presenta en la sección de Apéndice A.

$$D = 153 \text{ mm}$$

Por lo tanto, como se obtuvo un diámetro menor que el diámetro de entrada del tornillo transportador queda comprobado un desempeño óptimo en la descarga del material.

El espesor mínimo de la plancha de acero a utilizar en la fabricación de la tolva se determinó a partir del cálculo de esfuerzos (Ravenet, 1975).

De la ecuación (2. 22):

$$Pv = 1331 \text{ Pa}$$

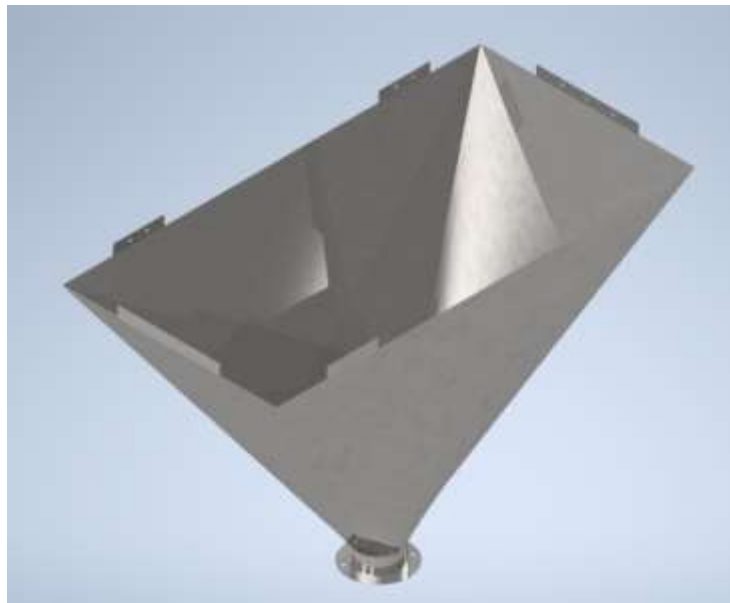
De la ecuación (2. 23):

$$P_w = 918.33 \text{ Pa}$$

De la ecuación (2. 24) el espesor mínimo es:

$$t = 0.3 \text{ mm}$$

Por lo tanto, para la aplicación que se requiere utilizar la tolva no presenta presiones elevadas, por tal motivo se selecciona una plancha de acero de 2 mm de espesor de acuerdo con el catálogo de DIPAC (DIPAC, 2010).



**Figura 3. 15. Tolva diseñada**

### **3.10 Bastidor de estructura**

#### **3.10.1 Cálculo de pandeo**

Para el cálculo de pandeo de columna se consideró una carga de 1291.67 N, utilizando un factor de seguridad de 2.5 de acuerdo con la Norma DIN 4114, por lo tanto, de la ecuación (2. 27):

$$P_{cr} = 2.5 \times 129.67 = 3229.17 \text{ N}$$

De la ecuación (2. 28) el momento de inercia es:

$$I = 1.2826 \text{ cm}^4$$

Por lo tanto, del catálogo IPAC de tubería estructural ASTM A500 grado A cuadrada con  $S_y = 270[\text{MPa}]$  (ASTM International, 2015) seleccionó un perfil  $40 \times 40 \times 3 \text{ mm}$  con Momento de inercia de  $2.71 \text{ cm}^4$ , para lo cual se recalculó para la verificar si el perfil seleccionado es óptimo para su desempeño, de acuerdo con la ecuación (2. 29).

$$P_{cr} = 23.566 \text{ [kN]}$$

$$\sigma_{cr} < S_y$$

$$55.98[\text{MPa}] < 270[\text{MPa}]$$

Por lo tanto, el esfuerzo crítico soportado por el perfil resultó menor que el esfuerzo de fluencia del material, de tal manera que la estructura cumplirá su desempeño con la carga predispuesta. Un análisis más detallado se presenta en la sección de Apéndice A.

### 3.10.2 Consideración de estructura sismorresistente

De la ecuación (2. 30) se tiene:

$$\frac{b}{t} \leq \lambda_{ps}$$

$$\lambda_{ps} = 0.55 \sqrt{\frac{200 \times 10^9}{270 \times 10^6}} = 14.97$$

$$9.33 \leq 14.97$$



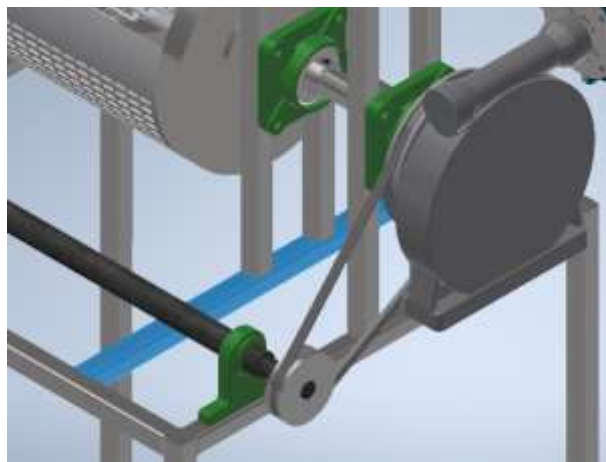
Por lo tanto, se comprobó que el perfil seleccionado es el correcto, dado que cumple con la normativa. Un análisis más detallado se presenta en la sección de Apéndice A.



**Figura 3. 16. Estructura del equipo seleccionada**

### **3.11 Cálculo de la soldadura**

Se decidió que la soldadura crítica está ubicada en el apoyo del árbol para el tornillo sin fin sin eje, ya que será el punto que soportará la carga de los elementos más el impacto del saco.

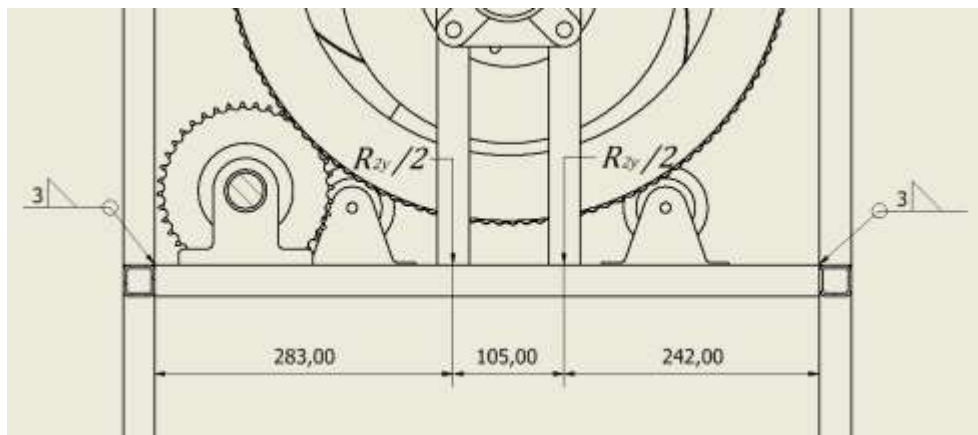


**Figura 3. 17. Apoyos del árbol para tornillo sin fin**

Para el caso mostrado, una vez que se realizó el análisis de las reacciones en el árbol de transmisión se descubrió que el elemento de color azul en la imagen es el sometido a mayor carga, de forma que para conocer cuáles son los efectos de las cargas en los cordones soldados y conocer los valores de cortante y momento máximo se modela el elemento como una viga doblemente empotrada y se obtiene:

$$V_B = 3927.12[N] \uparrow \quad M_B = 581.57[N - m] \curvearrowright$$

De lo que se deduce que el lado que experimenta mayor carga es el lado derecho con los valores:



**Figura 3. 18. Elementos por analizar siendo los puntos A y B apoyos izquierdo y derecho respectivamente**

$$V_{max} = 3927.12[N]$$

$$M_{max} = 581.57[N - m]$$

Por la geometría seleccionada, que se trata de un tubo cuadrado de  $40 \times 40 \times 3 \text{ mm}$ , de la ecuación (2. 32) se tiene un segundo momento de inercia de:

Donde:

$b$ : 0.04

$d$ : 0.04

$$I_u = \frac{0.04^2}{6} (3(0.04) + 0.04) = 4.27 \times 10^{-5} [m^3]$$

De la ecuación (2. 33), con una garganta del mismo espesor que el perfil, es decir, 3mm:

$$I = 0.707hI_u = 9.05 \times 10^{-8} [m^4]$$

De la ecuación (2. 34) el área del cordón es:

$$A = 1.414(0.003)(0.04 + 0.04) = 3.39 \times 10^{-4} [m^2]$$

De la ecuación (2. 35) y (2. 36) se obtiene para cortante primario y secundario:

$$\tau' = 11.57 [MPa]$$

$$\tau'' = 128.52 [MPa]$$

De la ecuación (2. 37) el esfuerzo principal es:

$$\tau = \sqrt{11.57^2 + 128.52^2}$$

$$\tau = 129.05 [MPa]$$

Utilizando como proceso el SMAW y como material de aporte electrodos E6013 que cuenta con  $S_y = 463 [MPa]$  y  $S_{ut} = 514 [MPa]$  (Pinnacle Alloys, 2020). De la ecuación (2. 38) el factor de seguridad para carga estática es:

$$n = \frac{0.6(463)}{129.05} = 2.15$$

En cuanto a su resistencia a la fatiga se obtuvo:

De la ecuación (2. 39):

$$S'_e = 0.5S_{ut} = 257[MPa]$$

$$k_a = aS_{ut}^b = 57.7(514)^{-0.718} = 0.653$$

$$k_b = \left( \frac{0.808(bd)^{\frac{1}{2}}}{7.62} \right)^{-0.107} = \left( \frac{0.808(40^2)^{\frac{1}{2}}}{7.62} \right)^{-0.107} = 0.857$$

$$k_c = k_d = k_f = 1$$

$$k_e = 0.897$$

$$S_e = 257(0.653)(0.857)(1)(0.897) = 129.01[MPa]$$

Teniendo como carga dinámica:

De la ecuación (2. 40):

$$\tau'_a = 5.79[MPa]$$

De la ecuación (2. 41):

$$\tau'_m = 5.79[MPa]$$

De la ecuación (2. 42):

$$\tau''_a = 64.26[MPa]$$

De la ecuación (2. 43):

$$\tau''_m = 64.26$$

De la ecuación (2. 44):

$$\tau_a = \sqrt{5.79^2 + 64.26^2} = 64.52[MPa]$$

De la ecuación (2. 45):

$$\tau_m = \sqrt{5.79^2 + 64.26^2} = 64.52[MPa]$$

Finalmente, de la ecuación (2. 46) el factor de seguridad por fatiga según el criterio de Goodman modificado es de:

$$\eta = 1.60$$

Con lo que el cordón cumple satisfactoriamente con los esfuerzos a los cuales será sometido.

### 3.12 Selección de pernos

El elemento crítico sujeto a una unión pernada es el tornillo sin fin sin eje, el cual se analizó. Se utilizó 4 pernos en los vértices de un cuadrado ubicado en el centro de la base del tornillo de lado 100mm. Por (Budynas, 2008) se tiene:

De la ecuación (2. 47):

$$F' 1321[N]$$

De la ecuación (2. 48), dado que la figura es simétrica los valores de  $F''$  serán los mismos para los pernos.

$$F'' = 944.5[N]$$

De las resultantes determinadas por el método gráfico (ver Figura A. 26) se tiene que la carga crítica que los pernos pueden llegar a soportar es de 2098[N].

Se utilizó pernos de cabeza hexagonal grado 8.8 que presenta como propiedades mecánicas:

$$\sigma_b = 600[MPa] \quad S_y = 640[MPa] \quad S_{ut} = 800[MPa]$$

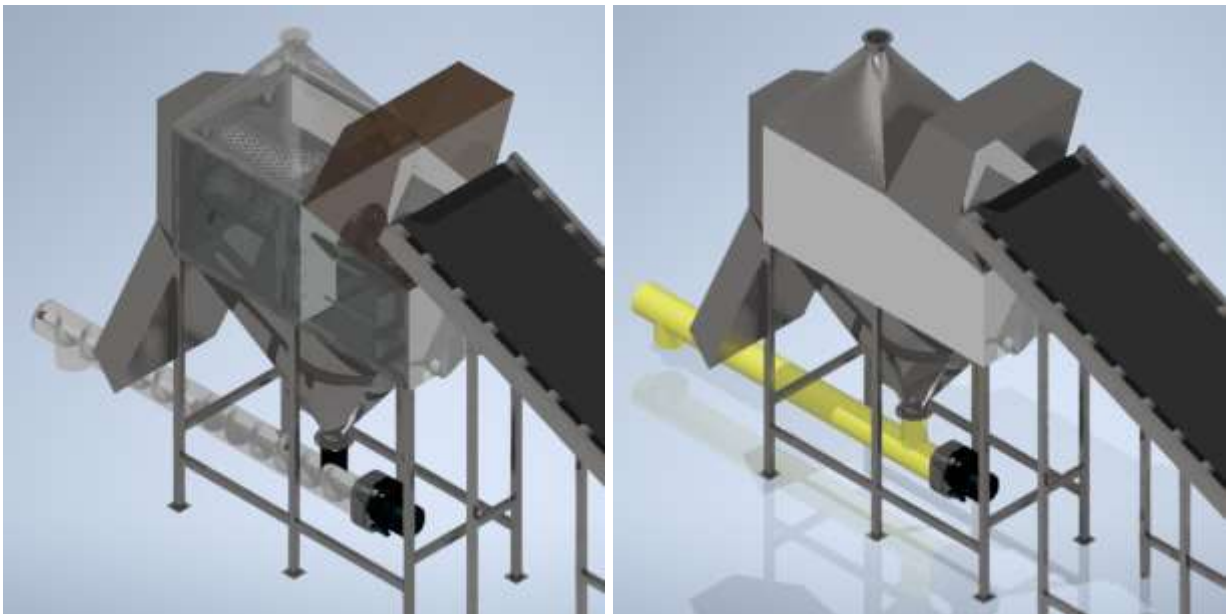
De ecuación (2. 49):

$$\sigma_d = 109.09[MPa]$$

De la ecuación (2. 50) el área mínima para los pernos es:

$$A_s = 19.23 \times 10^{-6} [m^2]$$

De la geometría para pernos se tiene que se debe utilizar un perno igual o superior a un M8x1 de grado 8.8.



**Figura 3. 19. Ensamble del equipo**

### 3.13 Análisis de costos

Elementos Seleccionados	Unidad	Cantidad	Precio Unitario	Total
Banda transportadora antideslizante	u	10	\$ 7,00	\$ 70,00
Correa G 125x50x15x3	u	2	\$ 37,81	\$ 75,62
Rodillos (d=50mm)	u	22	\$ 45,25	\$ 995,50
Tambor motriz	u	2	\$ 216,00	\$ 432,00
Motorreductor 1/4 HP	u	1	\$ 330,00	\$ 330,00
Perfil hélice tornillo sin eje (Barra plana de acero - 3x1 1/4 pulg)	u	1	\$ 422,71	\$ 422,71
Eje de acero AISI 1045 (45mm)	kg	12,4	\$ 4,50	\$ 55,80
Perfil (30x30x2mm)	u	1	\$ 22,68	\$ 22,68
Chumacera (UCFX 208)	u	2	\$ 59,37	\$ 118,74
Plancha expandida de acero inox AISI 304 (4x8ft-3mm)	u	1	\$ 260,05	\$ 260,05
Plancha de acero galvanizado (1220x2440x1,4mm)	u	4	\$ 73,84	\$ 295,37
Cadena de rodillo ASA Nº40SS	u	1	\$ 18,66	\$ 18,66
Ruedas MPF4 080 PGL4	u	8	\$ 7,99	\$ 63,92
Piñón ASA Nº41 (41A1Z40)	u	1	\$ 19,48	\$ 19,48
Eje de acero para piñón AISI 1045 (12mm)	kg	3,86	\$ 4,50	\$ 17,37
Chumacera de piso	u	2	\$ 17,99	\$ 35,98
Banda AX43	u	1	\$ 9,59	\$ 9,59
Polea (d=76.2mm)	u	1	\$ 9,28	\$ 9,28
Polea (D=190,5mm)	u	1	\$ 22,38	\$ 22,38
Motor 1,5 HP 1800 rpm	u	1	\$ 284,50	\$ 284,50
Reductor helicoidal relación 45	u	1	\$ 849,00	\$ 849,00
Plancha de AR400 1524x6096x3,175	u	1	\$ 311,26	\$ 311,26
Eje para tornillo transportador (CED 40 - 1/2pulg de diámetro)	u	1	\$ 54,68	\$ 54,68
Tubería para canalón (CED 40 galvanizado - 6 5/8 pulg de diám)	u	1	\$ 165,11	\$ 165,11
Chumacera (F4B-SCM-108)	u	2	\$ 60,00	\$ 120,00
Brida	u	1	\$ 118,99	\$ 118,99
Motorreductor 1/4 HP 21 rpm	u	1	\$ 330,00	\$ 330,00
Plancha acero inox AISI 304 (2mm)	u	1	\$ 173,37	\$ 173,37
Tubo cuadrado galvanizado ASTM A500 40x40x3 mm	u	9	\$ 47,79	\$ 430,11
Electrodos E6013	kg	2	\$ 3,70	\$ 7,40
Pernos M8 - 30mm	u	1	\$ 11,00	\$ 11,00
Pernos M6 - 40mm	u	1	\$ 8,50	\$ 8,50
Pernos M14 - 60mm / Arandelas / Tuercas	u	8	\$ 0,99	\$ 7,92
Arandelas M8 (100u)	u	1	\$ 3,00	\$ 3,00
Arandelas M6 (500u)	u	1	\$ 9,99	\$ 9,99
Tuercas (100u)	u	1	\$ 9,99	\$ 9,99
<b>Subtotal</b>				\$ 6.169,96
<b>IVA</b>				\$ 740,39
<b>TOTAL</b>				\$ 6.910,35

**Tabla 3. 1. Costos de elementos seleccionados**

Procesos de fabricación incluido mano de obra	Unidad	Cantidad	Precio Unitario	Total
Torno	h	4	\$ 13,68	\$ 54,72
Fresado	h	5	\$ 20,52	\$ 102,60
Soldadura	h	14	\$ 8,00	\$ 112,00
Corte por plasma	h	3	\$ 5,70	\$ 17,10
Taladrado	h	2	\$ 3,42	\$ 6,84
Montaje - 4 personas	h	40	\$ 12,52	\$ 500,80
<b>TOTAL</b>				\$ 794,06

**Tabla 3. 2. Costos de procesos de fabricación y mano de obra**

<b>Concepto</b>	<b>Total</b>
Elementos seleccionados	\$ 6.910,35
Procesos de fabricación incluido mano de obra	\$ 794,06
Subtotal	\$ 7.704,41
Contingencias (5%)	\$ 385,22
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 8.089,63</b>

**Tabla 3. 3. Resumen de costos totales**



# CAPÍTULO 4

## 4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

En esta tesis se diseñó un sistema de rompesacos completo formado por alimentación de sacos, sistema rompe sacos, sistema de sacudido de sacos, tolva de descarga de material y acumulador de sacos vacíos, para reducir al mínimo las actividades que acarreen problemas de salud y evitar el ausentismo laboral de los operarios. Lo más importante del sistema diseñado fue la implementación de programas de diseño asistidos por computadora porque permitió el modelado 3D del mecanismo completo y ayudó a optimizar y predecir mediante simulaciones el comportamiento del sistema diseñado de manera rápida y precisa, obteniendo un sistema eficiente en menos tiempo.

Uno de los requisitos más importantes en la implementación del sistema rompesacos diseñado fue el espacio disponible, ya que debido a que el sistema se debe poder instalar en la línea de producción, sin que esto involucre cambios en la configuración de esta. Debido a esto, se decidió incorporar el sistema completo de recuperación de forma paralela a la línea de producción presente en la planta, teniendo como resultado de dicha decisión un ahorro de espacio que beneficia directamente al personal del área, ya que su instalación no afectaría de forma notoria al cómo se desarrollan las actividades, ya que se encuentra en un área previamente libre de la planta.

La primera parte del sistema rompesacos consistió en el transporte desde la zona de rechazo, donde la implementación de una banda transportadora permitiría que el saco sea llevado al equipo sin que se requiera que un operario esté involucrado en el transporte, lo que permitiría reducir el índice de accidentes laborales, cuya causa pueden ser lesiones que podrían haberse generado al realizar manipulación de cargas para el vaciado del saco, como se viene haciendo hasta la actualidad. Como una de las limitaciones es el espacio disponible se tuvo que, la banda transportadora a instalar no debe de superar los 5.30 metros de longitud desde la zona de expulsión hasta la entrada al equipo, esto para garantizar que la longitud de todo el sistema no comprometa la instalación actual, lo que se traduce en cambios de la configuración de la línea de producción presente. Como resultado a

partir de los requerimientos de diseño y basándonos en una guía de ingeniería para el diseño de bandas transportadoras (forbo-siegling, 2014), se llegó al dimensionamiento de una banda transportadora de 2 partes, una primera parte curva encargada de tomar el saco a una altura de 0.43m desde la zona de expulsión y una segunda parte recta elevadora, con una inclinación de  $23.70^\circ$  respecto a la horizontal, la cual conduciría el saco hasta la entrada del equipo que se encuentra a una altura de 2.23m medida desde el suelo, esto con un consumo que se puede encontrar entre 0.22 y 0.20 kW/h, lo que con un funcionamiento intermitente de 5 horas por día se traduce en un costo de funcionamiento de hasta \$36.14 anuales.

El segundo punto para tener en cuenta una vez que se pudo generar una alternativa al transporte, correspondería al sistema de rotura y vaciado de saco que permite resolver el problema con el que los operarios se encontraban al tener que realizar el proceso de recuperación de material de los sacos. Las alternativas presentadas para rotura y sacudido consisten en un tornillo transportador sin eje que aplastaría el saco contra una pared, la cual se trata de una plancha de metal con una apertura en su centro, la apertura es lo suficientemente amplia como para que no se presenten atascamientos al momento en el que el saco cae sobre el tornillo. En el caso del tambor rotatorio, este fue diseñado a partir de una plancha expandida de acero inoxidable AISI 304 que permite la separación del material y el saco, donde los trozos del saco serían sacudidos por paletas internas fijadas a las paredes del tambor. Tanto el tornillo sin fin sin eje como el tambor se encontrarían impulsados por un mismo motor, donde la transmisión del motor al tornillo se daría de forma directa, mientras que en el caso del tambor la transmisión sería por medio de un árbol paralelo, el cual a su vez sería alimentado por un sistema de banda polea con un requerimiento de potencia mecánica de 1.125kW, siendo el peor caso una eficiencia de 84.5% se puede llegar a un consumo eléctrico en su operación de hasta los 1.331kW/h.

Si bien durante el proceso se generarían polvos suspendidos en el aire, éstos serían tomados por el sistema de desempolvado central de la planta, al cual nuestro equipo sería acoplado a través de una toma de 4 pulgadas de diámetro, colocada

sobre el tambor de sacudido, lo que evitaría la contaminación del ambiente de la planta causado por de polvos al exterior del equipo.

Una vez el saco es llevado desde la zona de expulsión, y es desgarrado, el siguiente paso en el proceso de recuperación de material consistiría en su acumulación y posterior transporte a la zona de descarga, la recolección y guiado al transportador por tornillo sin fin del material se realizó mediante el diseño de una tolva, una vez el material es captado por el transportador éste lo descargaría en el punto de reciclado de la planta, donde será reutilizado una vez sea depositado a las tolvas de recuperación de la planta. Debido a la cantidad de material que se procesa, no se generan cargas lo suficientemente elevadas como para que el material seleccionado para su construcción, AISI 304, sufra algún tipo de deformación y/o esfuerzo notable, por lo que como resultado se seleccionó una plancha de acero inoxidable AISI 304 de 2 mm de espesor para su fabricación la cual sería unida a través de un procedimiento de soldadura del tipo TIG con material de aporte ER 308L.

Una vez el producto cae a través de la tolva y llega al transportador, el cual ha sido diseñado en base a teoría de mecánica de materiales en conjunto con las especificaciones de la guía de ingeniería de un fabricante (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012). Cuando se transporta el material extraído a las tolvas de recuperación, este ejerce una fuerza de oposición sobre el tonillo, además de la carga de la hélice sobre el árbol de tornillo, lo que puede llegar a generar deformaciones que comprometan la integridad del equipo y por consiguiente su vida útil, por lo tanto, se verificó la deflexión del eje por la comparación de valores tabulados por el fabricante y una vez se realizó dicha verificación se encontró que el máximo valor de deflexión que experimentaría el eje del tornillo es de la cual está dentro de los rangos permitidos. Este transportador se alimenta a través de un motorreductor con una potencia nominal de 0.18kW, lo que, si se considera el peor caso, en el cual se tiene un motor de una eficiencia del 84.5% implica un costo energético de operación de hasta 0.221 kW/h.

Si bien ya se han dimensionado cada uno de los elementos que conforman el equipo, se debe tener una estructura sobre la cual puedan estar montados de forma segura. Para poder establecer como se formaría la estructura que soportaría el sistema rompesacos, se lleva a cabo un análisis de pandeo para las columnas que conformarían su base, si bien en un inicio se seleccionó del catálogo IPAC (IPAC Duferco Group, 2020) un tubo cuadrado galvanizado ASTM A500 con perfil de 30x30x2mm, el cual cumplía satisfactoriamente el cálculo de pandeo y las consideraciones de estructura sismorresistentes (Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda, 2015). Pero debido a que la estructura se unirá mediante soldadura utilizando como proceso el SMAW y como material de aporte electrodos E6013, se tiene que para el perfil anteriormente seleccionado la longitud del cordón es pequeña y presenta un factor de seguridad por fatiga menor a la unidad. Por lo tanto, se seleccionó un tubo galvanizado ASTM A500 con perfil de 40x40x3mm, el cual, si satisface el requerimiento de factor de seguridad, esto debido a que la longitud del cordón de soldadura aumentaría con lo que se obtiene un factor de seguridad para carga estática y por fatiga adecuado que indica que el cordón cumple satisfactoriamente con los esfuerzos a los cuales será sometido.

Por otra parte, una vez se completó el diseño del equipo, se procedió a una cotización, con la cual se pudo llegar a estimar un costo de fabricación alrededor de los \$8100, sin embargo, al comparar propuestas comerciales disponibles para un equipo de características de operación similares, después de consultar a 4 empresas, cada una con una propuesta de valor diferente, siendo para la primera, una empresa china, la cual el equipo de dimensiones y capacidades similares se encuentra en los \$22600, en el caso de la segunda empresa, sus equipos se encuentran fabricados en acero inoxidable 304 lo que le permitiría ser usado en productos alimenticios, a causa de eso se incrementan sus costes hasta los \$35200, finalmente la tercera empresa, esta una de la India, ofrece equipos diseñados para condiciones de trabajo extremas, permitiendo ser utilizados en canteras o minas, y la empresa cuenta con certificación ISO 9001:2015, sin embargo, esta flexibilidad y calidad, se encuentran estrechamente relacionadas a un gran incremento de precio en comparación a los otros 2 equipo, con un valor de \$55000 se posiciona muy por encima de sus competidores, lo que implica que su

mercado objetivo es especialmente empresas cuyas operaciones sean en ambientes externos, ya que su principal propuesta de valor es la robustez de sus equipos, lo que es patente al observar que mientras los demás equipos no superan los 3m de altura, el de la empresa certificada se posiciona en los 5.8m de altura.

Por otra parte, una vez se completó el diseño del equipo, se procedió a una cotización, con la cual se pudo llegar a estimar un costo de fabricación alrededor de los \$8100, sin embargo, al comparar propuestas comerciales disponibles para un equipo de características de operación similares, después de consultar a 3 empresas, cada una con una propuesta de valor diferente, siendo para la primera, una empresa china, la cual el equipo de dimensiones y capacidades similares se encuentra en los \$22600, en el caso de la segunda empresa, sus equipos se encuentran fabricados en acero inoxidable 304 lo que le permitiría ser usado en productos alimenticios, a causa de eso se incrementan sus costes hasta los \$35200, finalmente la tercera empresa, esta una de la India, ofrece equipos diseñados para condiciones de trabajo extremas, permitiendo ser utilizados en canteras o minas, y la empresa cuenta con certificación ISO 9001:2015, sin embargo, esta flexibilidad y calidad, se encuentran estrechamente relacionadas a un gran incremento de precio en comparación a los otros 2 equipos, con un valor de \$55000 se posiciona muy por encima de sus competidores, lo que implica que su mercado objetivo es especialmente empresas cuyas operaciones sean en ambientes externos, ya que su principal propuesta de valor es la robustez de sus equipos, lo que es patente al observar que mientras los demás equipos no superan los 3m de altura, el de la empresa certificada se posiciona en los 5.8m de altura.

Una de las ventajas presentes resultantes de nuestro diseño es el hecho que, al tratarse de un equipo personalizado, la empresa que lo decida implementar no requiere que se den mayores cambios y/o modificaciones a su línea de producción, ya que el equipo ha sido diseñado bajo las condiciones solicitadas.

## Conclusiones

- A partir de los resultados anteriormente mencionados se puede concluir que la fabricación del equipo podría incurrir en una nueva fuente de ingresos, así como la apertura de una fuente de puestos de trabajo, esto basándonos en los datos recolectados. Además la implementación de un equipo de estas características puede resultar económicamente viable a largo plazo, ya que de las propuestas existentes, debido a que sus equipos son para uso en condiciones de alta exigencia, su consumo energético se suele encontrar entre los 3.72-5.22 kW de potencia de operación, lo que sumado a que en el peor de los casos su eficiencia sea baja, se puede ver incrementado hasta los 6.18kW, asumiendo que los equipos trabajen en las mismas condiciones, es decir, que su operación sea de unas 5h/día, dado que el equipo recupera producto no apto para la venta, por lo que no se mantendrá encendido de forma constante, se tiene un consumo anual de 11278kW por año o lo que se interpreta mejor como un costo de operación anual de \$1015.05, mientras que el equipo personalizado que desarrollamos se sitúa con un consumo de baja eficiencia en los \$362.51, o lo que es lo mismo, que el equipo personalizado permitiría el mismo trabajo, con un 35.71% del consumo de un equipo comercial de gran volumen o el 50.13% de un equipo de volumen medio.
- En cuanto a los beneficios a los operadores, se tiene que al no requerir que los operarios realicen la labor de reciclado de sacos, no están expuestos a lesiones por levantamientos de cargas de forma indebida, así como al no estar expuestos a los polvos del cemento es mucho menos probable que desarrollen alergias relacionadas con su actividad laboral, teniendo como resultado a largo plazo una disminución en el absentismo laboral relacionada con molestias propias de la actividad realizada.
- En cuanto a resultados negativos relacionados con el equipo, se puede encontrar la dificultad para adquirir determinados elementos de dimensiones no estándar, como es el caso del perfil de hélice necesario para que el impacto de saco no lo deforme de manera que impacte con otros componentes, así como también el

requerir trabajos de metalmecánica que requieren maquinaria especializada, como es el caso de la fabricación de los tornillos sin fin sin eje.

## **Recomendaciones**

Una vez acabado el diseño del equipo, como recomendaciones se tiene:

- Incentivar el estudio comparativo en el uso de maquinaria personalizada y maquinaria comercial estándar.
- Analizar los efectos del uso de maquinaria para procesos de reciclado de material en líneas de producción vs reciclado de material efectuado por operarios.
- En casos en los que no sea posible instalar equipos, analizar posibles mejoras de las condiciones en las que se realizan actividades que generan absentismo laboral a medio y largo plazo, así como posibles causantes de enfermedades profesionales.

# BIBLIOGRAFÍA

- AMOROS ALBARO, J., MALLOL GASCH, G., GARCIA TEN, F., & SANCHEZ VILCHES, E. (2001). Diseño de silos y tolvas para el almacenamiento de materiales pulverulentos. Problemas asociados a la operación de descarga. *Tile & Brick International*, 17(1), 15–23.
- Arze, E. (1953). Análisis de normas europeas y norteamericanas de pandeo. *Anales Del Instituto de Ingenieros de Chile*, 5–6, ág. 109-134.
- Ashby, M. F. (2005). Materials Selection in Mechanical Design. In *Lecture Notes in Mechanical Engineering* (3th ed., Vol. 1). [https://doi.org/10.1007/978-3-319-05203-8\\_21](https://doi.org/10.1007/978-3-319-05203-8_21)
- ASTM International. (2015). Standard Specification for Cold-Formed Welded and Seamless Carbon Steel Structural Tubing in Rounds and Shapes 1. *ASTM International*, i(March), 1–5. <https://doi.org/10.1520/A0500>
- Autodesk. (2021). *Autodesk Inventor Nastran 2021*.
- Beer, F. P., Johnston, E. R., DeWolf, J. T., & Mazurek, D. F. (2009). *Mecánica De Materiales*. 736.
- Budynas, R. G. y J. K. N. (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica. In *Diseño en ingeniería mecánica*.
- Conveyor Engineering and Manufacturing Co. (2012). *Screw Conveyor components & design*. 2.20, 25.
- Derammelaere, S., Dereyne, S., Defreyne, P., Algoet, E., Verbelen, F., & Stockman, K. (2014). Energy efficiency measurement procedure for gearboxes in their entire operating range. *2014 IEEE Industry Application Society Annual Meeting, IAS 2014*. <https://doi.org/10.1109/IAS.2014.6978376>
- DIPAC. (2010). Acero Inoxidable AISI 304. *Betelgeux*, 1, 3.
- forbo-siegling. (2014). *Cálculo de la banda transportadora Terminología*. 15. [https://forbo.blob.core.windows.net/forbodocuments/7376/304-fms\\_transilon-calculo-de-la-banda-transportadora\\_es.pdf](https://forbo.blob.core.windows.net/forbodocuments/7376/304-fms_transilon-calculo-de-la-banda-transportadora_es.pdf)
- Fulcanelli, A. (1984). Traditional cylinder shell construction. *Pyrotechnica: Occasional Papers in Pyrotechnics*, 9th(April, 1984), 1–10.
- Grech, P. (2013). Introducción a la Ingeniería: Un enfoque a través del diseño. In O. Fernández (Ed.), *Introducción a la Ingeniería* (2nd ed.). Pearson. [www.pearsonenespanol.com/grech](http://www.pearsonenespanol.com/grech)



- Hari Goyal, MS, P. E. (2014). *PULP & PAPER RESOURCES & INFORMATION SITE*.  
<https://paperonweb.com/paperpro.htm#Strength Properties>
- IPAC Duferco Group. (2020). *Catálogo de productos IPAC*. Catálogo IPAC Productos y Servicios. [http://www.ipac-acero.com/revista-digital/IPAC\\_catalogo.html](http://www.ipac-acero.com/revista-digital/IPAC_catalogo.html)
- Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda. (2015). NEC-SE-AC: Estructuras de Acero. In *Norma Ecuatoriana de la Construcción*.
- Miravete, A. (1996). *Transportadores y Elevadores*.
- Mott, R. L., & Vavrek, E. M. (2018). *Machine Elements in Mechanical Design*.
- Pinnacle Alloys. (2020). *E6013 Data Sheet*. 0–1.
- Planet Ark. (2018). Rubber Conveyor Belt. *Planet Ark*, 2–3.  
<https://www.businessrecycling.com.au/recycle/conveyor-belt>
- Ravenet, J. (1975). *Sobrepresiones en las paredes de los silos debidas al vaciado*. 28.
- Ravenet Regales, J. I. (2004). *Diseño de un silo cilíndrico para el almacenamiento de productos granulares*.
- SKF. (2015). Selección de Rodamientos. *Catálogo SKF Rodamientos*, 1–1382.
- SUMAIND - Ecuador. (2019). *Catálogo de aceros Sumaind*. 53(9), 1689–1699.  
[https://www.sumaind.ec/CATALOGOS\\_files/doc/aceros.pdf](https://www.sumaind.ec/CATALOGOS_files/doc/aceros.pdf)
- TransLink. (2020). *Cadenas de rodillos*.
- Tubería Estructural Cuadrada* (pp. 22–23). (n.d.).
- ULMA. (2019). *ULMA Conveyor components*. [http://www.ulmaconveyor.com/wp-content/uploads/sites/6/2020/04/Técnico-Completo-ES\\_2020-1.pdf](http://www.ulmaconveyor.com/wp-content/uploads/sites/6/2020/04/Técnico-Completo-ES_2020-1.pdf)
- WAMGROUP. (2002). Cema Screw Conveyors, Wam Shaftless Screw Conveyors, Drag Conveyors, Bucket Elevators. In *Cema Screw Conveyors, Wam Shaftless Screw Conveyors, Drag Conveyors, Bucket Elevators* (p. 180).
- Young, H. D., & Freedman Roger A. (2009). Sears and Zemansky Física Universitaria. In R. F. Rivera (Ed.), *Physics Today* (12th ed.). Pearson Education.  
[www.pearsoneducacion.net](http://www.pearsoneducacion.net)
- Zuloaga, I. (2017). *Film de polietileno (PE)*.  
[https://www.plakagroup.com/getmedia/a430221b-cfe9-43de-9c9f-eea2af1f115c/05-003-FILM\\_INT1307\\_ES\\_LR.pdf](https://www.plakagroup.com/getmedia/a430221b-cfe9-43de-9c9f-eea2af1f115c/05-003-FILM_INT1307_ES_LR.pdf)

# APÉNDICES

## **APÉNDICE A: CÁLCULOS Y TABLAS**

### **Requerimientos de diseño**

Una vez se ha hecho evaluación por la empresa solicitante del proyecto, se han determinados las condiciones o requerimientos de diseño que el equipo debe poder cumplir, siendo estas:

**Velocidad requerida:** 4 sacos por minuto

**Tipo de saco:** 3 capas(papel/film/papel)

**Peso por saco:** 25 y 40 kg

**Material:** Polvo arena – cementicio

### **Dimensiones del saco:**

25 kg: 390x450x115 mm

40 kg: 450x520x115 mm

**Velocidad de los transportadores:** 5 a 6 metros por minuto o 0.1 metros por segundo.

**Voltaje:** 440 VAC a 60Hz.

Para poder llevar a cabo la operación de forma eficiente y segura el sistema se ve compuesto de una banda transportadora, el equipo, y el sistema de transporte, que en nuestro caso se trata de un tornillo sin fin que dirigirá el material recuperado a la parte baja de las tolvas en donde será llevado por un elevador de regreso a la zona de llenado de sacos.

### **Diseño de banda transportadora**

La banda transportadora que se ha decidido utilizar constará de 2 partes, una guiada con giro de 90° que será la encargada de tomar el saco desde la zona de expulsión, y una inclinada que será la que llevará el saco al equipo, el cual se encuentra a una altura de

1800mm y a una distancia de 4100mm, para poder dimensionar los elementos principales de la banda transportadora se tienen los siguientes cálculos (**¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.:**

**Primera aproximación de longitud de banda:**

$$d_c = \sqrt{4.100^2 + 1.800^2} = 4.778[m]$$

$$L_d = 2(4.778 + (0.04\pi)) = 9.207[m]$$

### Masa de la banda

La banda seleccionada es de ancho de 650mm presenta una masa por unidad de superficie de:

BELT TYPE	COVER	MAX. WORKING TENSION (N/mm)	THICK-NESS (mm)	WEIGHT per m <sup>2</sup> (Kg)	BELT WIDTH (mm)										
					300	350	400	450	500	600	650	800	1000	1200	
200/2	2.5+0	20	5.5	4.5	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X

**Tabla A. 1. Propiedades de la banda transportadora** (PlanetArk, 2018)]

$$w_B = 4.5 \left[ \frac{kg}{m^2} \right], \text{ Tabla A. 1}$$

$$m_B = A_B w_B = (9.207 \times 0.65)(4.5) = 26.93[kg]$$

### Fuerza tangencial en la banda elevadora

$$F_U = g[\mu_R(m + m_B + m_R) + m \text{Sen}(\alpha)]$$

Siendo:

$$g = 9.81 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

$$\mu_R = 0.033, \text{ Tabla A. 2}$$

$$m = 4 \times 40 = 160 [kg]$$

	0, A0, E0, T, U0, P	NOVO	U1, V1, VH	UH, V2H, U2H, E0, A0, V5H, V10H
$\mu_T$ (mesa)	0,33	0,33	0,5	0,5
$\mu_R$ (rodillo)	0,033	0,033	0,033	0,033
$\mu_{ST}$ (acumulación)	0,33	0,33	0,5	0,5

**Tabla A. 2. Coeficientes de fricción en banda transportadora [forbo-siegling, 2014]**

		Longitud del rodillo L (mm)															
D	d1(mm)	200	250	315	380	465	530	600	670	750	950	1150	1400	1600	1800	2000	2200
63	20	2/1.3	2.4/1.6	2.9/1.9	3.4/2.2	4.1/2.7	4.6/3	5.2/3.5	5.7/3.8	6.4/4.3	8/5.3	9.6/6.4	11.6/7.7	13.2/8.8	14.8/9.9	16.4/10.9	18/12
89	20	2.4/1.8	2.9/2.2	3.6/2.6	4.2/3	4.8/3.6	5.4/4.1	6/4.5	6.6/5	7.8/5.7	9.7/7.0	11.2/8.2	14/10.2	16.1/11.27	18/13.1	20/14.5	21.9/15.9
	25	3.1/2.2	3.6/2.5	4.3/3.1	5/3.4	5.9/4	6.6/4.4	7.4/5.0	8.3/5.6	9.2/6.2	11.4/7.6	13.6/9.0	16.4/10.8	18.6/12.2	20.8/13.6	23/15	25.2/16.4
	30	3.5/2.2	4.2/2.6	5/3.2	5.8/3.5	6.9/4.1	7.8/4.5	8.7/5	9.6/5.7	10.7/6.3	13.3/7.7	15.9/9.1	19.1/10.9	21.7/12.3	24.3/13.8	26.9/15.2	29.5/16.5

**Tabla A. 3. Peso de rodillos según su longitud (kg) [ULMA, 2019]**

$$m_R = (20 \times 6.4) + 20 = 148[kg]$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left( \frac{1.8}{4.1} \right) = 23.7^\circ$$

$$F_U = 9.81[0.033(160 + 26.93 + 148) + 160\text{Sen}(23.7)]$$

$$F_U = 739.32[N]$$

### Fuerza de tracción máxima de la banda

$$F_1 = F_U C_1$$

Dado que el tambor motriz es de acero liso:

$$C_1 = 1.5, \text{ Tabla A. 4}$$

Recubrimiento de la cara Inferior Siegling Transilon	V3, V5, U2, A5, E3			V1, U1, UH, U2H V2H, V5H			0, U0, NOVO, E0, A0, T, P		
Ángulo de contacto $\beta$	180°	210°	240°	180°	210°	240°	180°	210°	240°
<b>Tambor de acero liso</b>									
Seco	1,5	1,4	1,3	1,8	1,6	1,5	2,1	1,9	1,7
Mojado	3,7	3,2	2,9	5,0	4,0	3,0	No recomendable		
<b>Tambor con forro de fricción</b>									
Seco	1,4	1,3	1,2	1,6	1,5	1,4	1,5	1,4	1,3
Mojado	1,8	1,6	1,5	3,7	3,2	2,9	2,1	1,9	1,7

**Tabla A. 4. Factor C1 para tambor motriz** (forbo-siegling,2014)]

$$F_1 = 739.32 \times 1.5 = 1109[N]$$

### Comprobante de la tensión en la banda

$$\frac{F_1}{b_0} \leq C_2$$

Tipo de elemento tractor	Poliéster Poliéster (letra identificativa "E")	Aramida (letra identificativa "AE")
Ejemplos de clases de tipos	E 2/1, E 3/1, E 4/2, E 6/1, NOVO, E 8/2, E 10/M, E 12/2, E 15/2, E 15/M, E 18/3, E 20/M, E 30/3, E 44/3	AE 48/H, AE 80/3, AE 100/3, AE 140/H, AE 140/3
$\epsilon_{\text{máx}}$ en %	2,0	0,8

**Tabla A. 5. Factor de comprobación C2 según el tipo de banda** (forbo-siegling,2014)]

Dado que la banda a utilizarse es construida en material sintético del tipo EP (poliéster/poliamida):

$$C_2 = 2 \left[ \frac{N}{mm} \right]$$

$$\frac{1109}{650} \leq 2$$

$$1.71 \leq 2$$

Cumple la condición de elongación de servicio máxima del 1%

### Comprobación de diámetro mínimo de tambor motriz

$$d_A = \frac{180F_U C_3}{b_0\beta}$$

Dado que se utiliza acero liso  $C_3 = 25$

$$d_A = \frac{180 \times 1109 \times 25}{650 \times 180} = 42.65[mm]$$

Con lo cual el tambor seleccionado cumple con el diámetro mínimo

### Potencia mecánica del tambor motriz

Dado que se requiere una velocidad de avance en la banda de  $v = 0.1[m/s]$ :

$$P_A = \frac{F_U v}{1000}$$

$$P_A = \frac{1109 \times 0.1}{1000} = 0.1109[kW]$$

Considerando una eficiencia de transmisión del 0.8, para reductores de una etapa (Derammelaere et al., 2014), la potencia real requerida es de:

$$P_M = \frac{P_A}{0.8} = \frac{0.1109}{0.8} = 0.139[kW]$$

En cuanto a las revoluciones que se necesitan:

$$v = \omega r_p = 0.1 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$\omega = \frac{0.1 \left[ \frac{m}{s} \right]}{0.04[m]} \times \frac{1 rev}{2\pi} \times \frac{60s}{1 min}$$

$$\omega = 24[rpm]$$

Por lo que la banda sería impulsada por un motor de  $0.18kW$  ( $0.25hp$ ) que este unido a un reductor que permita las 24rpm.

### **Dimensionamiento del tornillo sin fin sin eje**

Para poder establecer las dimensiones del tornillo a utilizar nos basamos en una guía de ingeniería para el diseño de tornillos sin fin, en donde se dan medidas de referencia para un tornillo sin fin sin eje según el flujo masivo o volumétrico esperado (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012).

Se espera que el equipo sea capaz de procesar 2 toneladas por hora, pero en primer lugar debemos conocer la densidad aproximada del polvo de mortero, por lo que al desconocer exactamente el porcentaje a utilizar en la mezcla se toma como referencia las medidas y la masa conocidas en cada saco, en este caso el de 40kg:

$$V_{saco} = 0.520 \times 0.450 \times 0.115 = 0.027[m^3]$$

$$\rho_{mortero} = \frac{40kg}{0.027m^3} = 1487 \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$$

Dado que la guía requería que se de los requerimientos en pies cúbicos por hora o CF/HR según la tabla, se tiene:

$$1487 \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \times \frac{1Ton}{1000kg} = 1.487 \left[ \frac{Ton}{m^3} \right]$$

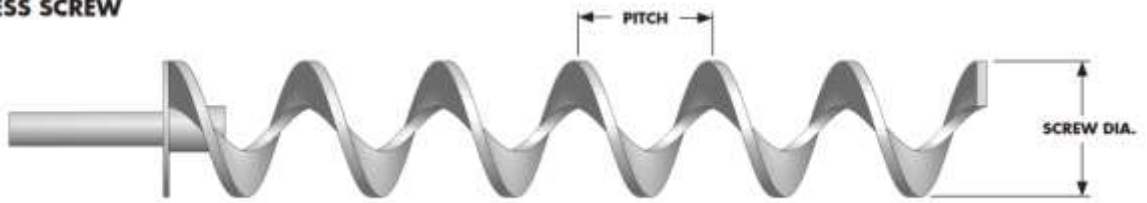
Dado que se requieren 2 toneladas por hora:

$$\frac{2 \left[ \frac{Ton}{h} \right]}{1.487 \left[ \frac{Ton}{m^3} \right]} = 1.345 \left[ \frac{m^3}{h} \right]$$

Cambiando las unidades a unidades inglesas:

$$1.345 \left[ \frac{m^3}{h} \right] \times \frac{3.28^3 ft^3}{1m^3} = 47.46 \left[ \frac{ft^3}{h} \right]$$



**SHAFTLESS SCREW**

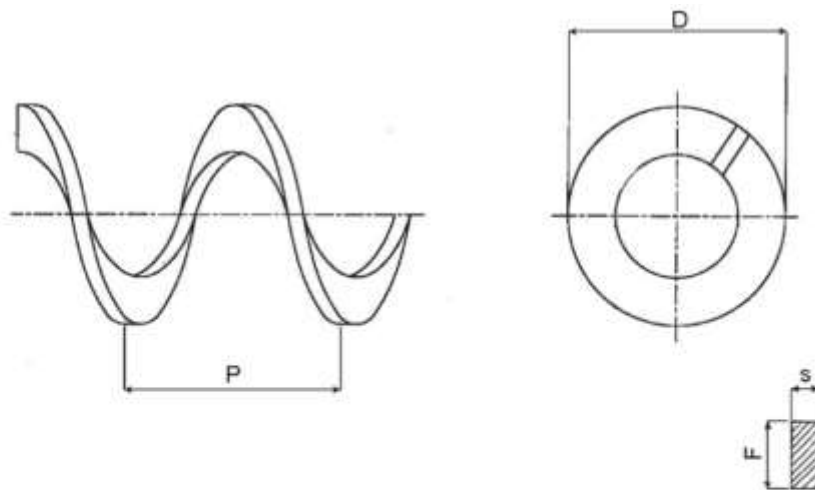
SCREW DIA	MAX RPM	45% TROUGH LOAD CAPACITY (CF/HR)			95% TROUGH LOAD CAPACITY (CF/HR)		
		1/2 Pitch	2/3 Pitch	Full Pitch	1/2 Pitch	2/3 Pitch	Full Pitch
6	25	25	35	50	55	75	110
9	25	90	120	180	295	260	390
10	25	130	175	260	275	360	550
12	25	225	300	450	465	625	930
14	25	365	500	730	775	1050	1550
16	25	515	700	1030	1100	1450	2200

**Tabla A. 6. Recomendaciones de diámetros y pasos en transportadores por tornillo sin eje** (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)]

A partir de los datos presentados se tiene que el diámetro mínimo recomendado es de 6 pulgadas (152.4mm), sin embargo, dado que se necesita que el tornillo no solo transporte el material, sino que permite que el saco encaje en él sin que se produzcan atascamientos por la caída del saco, se decide que el diámetro del tornillo será de 12 pulgadas (304.8mm) en diámetro y paso, lo que asegura que el saco caerá entre los espacios de la hélice, además dado que no se alcanza el máximo de flujo volumétrico, se puede elevar la velocidad de trabajo, por lo que se trabajará a 40rpm.

En el caso del espesor a utilizar nos basamos en el catálogo proporcionado por el grupo empresarial WAM para tornillos sin fin sin eje construidos en acero inoxidable (ver Tabla A. 7).

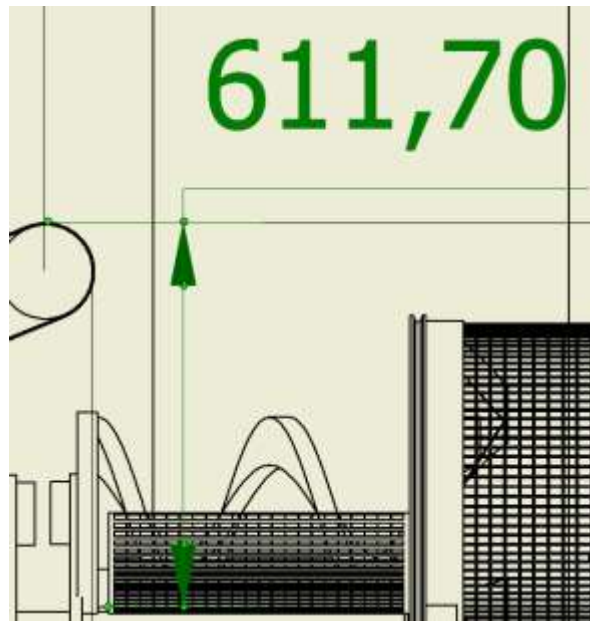
Dado el diámetro seleccionado de 12 pulgadas las medidas de referencia para la hélice a utilizar corresponden a un perfil de hélice con una altura de 2.5 pulgadas (63.50mm) y un espesor de  $\frac{3}{4}$  de pulgada (19.05mm).



Single Stainless Steel			Diameter & Tolerance			Full Pitch (1/1)				
Nom. Dia	F	S	D	Plus	Minus	Part Number	Section Length	Pitch (Tol.)		
4	1/8	1/8	3 1/8	0	1/8	SF1.04.FPRHS.HCS	78	± 4	4	± 1/4
6	1 1/8	3/8	5 1/8	0	1/8	SF1.06.FPRHS.HCS	78	± 4	6	± 1/4
9	2 1/8	1/2	8 1/8	0	1/8	SF1.09.FPRHS.HCS	78	± 4	9	± 1/4
10	2 1/2	5/8	9 1/8	0	1/8	SF1.10.FPRHS.HCS	73	± 4	10	± 1/4
12	2 3/4	1	11 1/8	0	1/8	SF1.12.FPRHS.HCS	66	± 4	12	± 1/4
14	3 1/8	1 1/8	13 1/8	0	1/8	SF1.14.FPRHS.HCS	78	± 4	14	± 1/4

**Tabla A. 7. Medidas referenciales para la hélice en tornillos sin eje (WAMGROUP, 2002)]**

Para poder justificar que las medidas del tornillo son las adecuadas, debido a la compleja geometría que se presenta se llevó a cabo una simulación del momento crítico de esfuerzos del sin fin, esto es cuando el saco cae sobre él, para esto, se utilizó el módulo de análisis de tensiones Autodesk Inventor Nastran 2021 con licencia estudiantil Nro. 901-51898592, en el cual se llevó a cabo un análisis estático del impacto, para el cálculo de la fuerza de impacto nos basamos en el principio de trabajo y energía (Young & Freedman Roger A., 2009).



**Figura A. 1. Distancia máxima que podría recorrer el saco en su caída**

Para poder establecer un valor manejable se asume que la distancia máxima sería de 612mm.

$$h_{max} = 0.612[m]$$

$$m_{saco} = 40[kg]$$

$$g = 9.81 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

Por conservación de la energía:

$$E_p = E_c$$

$$mgh = \frac{1}{2}mv^2$$

$$v = \sqrt{2gh} = \sqrt{2 \times 9.81 \times 0.612} = 3.47 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Por teorema de trabajo-energía

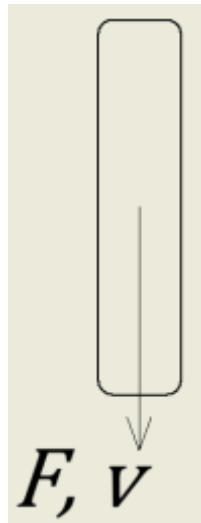
$$W = E_{c2} - E_{c1}$$

Considerando que la velocidad final es cero ya que el saco se detiene, y que el saco se deforma de manera tal que el tornillo penetra cinco centímetros a causa de la deformación del papel por el impacto:

$$W = 0 - \frac{1}{2}(40)(3.47^2) = -240.15[J]$$

El valor negativo se debe a que el saco se ve frenado por el impacto.

$$W = \vec{F} \cdot \vec{s} = Fs\cos(\alpha)$$



**Figura A. 2. Dirección de la fuerza y la velocidad del saco**

Teniendo  $s = 0.05[m]$  y  $\alpha = 0^\circ$  la fuerza que experimenta el tornillo es:

$$F = \frac{240.15}{0.05} = 4803[N]$$

Una vez se conocen las dimensiones del tornillo, y se ha calculado la fuerza de impacto, se lleva a cabo un análisis estático, de forma que se pueda conocer si los esfuerzos generados se encuentran dentro del rango de valores que permitan un factor de seguridad de carga estática de al menos  $n = 1.5$  por la teoría de falla de energía de distorsión o Von Mises (Budynas, 2008).

## Análisis por elementos finitos utilizando Autodesk Inventor Nastran 2021

Para poder llevar a cabo el proceso de análisis por elementos finitos el primer paso es el asignar el material que se utilizará en la simulación, para nuestro caso se trata de acero inoxidable AISI 304:

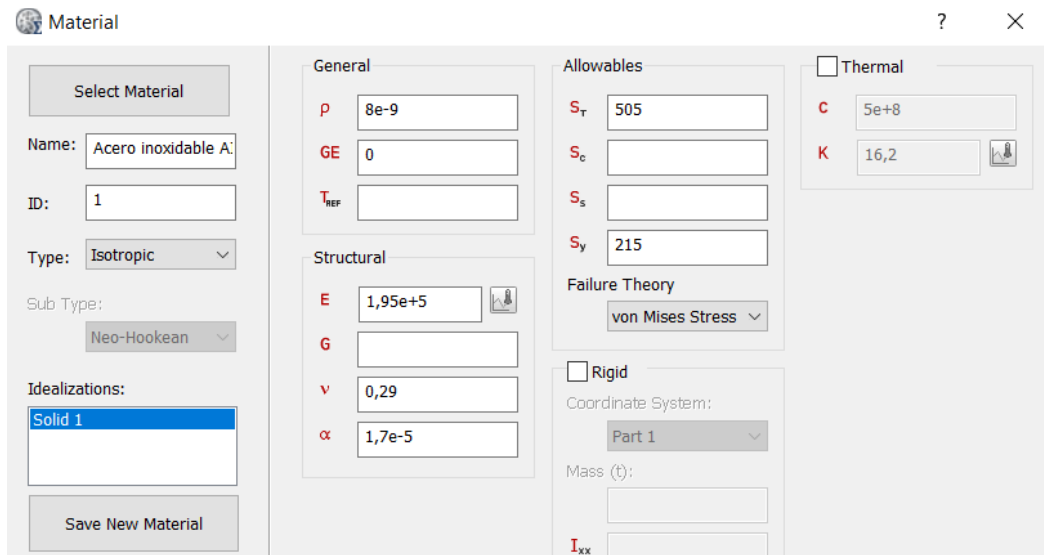


Figura A. 3. Asignación de material AISI 304 para análisis (Autodesk, 2021)]

Una vez se ingresa el material de construcción de la pieza a analizar se debe asignar la dimensión de los elementos que compondrán el mallado:

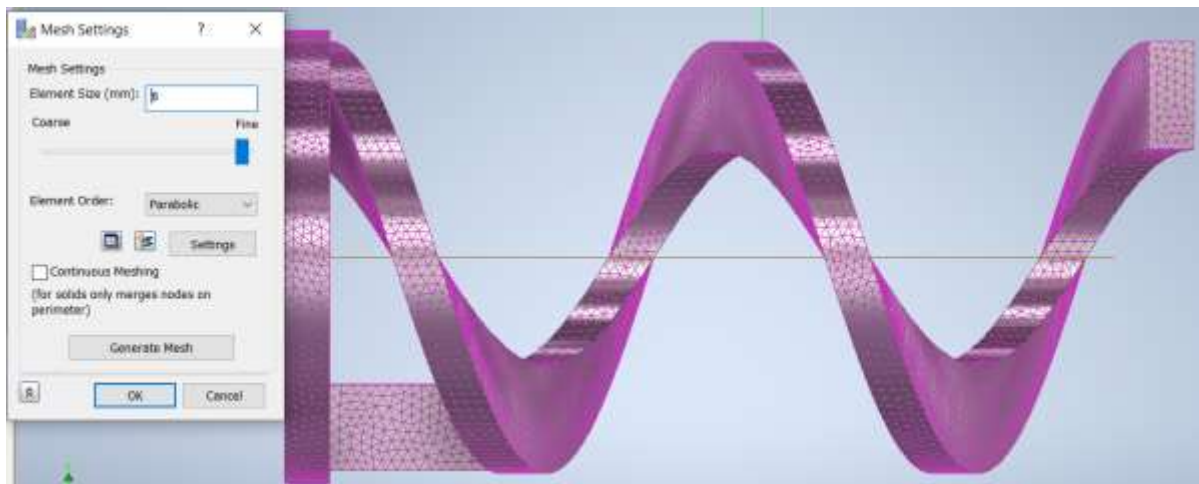
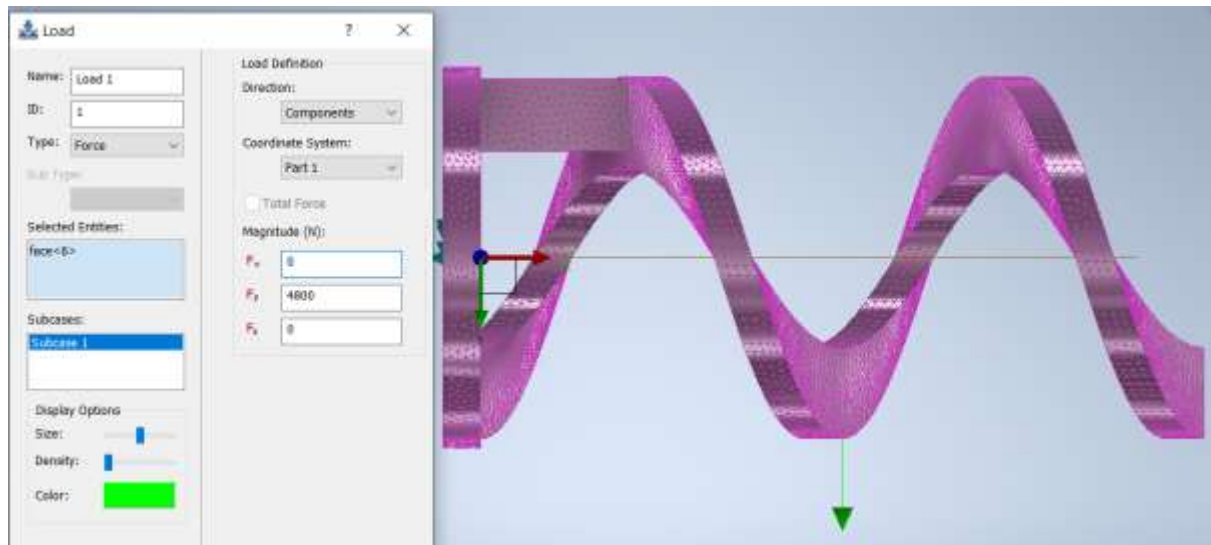


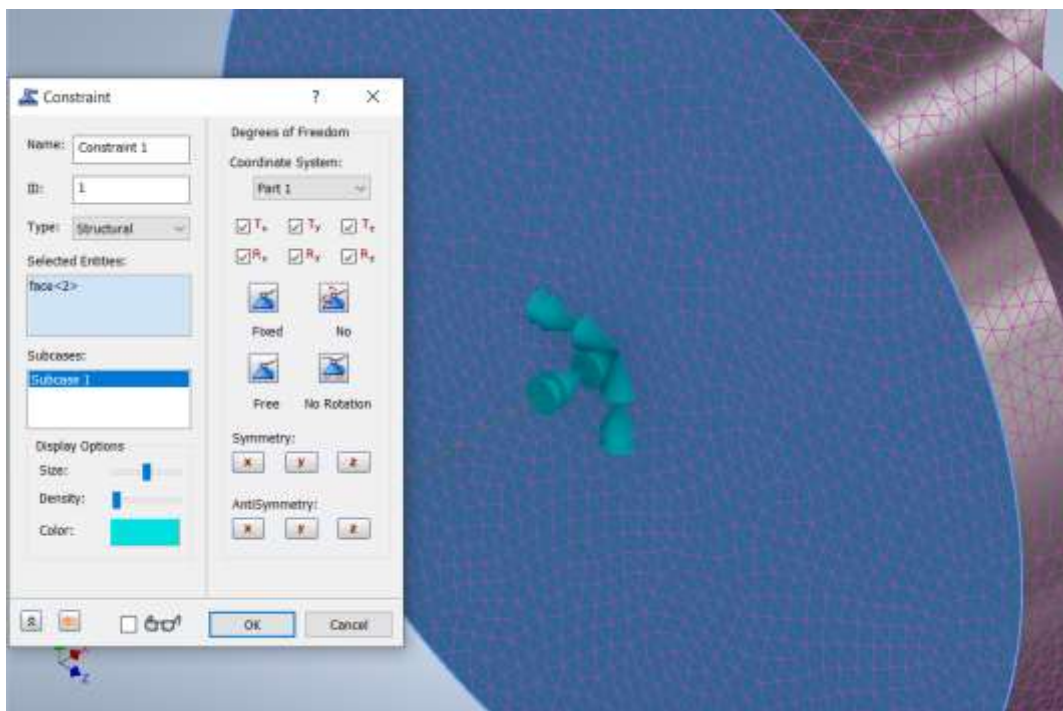
Figura A. 4. Definición del tamaño de elemento (8mm) (Autodesk, 2021)]

Se continuó asignando la carga que será aplicada sobre el cuerpo:



**Figura A. 5. Asignación de carga de 4800 (N) al tornillo sin fin (Autodesk, 2021)]**

El siguiente paso es el asignar el tipo de restricción a la cual se encuentra sometida la pieza, en nuestro caso dado que el tornillo gira por acción del árbol que lo conecta al motor, por lo tanto, es el árbol quien gira, así que se considera que el tornillo será empotrado en su base:



**Figura A. 6. Asignación de restricción de la pieza (Autodesk, 2021)]**

Finalmente, una vez realizada la simulación se tiene como resultado (ver Figura 3. 3):

$$\sigma' = 112.8[MPa]$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{215}{112.8} = 1.91$$

Con un factor de seguridad de 1.91 se satisface el requerimiento inicial de un factor de seguridad mínimo de 1.5.

### **Dimensionamiento del árbol de transmisión para el tornillo sin eje**

Primero se debe conocer la potencia o torque necesario para su rotación, este se compone de 4 partes, el torque inercial para que el tornillo inicie el movimiento, el torque necesario para vencer las fuerzas de fricción entre el tornillo y las paredes que lo rodean, el torque necesario para transportar el polvo sobre el tornillo y finalmente el torque necesario para dado el caso, romper el saco.

### **Torque para que el tornillo rote**

Para calcularlo nos apoyamos en la segunda ley de Newton para movimiento rotacional(Young & Freedman Roger A., 2009).

$$T = I \frac{d\omega}{dt}$$

Donde:

$I$ : Momento de inercia del cuerpo que rota ( $kg/m^2$ ).

$\omega$ : Velocidad de rotación ( $rad/s$ ).

$t$ : Tiempo ( $s$ ).

Para el valor del momento de inercia nos apoyamos en el uso del programa Autodesk Inventor Professional 2021 con licencia estudiantil Nro.901-51898592, en el cual se asignó el material de construcción, en nuestro caso elegimos acero inoxidable AISI 304, obteniendo los valores para masa e inercia de:

$$m_{sin\ eje} = 49[kg]$$

$$I_{sin\ eje} = 0.675[kg - m^2]$$

De forma que, si se desea alcanzar la velocidad de trabajo de 40rpm, tomando como tiempo de inicio 1 segundo se tiene:

$$\omega = 40 \left[ \frac{rev}{min} \right] \times \frac{1min}{60s} \times \frac{2\pi rad}{1rev} = 4.19 \left[ \frac{rad}{s} \right]$$

$$T_{I,Sf} = 0.675 \times \frac{4.19}{1} = 2.83[N - m]$$

### **Torque debido a la fricción del tornillo sin fin**

Para conocer el valor del toque o la potencia necesaria para poder conseguir que el tornillo supera las fuerzas de fricción durante su movimiento se utiliza la fórmula que proporciona la guía de ingeniería del fabricante (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)

$$HP_f = \frac{LNF_dF_b}{1000000}$$

Donde:

$L$ : Longitud total del tornillo [*pies*].

$N$ : Velocidad de operación [*rpm*].

$F_d$ : Factor de potencia por diámetro. Tabla A. 19

$F_b$ : Factor de tipo de rodamiento, se usará de bola. Tabla A. 20

Teniendo cada uno los valores:

$$L = 2[*pies*]$$

$$N = 40[*rpm*]$$

$$F_d = 55$$

$$F_b = 1$$



$$HP_f = \frac{2 \times 40 \times 55 \times 1}{1000000} = 0.0044[hp]$$

### Torque debido al material transportado

Para poder arrastrar el material se requerirá agregar un valor de potencia, el cual se verá afectado por el tipo de material y la capacidad volumétrica requerida (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012).

$$HP_m = \frac{CLDF_m F_f F_p}{1000000}$$

Donde:

$C$ : Capacidad requerida  $[pies^3/h]$ .

$D$ : Densidad del material transportado  $[lb/pies^3]$ .

$F_m$ : Factor por material. Tabla A. 17

$F_f$ : Factor de modificación de hélice. Tabla A. 21

$F_p$ : Factor por paletas. Tabla A. 22

Teniendo cada uno los valores:

$$C = 47.46 [pies^3/h]$$

$$D = 1487 [kg/m^3] = 92.88 [lb/pies^3]$$

$$F_m = 3$$

$$F_p = 1$$

$$HP_m = \frac{47.46 \times 2 \times 92.88 \times 3 \times 1}{1000000} = 0.027$$

Para poder conocer el requerimiento de potencia combinado entre la fricción y el material se tiene la ecuación (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012):

$$HP_T = \frac{(HP_f + HP_m)F_o}{e}$$

Donde:

$F_o$ : Factor de sobrecarga. Figura A. 20

$e$ : Eficiencia de transmisión. Tabla A. 23

Teniendo cada uno los valores:

$$F_o = -0.6115 \ln(HP_f + HP_m) + 2.024$$

$$F_o = -0.6115 \ln(0.0044 + 0.027) + 2.024 = 4.14$$

$$e = 0.94$$

$$HP_T = \frac{(0.0044 + 0.027) \times 4.14}{0.94} = 0.14[hp]$$

Para conocer el torque que soportará el árbol debido únicamente al trabajo del sinfín sin eje se tiene:

$$T_{f+m} = \frac{63025 \times 0.14}{40} = 220.6[lb - in]$$

$$220.6[lb - in] \times \frac{1[N - m]}{8.851[lb - in]} = 25[N - m]$$

### **Torque necesario para romper el saco**

Para poder conocer cuál sería el torque necesario para poder romper el saco, se debe considerar el caso en el que el saco quede encajado entre la hélice del tornillo, ya que se trataría del caso en el que se tendría la menor presión sobre éste, a partir de la teoría para tornillos de potencia la expresión que permite conocer el torque  $T$  necesario para desplazar una carga una distancia  $l$ , que en nuestro caso correspondería al paso  $p$  es (Budynas, 2008):

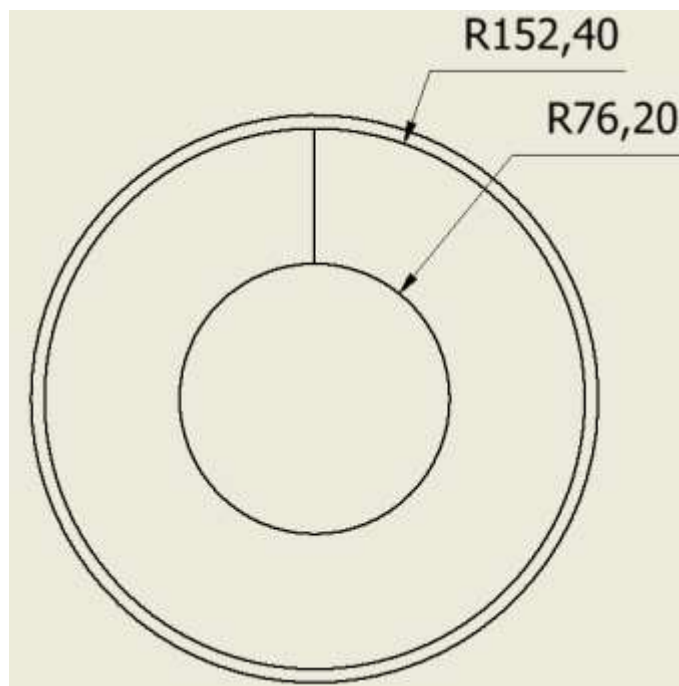
$$T_{saco} = \frac{F_{rot} p}{2\pi}$$

Conociendo que la fuerza  $F$  corresponde al producto de la presión o esfuerzo necesario para poder romper una capa de material y el área de contacto entre la superficie saco y el tornillo, siendo el material del saco una triple capa papel-film-papel se tiene que:

$$F_{rot} = P_{pfp} A$$

$$\sigma_{papel} = 0.26 [MPa] \text{ (Hari Goyal, MS, 2014)}$$

$$\sigma_{film} = \sigma_{polietileno} = 44.8 [MPa] \text{ (Ashby, 2005)}$$



**Figura A. 7. Radios del tornillo sin fin sin eje**

Para romper el saco, se debe producir una rotura o desgarro en el punto de contacto entre el tornillo y el saco, para bolsas de cemento se suele utilizar papel kraft con un peso de unos  $60g/m^2$  o de un calibre de  $40lb$  (Hari Goyal, MS, 2014), el espesor de ese de papel es de  $0.004''$  o  $0.1mm$  (Fulcanelli, 1984), mientras que en el caso del film de polietileno se presentan espesores de entre  $0.03mm$  a  $0.50mm$  (Zuloaga, 2017).

Paper weight	Caliper (thickness)
30 lb. ....	.003"
40-lb. ....	.004"
50-lb. ....	.005"
60-lb. ....	.006"
70-lb. ....	.007"
90-lb. ....	.009"

**Tabla A. 8. Espesores para papel Kraft** (Fulcanelli, 1984)]

Dado que el saco es triple capa papel-film-papel, y considerando que el film presenta un espesor de  $0.03mm$ , dado que es un material mucho más resistente que el papel, se tiene un saco de espesor total de  $0.23mm$ . Por lo que para que se produzca una rotura por aplastamiento, el área sometida a aplastamiento corresponde a los perfiles interior y exterior del tornillo sin fin:

$$A_{ext} = \pi Dt = 0.958t$$

$$A_{int} = \pi dt = 0.479t$$

En el caso en el que al caer el saco entre la hélice y éste no se rompa, se requiere que el saco sea aplastado para su rotura, por lo tanto, tomando el área exterior como referencia, ya que presentaría un mayor requerimiento de fuerza, la fuerza necesaria para romper cada capa del saco se tiene:

$$F_{papel} = 0.958(0.0001) \times 260 \times 10^3 = 24.9[N]$$

$$F_{film} = 0.958(0.00003) \times 48.8 \times 10^6 = 1402.5[N]$$

$$F_{saco} = 2(24.9) + 1402.5 = 1452.3[N]$$

$$T_{saco} = \frac{1452.3 \times 0.3058}{\pi} = 141.4[N - m]$$

$$T_{T,Sf} = T_{I,Sf} + T_{f+m} + T_{saco} = 25 + 2.83 + 141.4 = 169.23[N - m]$$

Por lo que la potencia necesaria es de:

$$P_{T,Sf} = T_{T,Sf} \omega = 169.23 \times \left(40 \times \frac{\pi}{30}\right) = 709[W]$$

Dando un margen de variación del  $\pm 10\%$  en el requerimiento de potencia para cuando se tenga o no un saco en el equipo:

$$P'_{T,Sf} = 1.1 \times 709 = 780[W]$$

### **Torque necesario para que el tambor de filtrado rote**

El tambor que se decidió utilizar sería fabricado en plancha de acero inoxidable AISI304 de espesor  $3mm$

De Autodesk Inventor 2021 se tiene:

$$m_{tambor} = 22.44[kg]$$

$$I_{tambor} = 1.40[kg - m^2]$$

Considerando que su velocidad de trabajo sea de  $30rpm$  las cuales alcanza en 1 segundo:

$$T_{tambor} = 1.40 \times \frac{\left(30 \times \frac{\pi}{30}\right)}{1} = 4.40[N - m]$$

Para poder dar la rotación al tambor se decidió soldar una cadena de rodillo ASA N°40SS con paso de  $12.7mm$  ( $1/2$  pulg), el cálculo para conocer el número de eslabones se muestra a continuación:

$$r_i = 250[mm]$$

$$e = 3[mm]$$

$$p_{cadena} = 12.70[mm]$$

$$h_2 = 12[mm]$$

$$d_{cadena} = 512 + 12 = 524[mm]$$

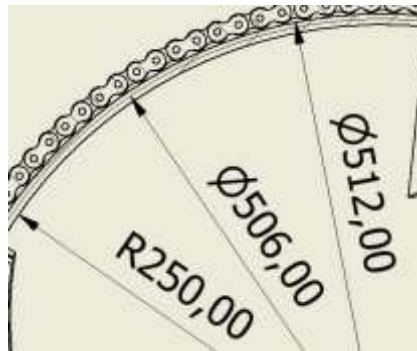


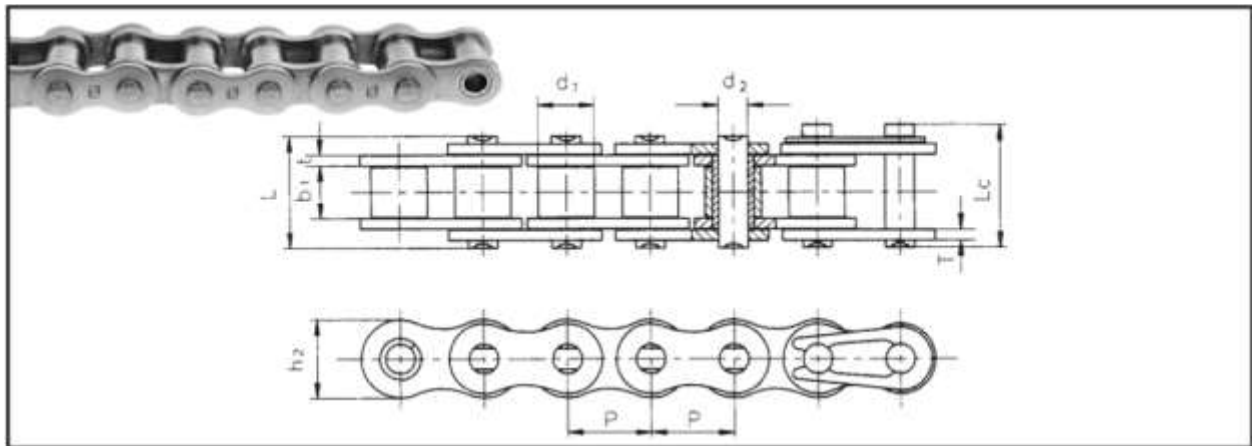
Figura A. 8. Radios exteriores en los extremos del tambor

Por lo que la longitud de la cadena sería de:

$$L_{cadena} = 524\pi = 1646.2[mm]$$

$$n_{eslabones} = \frac{L_{cadena}}{p_{cadena}} = \frac{1646.2}{12.7} = 129.6 \cong 130 \text{ eslabones}$$

La cadena que utilizaría sería de 130 eslabones (**¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**



Nº Cadena	Paso	Díametro del rodillo	Longitud entre las placas interiores	Díametro del pasador	Longitud del pasador		Profundidad de la placa interior	Grosor de la placa	Resistencia max. a la tracción	Resistencia media a la tracción	Peso por metro
Chain No.	Pitch	Roller diameter	Width between inner plates	Pin diameter	Pin length		Inner plate depth	Plate thickness	Ultimate tensile strength	Average tensile strength	Weight per meter
Nº de chaîne	Pas	Diamètre de rouleau	Largeur entre les plaques intérieures	Diamètre de la goupille	Longueur de la goupille		Profondeur de la plaque intérieure	Épaisseur de plaque	Résistance maximum à la traction	Résistance moyenne à la traction	Poids par mètre
	P mm	d1 max mm	b1 min mm	d2 max mm	L max mm	Ls max mm	h2 max mm	VT max mm	Q min kN	Qs kN	q kg/m
*35SS	9,525	5,08	4,77	3,58	12,40	13,17	9,00	1,30	5,50	6,60	0,33
40SS	12,70	7,95	7,85	3,96	16,60	17,80	12,00	1,50	9,70	11,60	0,63
50SS	15,875	10,16	9,40	5,08	20,70	22,20	15,09	2,03	15,30	18,50	1,03

Tabla A. 9. Dimensiones de cadena seleccionada [TransLink, 2020]

### Selección del piñón para la cadena

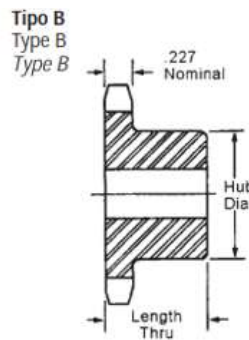
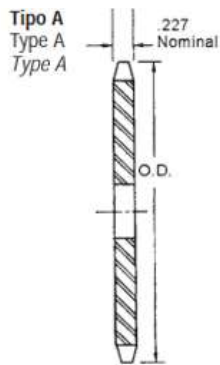
En el caso del piñón, se desea que la velocidad del tambor se encuentre en las  $30rpm$ , mientras que el piñón seleccionado es uno de 40 dientes con designación ASA N°41 tipo B con paso  $12.7mm$  ( $1/2pulg$ ), por lo que se obtiene una relación de transmisión:

$$Z_{piñón} \omega_{piñón} = n_{cadena} \omega_{tambor}$$

$$\omega_{piñón} = 30 \left( \frac{130}{40} \right) = 97.5 \cong 100[rpm]$$

Por lo que el torque que debe transmitir el piñón es:

$$T_{piñón} = \frac{T_{tambor}}{3.25} = \frac{4.40}{3.25} = 1.36[N - m]$$



Simple, tipo B / Simple - Type B / Single - Type B

Simple, tipo A / Simple - Type A / Single - Type A

N° de dientes N. de dents No. Teeth	N° de catálogo Número de catalogue Catalog Number	Diám. ext. Diamètre ext. Outside Diameter	Tipo Type Type	Agujeros (pulgadas) Alésés (pouces) Bore (inches)		Buje (pulgadas) Moyeu (pouces) Hub (inches)		Peso en libras (aprox.) Poids en livres (environ) Weight Lbs. (Approx.)	Tipo Type Type	N° de catálogo Número de catalogue Catalog Number	Diám. int. estándar Diam. int. standard Stock Bore	Peso en libras (aprox.) Poids en livres (environ) Weight Lbs. (Approx.)
				Estándar Standard Stock	Diám. int. máx. Diam. int. max. Rec. Max	Diámetro Diamètre Diameter	Longitud int. Longueur int. Length Thru					
6	41B1Z6	1.170	B	3/8	3/8	2 1/2	3/8	.07				
7	41B1Z7	1.340	B	3/8	3/8	3/4	3/8	.10				
8	41B1Z8	1.510	B	1/2	1/2	3/4	3/8	.19				
9	41B1Z9	1.670	B	1/2	3/8	1 1/4	3/8	.20				
10	41B1Z10	1.840	B	1/2	3/8	1 1/2	3/8	.27				
11	41B1Z11	2.000	B	1/2	3/8	1 3/4	3/8	.35				
12	41B1Z12	2.170	B	1/2	1 1/4	1 3/4	3/8	.44				
13	41B1Z13	2.330	B	1/2	1	1 3/4	3/8	.50				
14	41B1Z14	2.490	B	1/2	1 1/4	1 3/4	3/8	.57				
15	41B1Z15	2.650	B	1/2	1 3/4	1 3/4	3/8	.72	A	41A1Z15	3/8	.28
16	41B1Z16	2.810	B	3/4	1 1/4	2 1/4	3/8	.91	A	41A1Z16	3/8	.34
17	41B1Z17	2.980	B	3/4	1 1/2	2 3/4	1	1.09	A	41A1Z17	3/8	.36
18	41B1Z18	3.140	B	3/4	1 1/4	2 3/4	1	1.25	A	41A1Z18	3/8	.44
19	41B1Z19	3.300	B	3/4	1 1/4	2 3/4	1	1.49	A	41A1Z19	3/8	.46
20	41B1Z20	3.460	B	3/4	1 1/4	2 3/4	1	1.64	A	41A1Z20	3/8	.52
21	41B1Z21	3.620	B	3/4	1 1/4	2 3/4	1	1.81	A	41A1Z21	3/8	.60
22	41B1Z22	3.780	B	3/4	2	3	1	1.93	A	41A1Z22	3/8	.66
23	41B1Z23	3.940	B	3/4	2 1/4	3 1/4	1	2.25	A	41A1Z23	3/8	.72
24	41B1Z24	4.100	B	3/4	2 1/4	3 1/4	1	2.33	A	41A1Z24	3/8	.82
25	41B1Z25	4.260	B	3/4	2 1/4	3 1/4	1	2.46	A	41A1Z25	3/8	.88
26	41B1Z26	4.420	B	3/4	2 1/4	3 1/4	1	2.50	A	41A1Z26	3/8	.94
27	41B1Z27	4.580	B	3/4	2 1/4	3 1/4	1	2.56	A	41A1Z27	3/8	1.00
28	41B1Z28	4.740	B	3/4	2 1/4	3 1/4	1	2.64	A	41A1Z28	3/8	1.08
30	41B1Z30	5.060	B	3/4	2 1/4	3 1/4	1	2.80	A	41A1Z30	3/8	1.20
32	41B1Z32	5.380	B	3/4	2 1/4	3 1/4	1	2.96	A	41A1Z32	3/8	1.44
35	41B1Z35	5.860	B	3/4	2 1/4	3 1/4	1	3.12	A	41A1Z35	3/8	1.70
36	41B1Z36	6.020	B	3/4	2 1/4	3 1/4	1	3.32	A	41A1Z36	3/8	1.84
40	41B1Z40	6.650	B	3/4	2 1/4	3 1/4	1 1/4	4.06	A	41A1Z40	3/8	2.22

Tabla A. 10. Piñón seleccionado [TransLink, 2020]

Con los datos anteriores se establece que el piñón debe transmitir un torque de  $1.5[N - m]$  a una velocidad de  $100[rpm]$ .

Mientras que para asegurar el tambor se utilizará un marco de acero en el que se montarán ruedas MPF4 080 PGL4.





Rotante modelo MPF	
Código	Referencia
34-091/3	MPF4 080 PGL4
34-093/0	MPF4 100 PGL4
34-095/0	MPF4 125 PGL4
34-097/58	MPF4 160 PGL5
34-099/1	MPF4 200 PGL4

**Tabla A. 11. Modelo de ruedas**

### Diseño del árbol de transmisión para el tornillo sin fin sin eje

Primero se modela el árbol a partir del estado de cargas al cual está sometido (ver Figura 3. 7).

Conociendo que el torque entregado por el motor es de  $1.5hp$  o  $1.119kW$ , el torque del motor a  $40rpm$  es de:

$$T_M = \frac{1119}{40 \times \frac{2\pi}{60}} = 267.14[N - m]$$

Mientras que la carga debida al tornillo sin fin sin eje:

$$w_{s,f} = 49 \times 9.81 = 481[N]$$

En el caso de la tensión del árbol a la entrada del tambor se decide que la transmisión será por ejes paralelos que será alimentado por una banda perfil V sección AX (ver Figura 3. 8).

Las poleas deben tener una relación de diámetros de 2.5, dado que se requiere que se pase de las  $40rpm$ , a la salida del reductor, a  $100rpm$  en el árbol del piñón. Tomando

como diámetro para la polea menor  $d = 76.2\text{mm}$  (3pulg) y para la mayor  $D = 190.5\text{mm}$  (7.5pulg).

Para conocer la longitud de la banda a usar:

$$L_p = 2C + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C}$$

Donde:

$C$ : Distancia entre centros

$$C = \sqrt{238.0^2 + 205.0^2} = 314.12[\text{mm}]$$

$$L_p = 2(314.12) + \frac{\pi}{2}(190.5 + 76.2) + \frac{(190.5 - 76.2)^2}{4(314.12)}$$

$$L_p = 1103.8[\text{mm}] = 43.5[\text{pulg}]$$

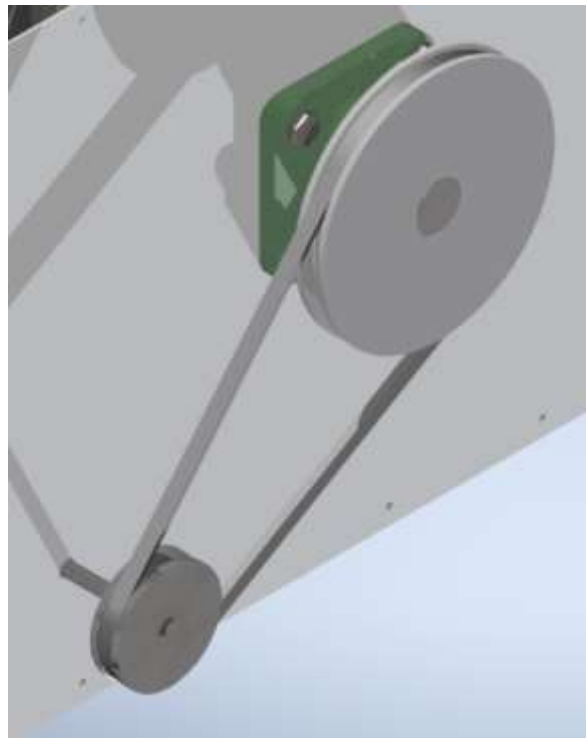
Dado que esa longitud es en base a la superficie de la polea, se le debe sumar un factor de corrección según el perfil de banda a utilizar, para el perfil AX se tiene que es de 1.3pulg adicionales a la longitud calculada como corrección de circunferencia de contacto (Budynas, 2008):

$$L_{cor} = 43.5 + 1.3 = 44.8[\text{pulg}]$$

Se lo que se decide seleccionar una banda AX43 con cubierta de caucho de la marca Gates, con un coeficiente de fricción  $f = 0.8$ .

Banda No.	Circunferencia Exterior (Pulg.)	Banda No.	Circunferencia Exterior (Pulg.)
AX22	24	AX42	44
AX23	25	AX43	45
AX24	26	AX44	46
AX26	28	AX45	47
AX27	29	AX46	48
AX28	30	AX47	49
AX29	31	AX48	50
AX31	33	AX49	51
AX32	34	AX50	52
AX33	35	AX51	53
AX34	36	AX52	54
AX35	37	AX53	55
AX36	38	AX54	56
AX37	39	AX55	57
AX38	40	AX56	58
AX39	41	AX57	59
AX40	42	AX58	60
AX41	43	AX59	61

**Tabla A. 12. Bandas disponibles por el fabricante Gates**



**Figura A. 9. Arreglo de banda y poleas**

Considerando una relación de tensiones entre el lado tenso y lado flojo de  $5F_2 = F_1$  se tiene:

$$F_1 - F_2 = \frac{2T_{\text{piñón}}}{D}$$

$$0.8F_1 = \frac{2(1.36)}{0.0762}$$

$$F_1 = 45[N]$$

Por lo tanto

$$F_2 = 9[N]$$

Por método gráfico la tensión resultante que soporta el árbol es de:

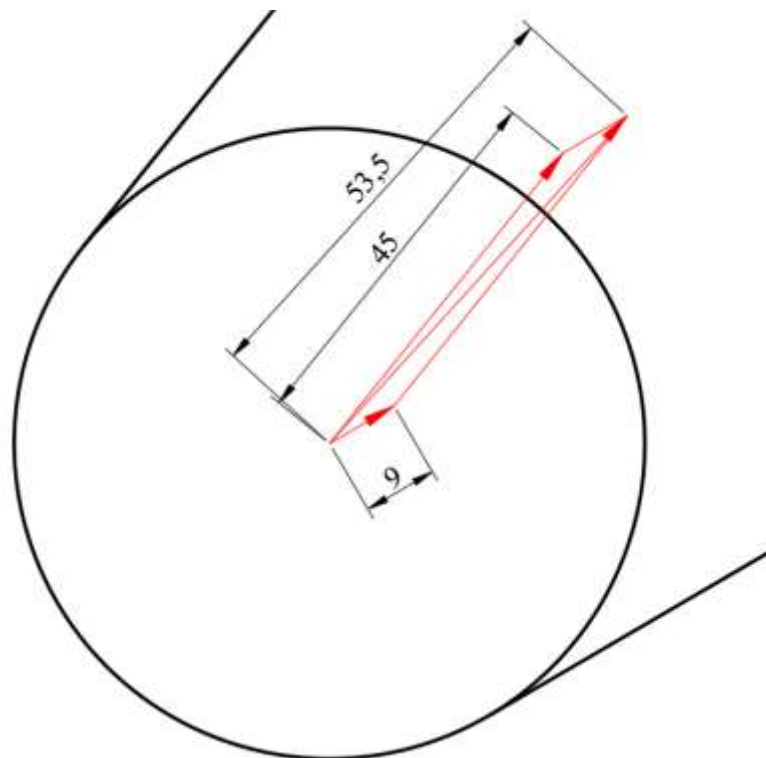


Figura A. 10. Método gráfico para cálculo de tensión en polea

El árbol experimenta una carga de 53.4[N] en el extremo, una vez modelado como viga se tiene (ver Figura 3. 9, Figura 3. 10 y Figura 3. 11)

Por suma de momentos:

Plano XY

$$\curvearrowright (+) \sum M_1 = 0$$

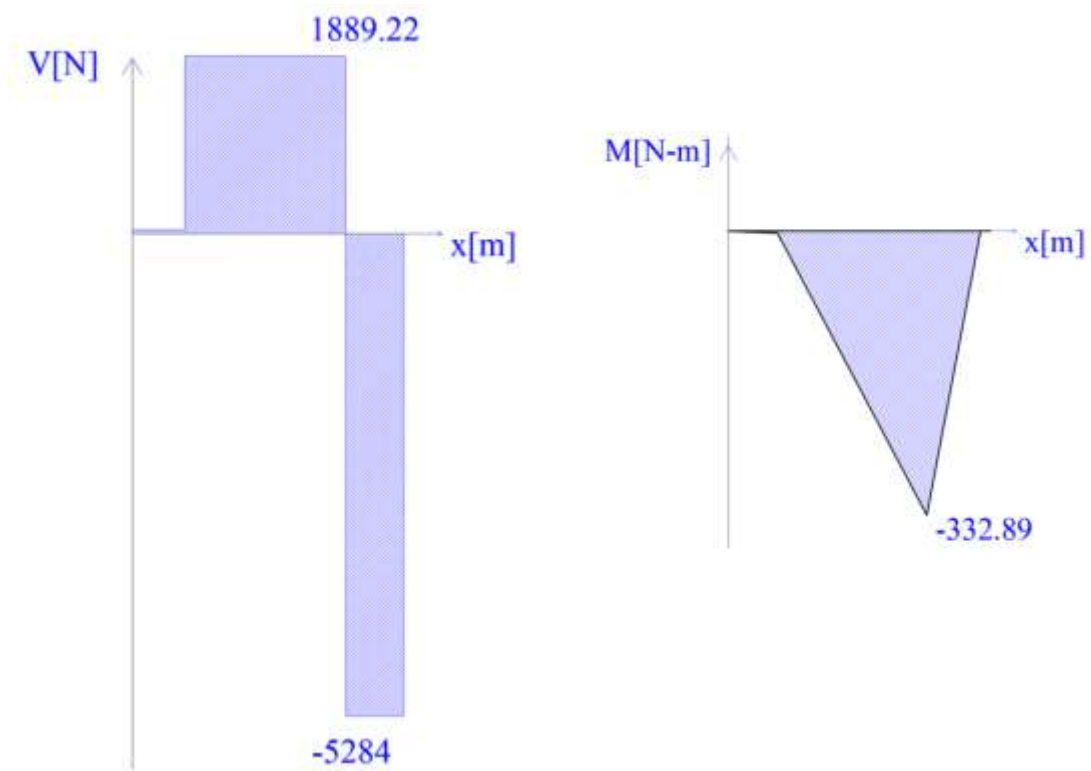
$$53.5 \cos(42.235)(0.0575) + R_{2y}(0.175) = 5284(0.238)$$

$$R_{2y} = 7173.22[N] \quad (\uparrow)$$

$$\uparrow (+) \sum F_y = 0$$

$$R_{1y} + R_{2y} = 53.5 \cos(42.235) + 5284$$

$$R_{1y} = 1849.61[N] \quad (\downarrow)$$



**Figura A. 11.** Diagramas de cortante y momento flector en el plano XY.

Plano XZ

$$\curvearrowright (+) \sum M_1 = 0$$

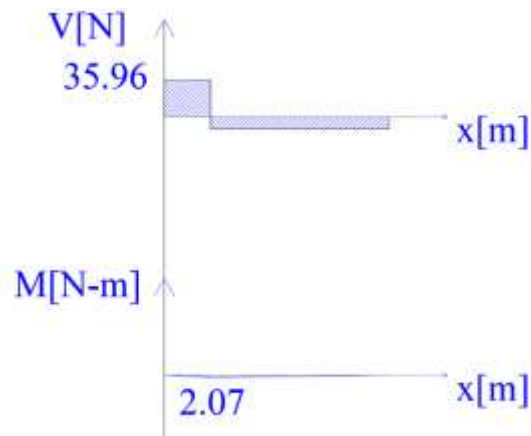
$$R_{2z} (0.175) + 53.5 \text{Sen}(42.235)(0.0575) = 0$$

$$R_{2z} = 11.82[N] \quad (\downarrow)$$

$$\uparrow (+) \sum F_z = 0$$

$$R_{1z} + R_{2z} = 53.5 \text{Sen}(42.235)$$

$$R_{1z} = 47.78[N] \quad (\uparrow)$$



**Figura A. 12. Diagramas de cortante y momento flector en el plano XZ**

Teniendo como resultante para reacciones y en el caso de cortante y momento para el punto de interés, es decir el hombro a 19mm del punto de apoyo:

$$R_1 = \sqrt{1849.61^2 + 24.14^2} = 1849.76[N]$$

$$R_2 = \sqrt{7173.22^2 + 11.82^2} = 7173.23[N]$$

$$V = \sqrt{1889.22^2 + 11.82^2} = 5284.0[N]$$

$$M = 297[N - m]$$

El árbol será diseñado bajo un factor de seguridad para carga dinámica de  $\eta = 1.5$  y utilizando acero AISI 1045 con  $S_y = 313.92[MPa]$  y  $S_{ut} = 637.65[MPa]$ . Utilizando la ecuación para diámetro de árboles ED-Goodman (Budynas, 2008):

$$d = \sqrt[3]{\frac{16\eta}{\pi} \left[ \frac{1}{S_e} \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} + \frac{1}{S_{ut}} \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} \right]}$$

Donde:

$\eta$ : Factor de seguridad en fatiga, asignado por el diseñador o estándares.

$S_e$ : Resistencia corregida a la fatiga del material (MPa).

$K_f$ : Factor de concentración de esfuerzos en fatiga para flexión.

$M_a$ : Amplitud del momento alternante  $\left(\left|\frac{M_{\text{máx}} - M_{\text{mín}}}{2}\right| [N - m]\right)$ .

$K_{fs}$ : Factor de concentración de esfuerzos en fatiga para cortante.

$T_a$ : Amplitud del torque alternante en el árbol  $\left(\left|\frac{T_{\text{máx}} - T_{\text{mín}}}{2}\right| [N - m]\right)$

$S_{ut}$ : Esfuerzo último del material (MPa).

$M_m$ : Valor medio del momento alternante  $\left(\frac{M_{\text{máx}} + M_{\text{mín}}}{2} [N - m]\right)$ .

$T_m$ : Valor medio del torque alternante  $\left(\frac{T_{\text{máx}} + T_{\text{mín}}}{2} [N - m]\right)$ .

$$S_e = S'_e k_a k_b k_c k_d k_e k_f$$

$S'_e$ : Primer aproximación de la resistencia a la fatiga, para valores de  $S_{ut} \leq 200$  [kpsi] o 1400 [MPa] se lo considera  $0.5S_{ut}$

$k_a$ : Factor de corrección de condición superficial.

$k_b$ : Factor de corrección de tamaño.

$k_c$ : Factor de corrección de carga.

$k_d$ : Factor de corrección de temperatura.

$k_e$ : Factor de corrección de confiabilidad.

$k_f$ : Factor de corrección de efectos varios.

$$S'_e = 0.5(637.65) = 318.82[\text{MPa}]$$

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{utr}$ kpsi	$S_{utr}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

**Tabla A. 13. Parámetros en el factor de condición superficial [Budynas, 2008]**

$$k_a = 4.51(637.65)^{-0.265} = 0.82$$



$$k_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107}$$

Si bien el factor de tamaño depende del diámetro del árbol, se toma como aproximación  $k_b = 0.85$ .

$$k_c = k_d = 1$$

Para factor de confiabilidad se decide que será del 90% dando:

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_a$	Factor de confiabilidad $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

**Tabla A. 14. Factor de confiabilidad en fatiga**

$$k_e = 0.897$$

Como factor de efectos varios se decide utilizar el valor:

$$k_f = 0.95$$

Teniendo como límite de resistencia a la fatiga:

$$S_e = 318.82(0.82)(0.85)(1)(0.897)(0.9)$$

$$S_e = 189.37[MPa]$$

Como el elemento se encuentra en rotación:

$$M_a = 297[N - m] \quad M_m = 0$$

Dado que el torque recibido no varía:

$$T_a = 0 \quad T_m = 267.14[N - m]$$

Para los factores de concentración de esfuerzo:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1)$$

Donde:

$q$ : Sensibilidad a la muesca. Figura A. 13

$q_{cortante}$ : Sensibilidad a la muesca en cortante. Figura A. 14

El punto de interés se encuentra en un hombro con relación de diámetros de 1.1, y dado que es mecanizado se considera una radio de muesca de  $0.5\text{mm}$  teniendo como factores:

$$q \cong 0.63$$

$$q_{cortante} \cong 0.77$$

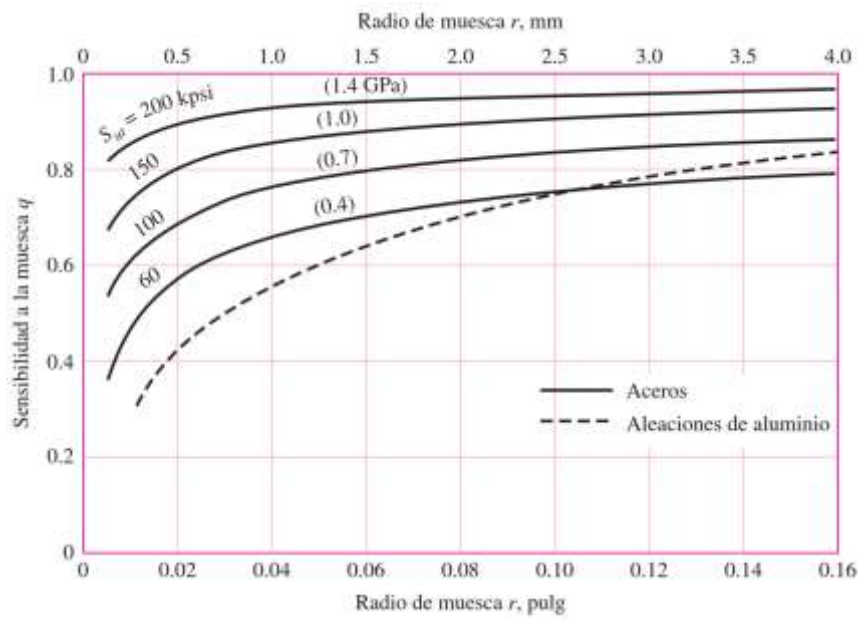


Figura A. 13. Sensibilidad a la muesca [Budynas, 2008]

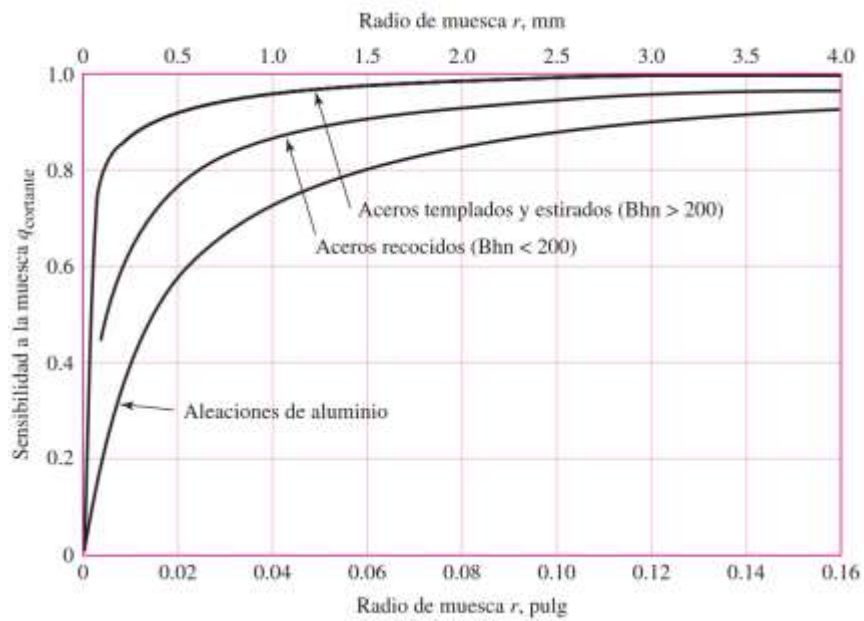


Figura A. 14. Sensibilidad a la muesca en cortante [Budynas, 2008]

Mientras que para el caso del factor de concentración se tiene:

$$K_t \cong 2.4$$

$$K_{ts} \cong 2$$

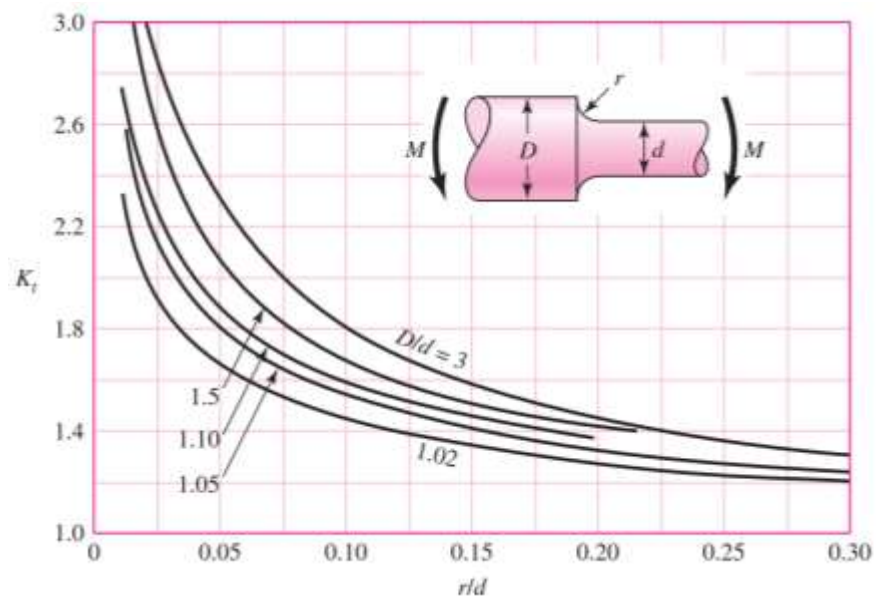


Figura A. 15. Factor de concentración en flexión [Budynas 2008]

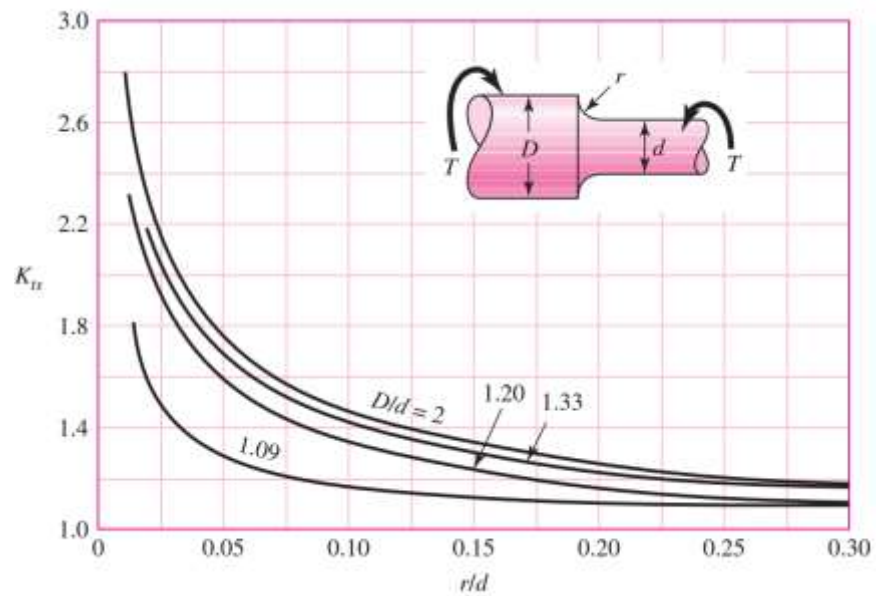


Figura A. 16. Factor de concentración en cortante [Budynas 2008]

Obteniendo como factores de concentración en fatiga:

$$K_f = 1 + 0.63(2.4 - 1) = 1.88$$

$$K_{fs} = 1 + 0.77(2 - 1) = 1.77$$

Teniendo como diámetro:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16(1.5)}{\pi} \left[ \frac{1}{189.37 \times 10^6} \sqrt{4(1.88(297))^2 + 0} + \frac{1}{635.65 \times 10^6} \sqrt{0 + 3(1.77(267.14))^2} \right]}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{24}{\pi} [5.897 \times 10^{-6} + 1.288 \times 10^{-6}]}$$

$$d = 0.038[m] = 38.0[mm]$$

Con lo cual se decide que el árbol debe presentar como diámetro mínimo 40mm, el cual permitirá el montaje de rodamientos con un diámetro para eje de dicha medida.

Recalculando en base a los rodamientos disponibles se tiene:

$$D = 44[mm] \quad d = 40[mm]$$

$$\frac{D}{d} = 1.1 \quad r_{muesca} = 0.5[mm]$$

$$K_t = 2.6 \quad K_{ts} = 1.8$$

$$q = 0.63 \quad q_{cortante} = 0.77$$

$$K_f = 2.00 \quad K_{fs} = 1.62$$

Recalculando el factor de seguridad en fatiga:

$$\frac{1}{\eta} = \frac{16}{\pi d^3} \left( \frac{1}{S_e} \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} + \frac{1}{S_{ut}} \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} \right)$$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{16}{\pi 0.035^3} \left( \frac{1}{189.37 \times 10^6} \sqrt{4(2.00(297))^2 + 0} + \frac{1}{635.65 \times 10^6} \sqrt{0 + 3(1.62(267.14))^2} \right)$$

$$\frac{1}{\eta} = \frac{16}{\pi 0.04^3} (6.27 \times 10^{-6} + 1.18 \times 10^{-6})$$

$$\eta = 1.69$$

El valor obtenido cumple con el requerimiento inicial establecido de un factor de seguridad de 1.5.

Dado que la ecuación de Goodman no evalúa la resistencia a carga estática, se debe verificar que el árbol es resistente a la falla estática, por la teoría de energía de distorsión (Budynas, 2008):

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{32K_f(M_m + M_a)}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16K_{fs}(T_m + T_a)}{\pi d^3}\right)^2}$$

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{32(2.00)(297)}{\pi(0.040)^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16(1.62)(267.14)}{\pi(0.040)^3}\right)^2}$$

$$\sigma'_{m\acute{a}x} = \sqrt{(94.54 \times 10^6)^2 + 3(34.44 \times 10^6)^2} = 111.8 [MPa]$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma'_{m\acute{a}x}}$$

$$n = \frac{313.92}{111.8} = 2.81$$

El árbol cumple satisfactoriamente con los requerimientos para carga estática y dinámica.

## Selección de rodamientos

Conociendo que la carga soportada por los apoyos en el caso del árbol de transmisión será radial, y que pueden generarse vibraciones, se decide que se utilizará rodamientos de bolas para árboles con un diámetro de  $35\text{mm}$ , los cuales estarán acoplados a los soportes, para su selección se tienen los siguientes datos:

Carga radial máxima:  $7173.22\text{[N]}$

Vida esperada:  $30000\text{[h]}$

Diámetro del árbol:  $40\text{mm}$

Factor de rotación  $V$ : 1

Para seleccionar el rodamiento calcularemos la carga dinámica mínima que éste debe tener por la expresión (Mott & Vavrek, 2018):

$$C = P_d \left( \frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}}$$

Donde:

$P_d$ : Carga de diseño  $[\text{N}]$ .

$L_d$ : Vida nominal  $[\text{rev}]$ .

$k$ : Relación entre carga y vida, para rodamientos de bola  $k = 3$ .

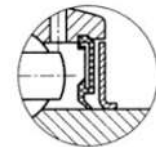
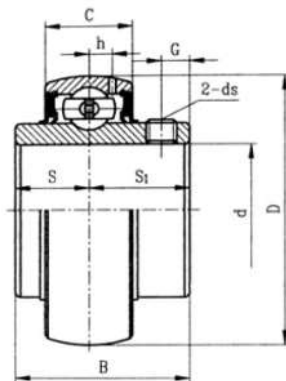
$$L_d = 40\text{rpm} \times 60 \times 30000 = 72 \times 10^6$$

$$C = 7173.22 \left( \frac{72 \times 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 29.842\text{[kN]}$$

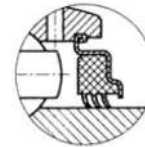
La carga estática corresponde a la de la reacción o carga de diseño, por lo que la carga estática corresponde a:

$$C_0 = 7173.22\text{[N]}$$

Algunos fabricantes proporcionan soportes con rodamientos integrados, en nuestro caso se consultó el catálogo del fabricante de elementos de transmisión Translink.



Junta duales / Dual seals  
Joints jumelés / Doppeldichtinge



Junta de labio triple (sufijo R3)  
Triple-lip seal (-suffix-R3)  
Joint à triple lèvre (suffixe R3)  
Dreifache Lippendichtung (Suffix R3)

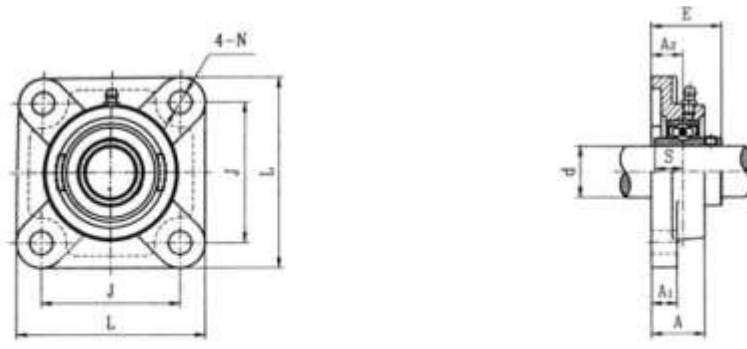
**UCX**  
**Tipo tornillo de fijación / Set-screw type**  
**Type vis de fixation / Typ Befestigungsschraube**

Rodamiento Bearing Unit Roulement Kugellager No.	Diámetro del eje Shaft Diameter Diámetro du axe Achsendurchmesser d		Dimensiones Dimensions Dimensions Dimension								Índice de carga básico Basic load rating Indice de charge de base Grundlastzahl		Peso Weight Poids Gewicht (kg)
	In	mm	d	b	c	s	st	g	h	ds	Dinámico / Dynamic Dynamique / Dynamisch Cr	Estático / Static Statique / Statisch Cor	
UCX 205-14	7/8		62	38,1	19	15,9	22,2	6	5	M6X1	19500	11200	0,42
205-15	15/16		2,4409	1,5000	0,7480	0,6260	0,8740	0,2362	0,1969	1/4-28UNF			0,40
205		25											0,39
205-16	1												0,38
UCX 206-18	1-1/8		72	42,9	20	17,5	25,4	6,5	5,8	M8X1	25700	15200	0,58
206		30	2,8346	1,6890	0,7874	0,6890	1,0000	0,2559	0,2283	5/16-24UNF			0,58
206-19	1-3/16												0,58
206-20	1-1/4												0,55
UCX 207-22	1-3/8		80	49,2	21	19	30,2	8	6,3	M8X1	29600	18200	0,75
207		35	3,1496	1,9370	0,8268	0,7480	1,1890	0,3150	0,2480	5/16-24UNF			0,75
207-23	1-7/16												0,72
UCX 208-24	1-1/12		85	49,2	22	19	30,2	8	6,8	M8X1	31850	20800	0,87
208-25	1-9/16		3,3465	1,9370	0,8661	0,7480	1,1890	0,3150	0,2677	5/16-24UNF			0,87
208		40											0,83

**Tabla A. 15. Rodamientos disponibles para selección por el fabricante [Translink]**

Se selecciona el rodamiento UCX 208 dado que es el más ligero de los rodamientos disponibles. Mientras que para los apoyos se decide utilizar uno del tipo cuadrado, siendo éste el UCFX 208





Soportes Pinion blocks Paliers Stehlagergehäuse No.	Diámetro del eje Shaft Diameter Diamètre du axe Achsen Durchmesser d		Dimensiones Dimensions Dimensions Dimensionen								Tamaño del yunque Bolt size Tülle du bouton Dübelgröße	Rodamiento Bearing Roulement Kugellager No.	Caja Housing Boite Gehäuse No.	Peso Weight Poids Gewicht (kg)								
	in	mm	l	j	st	st	a	e	a	s												
UCFX 205-14 205-15 205 205-16	7/8 15/16 1	25	108	82,5	18	13	30	40,2	11,5	15,9	M10	UCX 205-14 205-15 205 205-16	FX205	1,2								
UCFX 206-18 206 206-19 206-20	1-1/8 1-3/16 1-1/4		30	117	92	19	14	34	44,4	13		17,5			M12	UCX 206-18 206 206-19 206-20	FX206	1,6				
UCFX 207-22 207 207-23	1-3/8 1-7/16			35	130	101,5	21	14	38	51,2		13				19			M12	UCX 207-22 207 207-23	FX207	2,0
UCFX 208-24 208-25	1-1/2 1-9/16				40	137	105	22	14	40		52,2				15				19		
UCFX 208													UCX 208									

Tabla A. 16. Soportes para árboles de transmisión

**Diseño del árbol para el piñón**

Se lleva a cabo el mismo procedimiento para el árbol del sin fin sin eje.

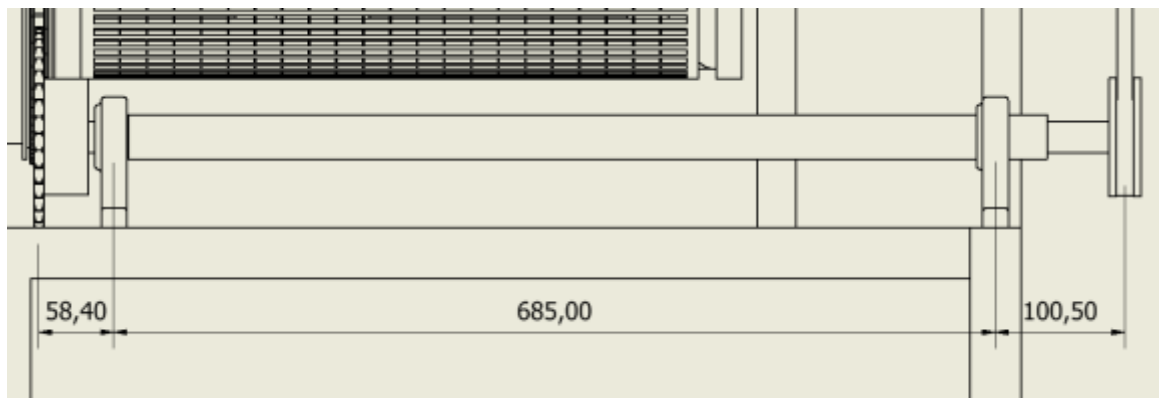


Figura A. 17. Distancias entre apoyos y cargas del árbol del piñón



Figura A. 18. Modelado del árbol del piñón en el plano XY

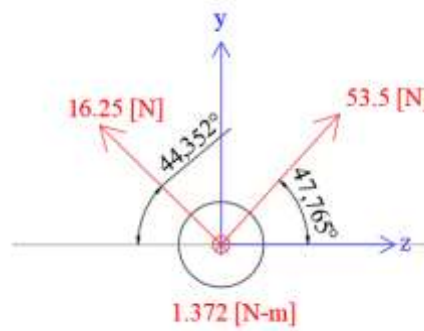


Figura A. 19. Modelado en el árbol del piñón en el plano ZY

Teniendo:

$$R_1 = \sqrt{6.516^2 + 17.890^2} = 19.04[N]$$

$$R_2 = \sqrt{44.454^2 + 42.232^2} = 61.32[N]$$

$$V = \sqrt{39.61^2 + 35.96^2} = 53.50[N]$$

$$M = \sqrt{3.982^2 + 3.616^2} = 5.40[N - m]$$

Utilizando las mismas condiciones y material que para el árbol del tornillo:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16(1.5)}{\pi} \left[ \frac{1}{189.37 \times 10^6} \sqrt{4(1.88(5.40))^2 + 0} + \frac{1}{635.65 \times 10^6} \sqrt{0 + 3(1.77(1.372))^2} \right]}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{24}{\pi} [1.072 \times 10^{-7} + 6.617 \times 10^{-9}]}$$

$$d = 0.0095[m] = 9.50[mm]$$

Se decide que el diámetro mínimo del árbol será de 12mm, para facilitar la selección del rodamiento (ver Figura 3. 13).

### Diseño tornillo transportador de mortero (Inferior con eje interno)

El material para transportar es cemento del cual se requiere transportar cuatro sacos por minuto, equivalente a 2 toneladas por hora. Por lo tanto, el flujo que se requiere transportar se aproxima a 4409.25 libras por hora.

Seguidamente se identificó el material de acuerdo con la Tabla A. 17 con sus respectivas características. El material identificado es cemento que presenta una densidad de 133 libras por pie cúbico.

MATERIAL	MAT'L CLASS CODE	CONV LOADING	COMPONENT GROUP	WEIGHT (LBS/CF)		MAT'L FACTOR F <sub>m</sub>	VERT.*
				MIN	MAX		
Canola Meal (Rape Seed Meal)**	3B	?	?	34	41	0.8	?
Carbon, Activated, Dry, Fine**	-	-	-	-	-	-	?
Carbon, Black, Pelleted**	-	-	-	-	-	-	?
Carbon, Black, Powder**	-	-	-	-	-	2.0	
Carborundum	100D27	15	3D	100	100	3.0	
Casein	36B35	30A	2D	36	36	1.6	
Cashew Nuts	35C45	30A	2D	32	37	0.7	
Cast Iron, Chips	165C45	30A	2D	130	200	4.0	
Caustic Soda (Sodium Hydroxide)	88B35RSU	30A	3D	88	88	1.8	
Caustic Soda, Flakes	47C45RSUX	30A	3A,3B	47	47	1.5	
Cellite (Diatomaceous Earth)	14A36Y	30B	3D	11	17	1.6	?
Cement, Aerated (Portland)	68A16M	30B	2D	60	75	1.4	X
Cement, Clinker	85D36	30B	3D	75	95	1.8	
Cement, Mortar	133B35Q	30A	3D	133	133	3.0	

**Tabla A. 17. Características de materiales [Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012]**

La capacidad requerida se determinó mediante la relación entre el flujo requerido y la densidad del material a transportar.

$$\text{Capacidad requerida} = \frac{4409.25 \frac{\text{lbs}}{\text{hr}}}{133 \frac{\text{lbs}}{\text{ft}^3}} = 33.15 \frac{\text{ft}^3}{\text{hr}}$$

Luego se calculó la velocidad del tornillo transportador recomendada mediante la ecuación 20. Donde de acuerdo con la Tabla A. 18 con una capacidad de transporte del 30% recomendada de las características del material a transportar y con un diámetro de 6 pulgadas se obtiene la capacidad por rpm de  $1.5 \left[ \frac{\text{ft}^3}{h} \right]$ .

PERCENT TROUGH LOAD	SCREW DIAMETER	MAXIMUM RECOMMENDED RPM	CAPACITY (FT <sup>3</sup> /HR) at MAX RPM	CAPACITY (FT <sup>3</sup> /HR) per RPM
15%	6	60	45	0.8
	8	55	150	2.7
	12	50	325	6.5
	14	50	520	10.4
	16	45	700	15.6
	18	45	1,010	22.5
	20	40	1,250	31.2
	24	40	2,180	54.6
	30	30	3,152	105.0
	36	20	3,557	164.0
30% A	6	120	180	1.5
	8	100	545	5.5
	12	90	1,160	12.9
	14	85	1,770	20.8
	16	80	2,500	31.2
	18	75	3,380	45.0
	20	70	4,370	62.5
	24	65	7,100	100.0
	30	50	10,508	210.0
	36	35	12,593	368.0

**Tabla A. 18. Porcentaje de capacidad de carga** (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)]

$$N = \frac{33.15 \frac{\text{ft}^3}{\text{hr}}}{1.5 \frac{\text{ft}^3}{\text{hr}}} = 22 \text{ rpm}$$

La velocidad del tornillo transportador es de 22 rpm, la cual está dentro de los límites de las rpm máximas recomendadas por la guía del fabricante (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012).

Para el transporte mecánico del material recuperado a la tolva de recuperación se necesitó un tornillo transportador de 1.5 metros de longitud, equivalente a un aproximado de 5 pies.

### Cálculo de potencia

Para un tornillo transportador horizontal se determinó la potencia total, en la cual es requisito el cálculo de la potencia necesaria para superar la fricción de los componentes del transportador y la potencia para transportar el material.

Se determinó la potencia necesaria para superar la fricción. El factor de diámetro  $F_d$  se determinó mediante la Tabla A. 19 y el factor de rodamiento  $F_b$  mediante la Tabla A. 20, por lo tanto:

SCREW DIA.	$F_d$	SCREW DIA.	$F_d$
6	18	24	235
9	31	30	360
10	37	36	512
12	55	42	720
14	78	48	940
16	106	54	1200
18	135	60	1500
20	165		

**Tabla A. 19. Factor de potencia por diámetro** (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)]

COMPONENT GROUP	BEARING TYPE	FACTOR $F_b$
A	Ball	1.0
B & C	Babbitt	1.7
	Bronze	1.7
	Bronze (oil impregnated)	1.7
	Bronze w/Graphite Plugs	1.7
	Canvas Based Phenolic	1.7
	Ertalyte	2.5
	Gatke	1.7
	Melamine	3.5
	Nylon/Nylatron GS	2.0
	Plastic Resin	2.0
	Ryertex	1.7
	Teflon	2.0
UHMW	2.0	
Wood (oil impregnated)	1.7	
D Req's hardened cplg shaft	Chilled Hard Iron	4.4
	Hardened Alloy Sleeve	4.4
	Stellite	4.4

**Tabla A. 20. Factor de potencia por rodamiento** (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)]

$$HP_f = \frac{LNF_d F_b}{1000000}$$

$$HP_f = \frac{5 * 22 * 18 * 4.4}{1000000} = 0.008712$$

Se determinó la potencia necesaria para transportar el material. Donde el factor del material se encuentra en la Tabla A. 17, el factor de modificación de hélice se determina mediante la Tabla A. 21 y el factor de paleta se determina mediante la Tabla A. 22, por lo tanto:

TYPE OF FLIGHTING	CONVEYOR LOADING			
	15%	30%	45%	95%
Standard	1.00	1.00	1.00	1.00
Cut	1.10	1.15	1.20	1.30
Cut & Folded	NR	1.50	1.70	2.20
Ribbon	1.05	1.14	1.20	NR

**Tabla A. 21. Factor de modificación de hélice** (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)]

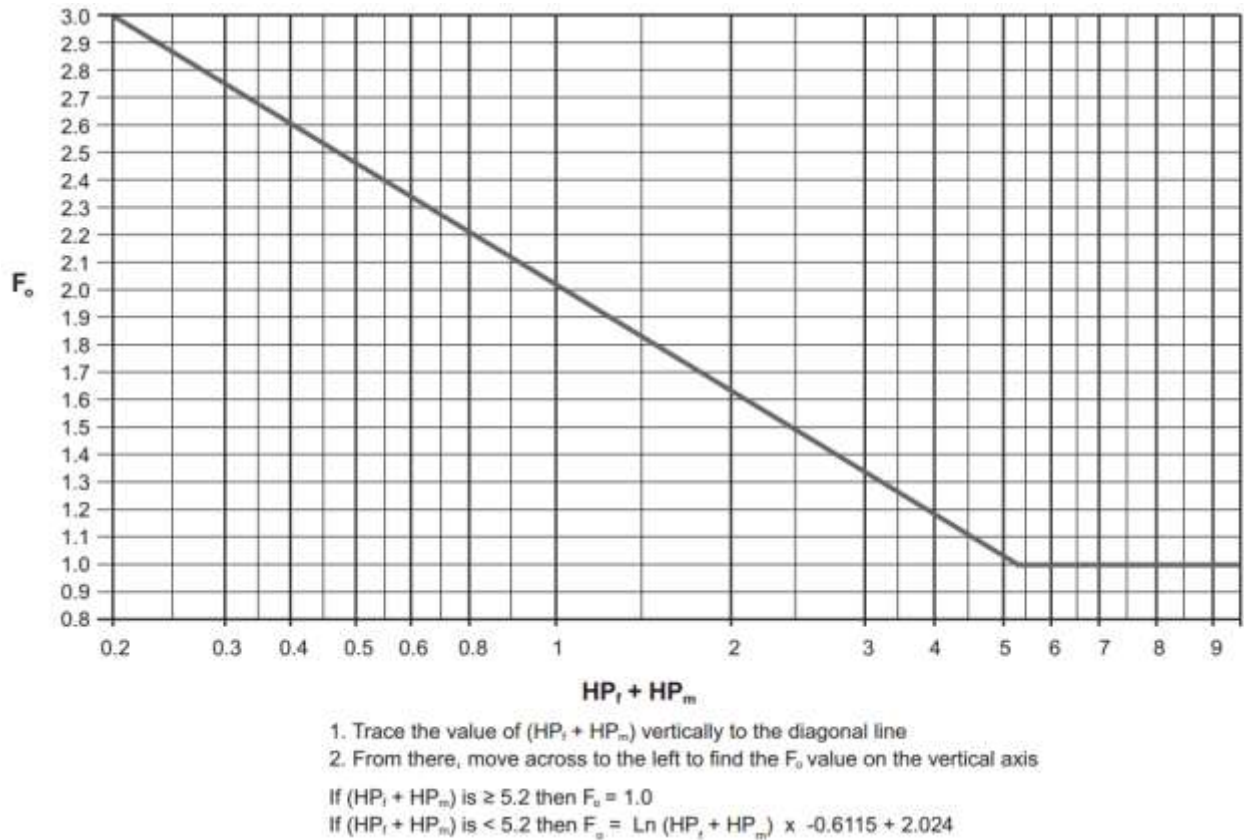
STD PADDLES PER PITCH SET AT 45° REVERSE PITCH				
NONE	1	2	3	4
1.00	1.29	1.58	1.87	2.16

**Tabla A. 22. Factor por paletas** (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)]


$$HP_m = \frac{CLDF_m F_f F_p}{1000000}$$

$$HP_m = \frac{33.15 * 5 * 133 * 3 * 1.5 * 1}{1000000} = 0.0992$$

Por lo tanto, la potencia total necesaria que necesita el tornillo transportador es (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012):



**Figura A. 20. Factor de sobrecarga** (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)]

			APPROX. EFFICIENCY "e"
Direct Coupled In-line Drive		Motor, reducer & conveyor drive shaft are mounted in-line and direct-coupled together. Typically supported by drive base attached to floor or conveyor end plate. Best configuration for longer component life of larger conveyors.	0.94

**Tabla A. 23. Eficiencia mecánica típica** (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)]

$$HP_T = \frac{(HP_f + HP_m)F_o}{e}$$

Donde:

$F_o$ : Factor de sobrecarga. Figura A. 20

$e$ : Eficiencia de transmisión. Tabla A. 23

Teniendo:

$$F_o = -0.6115 \ln(HP_f + HP_m) + 2.024$$

$$F_o = -0.6115 \ln(0.008712 + 0.0992) + 2.024 = 2.02$$

$$e = 0.94$$

$$HP_T = \frac{(0.008712 + 0.0992) \times 2.02}{0.94} = 0.23[hp]$$

Por lo tanto, se utilizó una potencia de 0.25 hp debido que la aplicación es transportar el material.

Seguidamente se determinó las medidas de los componentes recomendados por el fabricante (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012) de acuerdo al material a transportar y el diámetro del tornillo seleccionado mediante la Tabla A. 24, Tabla A. 25, Tabla A. 26, Tabla A. 27 y Tabla A. 28.

SCREW DIA (INCHES)	SHAFT SIZE DIA	BOLTS PER COUPLING	SECTIONAL SCREW FLIGHT THICKNESS*	TROUGH THICKNESS	COVER THICKNESS
8	2	3-bolt	3/8 or 1/2	10 ga	14 ga
8	2	3-bolt	1/2	3/8	14 ga
10	2	3-bolt	1/2	3/8	14 ga
12	2 1/4	3-bolt	1/2 or 3/8	3/8 or 1/2	14 or 12 ga
12	3	3-bolt	3/8 or 1/2	3/8 or 1/2	14 or 12 ga
14	3	3-bolt	3/8 or 1/2	3/8 or 1/2	14 or 12 ga
16	3	3-bolt	1/2 or 1/2	3/8 or 1/2	14 or 12 ga
16	3 1/4	3-bolt	1/2 or 1/2	3/8 or 1/2	14 or 12 ga
18	3 1/2	3-bolt	1/2 or 1/2	3/8	12 or 10 ga
20	3 3/4	3-bolt	1/2 or 1/2	3/8	12 or 10 ga
20	3 1/2	3-bolt	1/2 or 1/2	3/8	12 or 10 ga
24	3 3/4	3-bolt	1/2 or 1/2	3/8	12 or 10 ga
24	3 1/2	3-bolt	1/2 or 1/2	3/8	10 ga
30	4 1/2	3-bolt	1/2 or 1/2	3/8	10 ga
36**	4 1/2	3-bolt	1/2 or 1/2	3/8	10 ga

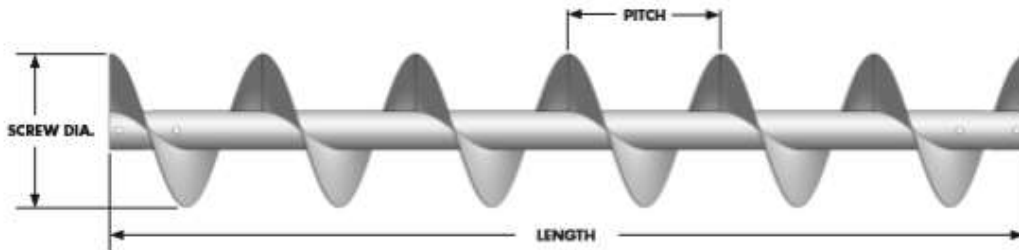
**Tabla A. 24. Medidas de componentes recomendados** (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)]

Por lo tanto, se seleccionó un tornillo transportador con un diámetro de 6 pulgadas con un eje interno de 2 pulgadas con espesor de la hélice de 4mm.



# SCREWS

## SECTIONAL SCREW

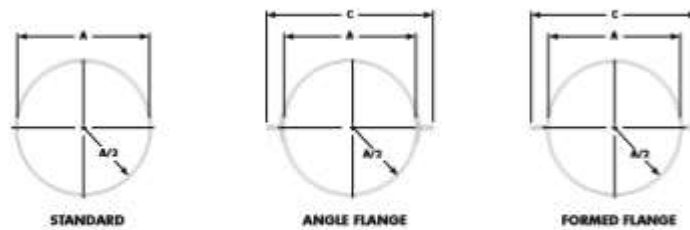


SCREW DIA	COUPLING SHAFT DIA	SCREW PART #	NOMINAL PIPE SIZE	PIPE OD	FLIGHT THICK.	STD LENGTH	STD LENGTH SCREW WT* (LB)			FLIGHT WT EACH (LB)
							SCH 40	SCH 80	SCH 80 CLAD**	
6	1 1/2	6SS309	2	2 3/4	10 ga	9'-10"	62	75	NA	1.1
6	1 1/2	6SS312	2	2 3/4	7/16	9'-10"	70	83	NA	1.6
6	1 1/2	6SS316	2	2 3/4	1/4	9'-10"	80	93	NA	2.1

Tabla A. 25. Medidas de tornillo transportador (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)]

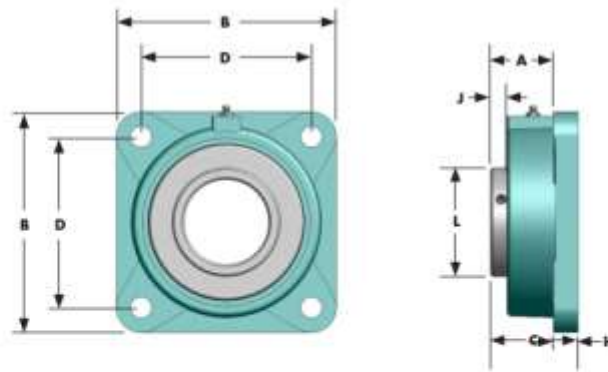
## TROUGHS

### TUBE



SCREW DIA	HOUSING THICKNESS	TUBE PART #	WEIGHT STD LENGTH	ANGLE FLANGE PART #	WEIGHT STD LENGTH	FORMED FLANGE PART #	WEIGHT STD LENGTH	A	B	C	STD LENGTH
6	14 ga	CTTB14	61	CTTAB14	61	CTTFB14	75	7	1 1/4	9 1/4	10'-0"
6	12 ga	CTTB12	84	CTTAB12	114	CTTFB12	103	7	1 1/4	10 5/8	10'-0"
6	10 ga	CTTB10	108	CTTAB10	137	CTTFB10	131	7	1 1/4	11 5/8	10'-0"
6	8 ga	CTTB7	161	CTTAB7	190	CTTFB7	167	7	1 1/4	13 1/4	10'-0"

Tabla A. 26. Medidas para canalón (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)]



SHAFT	PART #	A	B	C	D	H	J	L	BOLT DIA	WEIGHT
1 1/2	F4B-SC-108	1 1/16	5 1/2	1 1/4	4	3/16	1/32	2 3/4	1/2	5
2	F4B-SCM-200	1 7/32	6 1/2	2 1/2	5 1/2	1/16	1/16	2 7/32	3/8	10
2 1/8	F4B-SC-207	1 9/64	6 7/8	2 3/4	5 3/4	1/16	1/16	2 11/32	3/8	11
3	F4B-SCM-300	2 1/32	7 3/4	3 1/2	6	1/8	1/32	3 1/4	3/4	21
3 7/8	F4B-SCM-307	2 3/64	8 3/8	3 11/32	6 3/4	1	1/16	4 7/64	3/4	28

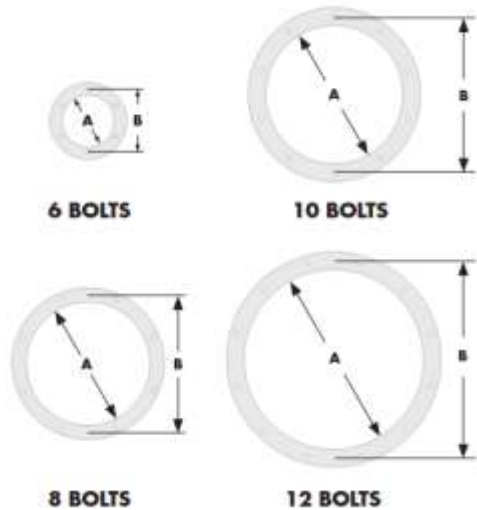
**Tabla A. 27. Medidas de rodamiento recomendados** (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)]

**TUBULAR INLETS & DISCHARGES**

SCREW SIZE	FLANGE BOLTS	INSIDE DIA A*	BOLT CIRCLE B**	ROUND INLET PART #	ROUND DISCH. PART #
6	(6) 3/4	7	8 3/4	CI6-T	CSD6-T
9	(8) 3/4	10	12 1/2	CI9-T	CSD9-T
10	(8) 3/4	11	13 1/4	CI10-T	CSD10-T
12	(8) 1/2	13	15 1/4	CI12-T	CSD12-T
14	(8) 1/2	15	17 1/4	CI14-T	CSD14-T
16	(8) 3/4	17	20	CI16-T	CSD16-T
18	(10) 3/4	19	22	CI18-T	CSD18-T
20	(10) 3/4	21	24 1/2	CI20-T	CSD20-T
24	(12) 3/4	25	28 1/2	CI24-T	CSD24-T

\* Inside diameter of inlet or discharge, not the flange ID

\*\* Bolt pattern shown here is for round inlets/discharges as well as tube trough end flanges.



**Tabla A. 28. Medidas de componentes de entrada y descarga del tornillo** (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)]

De acuerdo a la guía del fabricante de tornillo transportador (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012) se requiere verificar las clasificaciones torsionales de los componentes seleccionados, ya que los transportadores de tornillo están limitados en longitud y tamaño en general por la cantidad de torque que puede transmitirse de manera segura.

De tal manera que el torque es una función de la potencia del motor y la velocidad del tornillo transportador.

$$Torque = \frac{63025 \times HP}{rpm}$$

$$Torque = \frac{63025 \times 0.25}{22} = 716 \text{ in} - \text{lbs}$$

$$716[\text{in} - \text{lbs}] \times \frac{0.0254\text{m}}{1\text{in}} \times \frac{4.448\text{N}}{1\text{lb}} = 80.9[\text{N} - \text{m}]$$

Por lo tanto, de acuerdo con la Tabla A. 29 queda comprobado que para un torque de 716 in-lbs producido por el tornillo transportador seleccionado está dentro de los límites recomendados por el fabricante (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012).

		SHAFTS*		PIPE	COUPLING BOLTS					
		MATERIAL		MATL	SHEAR		LOAD BEARING			
SHAFT DIA	PIPE	SS/1018**	4140	SS/CS***	2-BOLT	3-BOLT	w/o PADS	w/o PADS	w/ PADS	w/ PADS
							2-BOLT	3-BOLT	2-BOLT	3-BOLT
1-1/2"	2" sch 40	2,565	3,552	7,288	3,829	5,743	5,016	7,524	16,641	24,962
1-1/2"	2" sch 80	2,565	3,552	9,501	3,829	5,743	5,016	7,524	16,641	24,962
1-1/2"	2-1/2" sch 40	2,565	3,552	13,832	3,829	5,743	8,945	13,417	22,070	33,105
1-1/2"	2-1/2" sch 80	2,565	3,552	17,402	3,829	5,743	8,945	13,417	22,070	33,105
2"	2-1/2" sch 40	6,354	8,798	13,832	7,977	11,965	7,888	11,833	26,170	39,254
2"	2-1/2" sch 80****	6,354	8,798	17,402	7,977	11,965	7,888	11,833	26,170	39,254
2"	3" sch 40	6,354	8,798	22,413	7,977	11,965	15,345	23,018	35,970	53,955
2"	3" sch 80	6,354	8,798	28,929	7,977	11,965	15,345	23,018	35,970	53,955
2"	3" 80/10 clad	6,354	8,798	42,631	7,977	11,965	18,598	27,896	40,123	60,184
2-7/16"	3" sch 40	12,558	17,388	22,413	9,722	14,582	11,889	17,534	33,955	50,933
2-7/16"	3" sch 80	12,558	17,388	28,929	9,722	14,582	11,889	17,534	33,955	50,933
2-7/16"	3" 80/10 clad	12,558	17,388	42,631	9,722	14,582	14,942	22,413	38,107	57,161
2-7/16"	3-1/2" sch 40	12,558	17,388	31,120	9,722	14,582	18,709	28,063	42,850	64,274
2-7/16"	3-1/2" sch 80	12,558	17,388	40,821	9,722	14,582	18,709	28,063	42,850	64,274
2-7/16"	3-1/2" 80/10 clad	12,558	17,388	58,736	9,722	14,582	22,411	33,617	47,452	71,178

**Tabla A. 29. Verificación torsional del tornillo** (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)]

Además, se verificó la deflexión del tornillo para determinar el buen funcionamiento y aumentar la vida útil del tornillo mediante la ecuación:

$$D = \frac{WL^3}{76.8EI}$$

Donde:

$D$ : Deflexión en pulgadas.

$W$ : Peso total del tornillo en libras.

$L$ : Longitud del tornillo en pulgadas.

$E$ : Módulo de elasticidad ( $2.9 \times 10^7$  psi)

$I$ : Momento de inercia. Tabla A. 30

NOMINAL PIPE SIZE	MOMENT OF INERTIA		
	SCHED 40	SCHED 80	SCHED 80 CLAD*
2	0.667	0.868	N/A
2 ½	1.53	1.92	N/A
3	3.02	3.89	6.13
3 ½	4.79	6.28	9.57
4	7.23	9.61	14.3
5	15.2	20.7	30.4
6	28.1	40.5	56.8
8	72.5	106	141
10	161	212	280

Tabla A. 30. Momento de inercia del tornillo [Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012]

$$D = \frac{80 \times 60^3}{76.8 \times 2.9 \times 10^7 \times 1.53} = 0.00317 \text{ in}$$

$$\text{Ángulo en el extremo del eje} = \frac{183D}{L}$$

$$\text{Ángulo en el extremo del eje} = \frac{183 \times 0.00317}{60} = 0.01$$

Por lo tanto, de acuerdo con la Tabla A. 31 se comprobó que la deflexión producida por el tornillo seleccionado está dentro de la deflexión máxima recomendada por el fabricante (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012).

SITUATION	MAX DEFLECTION*	MAX END ANGLE*	
		2-BOLT	3-BOLT
Standard SS setup**	0.125"	0.200°	0.150°
Screw conv. type drive	0.100"	0.150°	0.135°
Weld-in shafts	0.100"	0.150°	0.135°
Drive on inlet end	0.100"	0.150°	0.135°
Flanged shafts	0.100"	0.150°	0.135°
Tight collar tolerances	0.100"	0.110°	0.135°
Double end bearings	0.100"	0.150°	0.135°

Tabla A. 31. Valores máximos de deflexión del tornillo (Conveyor Engineering and Manufacturing Co., 2012)]

### Diseño de tolva

Primero se identificó el material que almacenará la tolva, donde se identificó el ángulo de fricción interna de acuerdo con el criterio de diseño de contenedores de acero para almacenar materiales a granel mostrado en la Tabla A. 32.

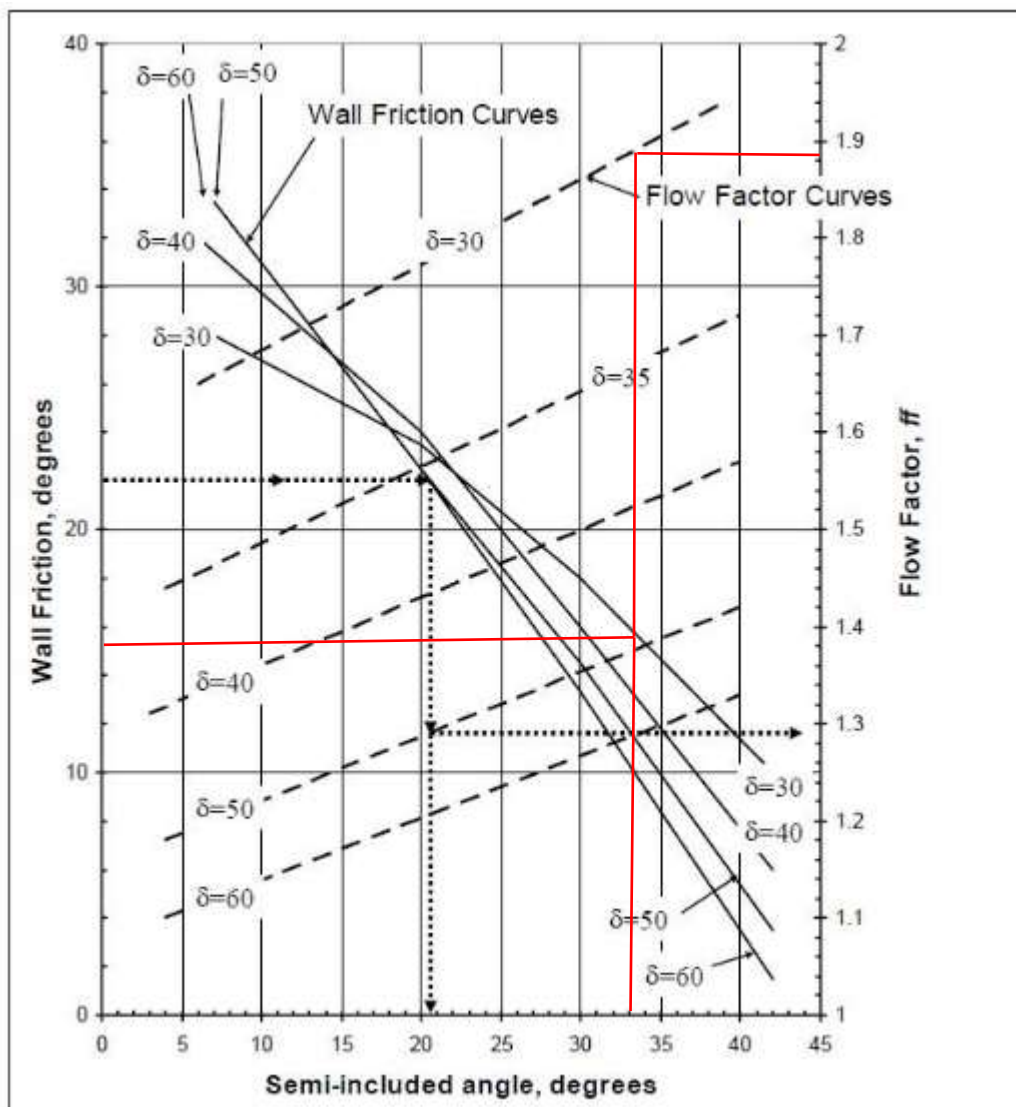
MATERIAL	AVERAGE Bulk Density W	CLASS	ANGLE OF INTERNAL FRICTION $\phi$ Min Degree
(1)	(2)	(3)	(4)
Ammonium chloride, crystalline	830	B76LP	30-45°
Ammonium nitrate	720-1 000	B27NLS	25°
Ammonium sulphate	720-920	B25N	32-45°
Ashes, coal, dry, 12 mm and under	560-690	C37	40°
Ashes, coal, dry, 75 mm and under	560-640	D37	38°
Ashes, coal, wet, 12 mm and under	720-800	C27PZ	52°
Ashes, coal, wet, 75 mm and under	720-800	D37PZ	50°
Asphalt, crushed, 12 mm and under	720	C26	30-45°
Benzene hexachloride	890	A36R	45°
Bicarbonate of soda	650	A26	30°
Calcium carbide	1 120-1 280	D27	30-45°
Carbon black, pelletized	320-400	B16TZ	28°
Carbon black powder	600-900	A17WZ	21°
Cinders, blast furnace	910	D38	35-45°
Cinders, coal	640	D28	35-45°
Coal, anthracite	830-960	C27P	30-45°
Coal, pelletized	510-560	—	—
Coal, powdered	880-920	—	—
Coal, bituminous, sorted, run of mine	800	D26P	35°
Coal, bituminous, mined, sized	800-910	D26PT	22-31°
Coal, bituminous, mined, slack 12 mm and under	640-800	C36P	29-45°
Coal, bituminous, stripping, not cleaned	800	D37P	45°
Coal char	380	B27SY	50-45°
Cake loose	260-310	D38FX	27-43°
Cake breeze	400-600	—	2-45°
Cement	1 530	—	25°
Flour or clinker	1 620	—	33-37°

Tabla A. 32. Características de materiales a granel [Ravenet Regales, 2004]

Teniendo un ángulo de fricción interna de  $25^\circ$ , con una densidad de  $2130.46 \text{ lbs/ft}^3$ , en la cual se considera un ángulo de fricción de pared para descarga equivalente a  $0.6$  del ángulo de fricción interna del material, por lo tanto:

$$\text{Ángulo de fricción de pared } (\delta) = 0.6 \phi = 15^\circ$$

Con ambos ángulos obtenidos y de acuerdo con la forma de la tolva que se requiere, en este caso una tolva cónica y respecto a la Figura A. 21 se determina el factor de flujo (ff).



**Figura A. 21. Factor de flujo** [AMOROS ALBARO et al., 2001]

Se determinó un factor de flujo,  $ff=1.88$

Seguidamente se determinó el diámetro mínimo de descarga de la tolva, en la cual se estima la función de flujo de material (MFF) y la función de factor de flujo, definida como  $1/ff$ , apoyándose de la ecuación del esfuerzo de material no confinado y mostrando los valores de las funciones en la tabla:

$$f_c = \sigma^{\tan(\delta)}$$

Donde:

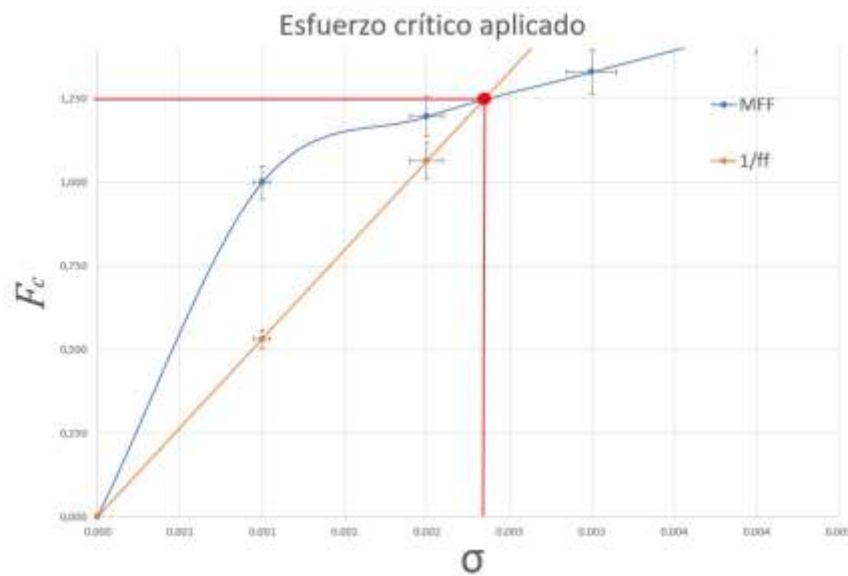
$\sigma$ : esfuerzo normal.

$\tan(\delta)$ : Coeficiente de fricción de pared.

<i>MFF</i>		<i>1/ff</i>	
$\sigma$	$f_c$	$\sigma$	$\sigma/ff$
0	0	0	0
1	1	1	0.532
2	1.197	2	1.064
3	1.33	3	1.596
4	1.434	4	2.128

**Tabla A. 33. Valores de función de flujo de material (MFF) y función de factor de flujo (1/ff)**

Graficando ambas funciones se determina el Esfuerzo Crítico Aplicado (CAS), que se muestra en la siguiente Figura A. 22:



**Figura A. 22. Esfuerzo crítico aplicado**

Obteniendo un Esfuerzo crítico aplicado de 1.25 kPa, con aquel esfuerzo determinado se procede a calcular el diámetro mínimo de descarga para una tolva cónica mediante las siguientes relaciones:

$$H(\theta) = 2 + \frac{\theta}{60} = 2.55$$

$$D = H(\theta) \frac{CAS}{\rho g} = 0.153 \text{ m} = 153 \text{ mm}$$

Como se requiere un diámetro de descarga de 177.8 mm correspondiente a la entrada de material seleccionado del tornillo transportador, con el cálculo anteriormente descrito se corrobora dicho diámetro seleccionado.

### Cálculos de esfuerzos

El cálculo de esfuerzos para una tolva permitió estimar el espesor mínimo de plancha de acero para tener un desempeño óptimo de la tolva. Por lo tanto, se aplicaron las siguientes ecuaciones:

$$Pv = \frac{\rho g D}{4\mu K} \left( 1 - \exp\left(-\frac{4z\mu K}{D}\right) \right)$$



$$P_w = KP_v$$

Donde:

$P_v$ : Presión en el fondo de la tolva.

$P_w$ : Presión en la pared de la tolva.

$\rho$ : Densidad de material.

$z$ : Altura de la tolva.

$D$ : Diámetro mayor de la tolva.

$\mu$ : Coeficiente de fricción.

$g$ : Aceleración de la gravedad.

$k$ : Relación entre presiones horizontales y verticales.

$$P_v = 1331 \text{ Pa}$$

$$k = \frac{1 - \sin^2(\delta)}{1 + \sin^2(\delta)} = 0.87$$

$$P_w = 918.33 \text{ Pa}$$

Por lo tanto, el espesor mínimo de plancha es:

$$t = \frac{P_w r}{\sigma_f}$$

Donde:

$t$ : Espesor mínimo.

$P_w$ : Presión en la pared de la tolva.

$r$ : Radio hidráulico.

$\sigma_f$ : Esfuerzo admisible del acero.

$$t = 0.3 \text{ mm}$$

Para la aplicación que se requiere utilizar la tolva no requiere de presiones elevadas, es por tal motivo que el espesor determinado es muy bajo. Por lo tanto, se selecciona una plancha de acero de 2 mm de espesor.

### Bastidor de estructura

Para el cálculo de pandeo de columna se estimó la carga que soportará la estructura que implica la carga de impacto debido al saco y el peso de los componentes, la cual es aproximadamente de 7750 N. Por lo tanto, la carga con que se analizó es de 1291.67 N para una columna, de tal manera que la carga crítica se determinó mediante la siguiente ecuación:

$$P_{cr} = n_d P$$

Donde  $n_d$  es el factor de diseño, en la cual se utilizó un factor de 2.5 de acuerdo con la Norma DIN 4114, por lo tanto.

$$P_{cr} = 2.5 \times 1291.67 = 3229.17 \text{ N}$$

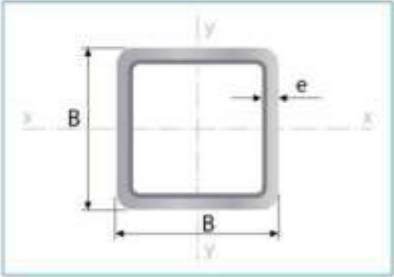
De acuerdo con la fórmula de Euler para columnas, se determinó el momento de inercia necesario que se requiere para soportar la carga predispuesta, además se utilizó la constante C de condiciones finales de las columnas de Euler con respecto a la Tabla A. 34:

Condiciones de extremos de columnas	Constante C de condición de extremos		
	Valor teórico	Valor conservador	Valor recomendado*
Empotrado-libre	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$
Articulado-articulado	1	1	1
Empotrado-articulado	2	1	1.2
Empotrado-empotrado	4	1	1.2

**Tabla A. 34. Constante de condición de extremos [Budynas, 2008]**

$$I = \frac{P_{cr} L^2}{C \pi^2 E} = \frac{3229.17 \times 1.4^2}{0.25 \pi^2 200 \times 10^9}$$

$$I = 1.2826 \text{ cm}^4$$



Largo Normal:  
6 metros  
Recubrimiento:  
Negro o Galvanizado

Designaciones	Área	Peso	Propiedades Estáticas			
			Eje x-x' = y-y'			
B	e	A	P	I	W	i
mm	mm	cm <sup>2</sup>	kg/m	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm
20	1,40	0,99	0,78	0,56	0,56	0,75
	1,50	1,05	0,83	0,58	0,58	0,75
	1,80	1,23	0,96	0,66	0,66	0,73
	2,00	1,34	1,05	0,70	0,70	0,72
25	1,40	1,27	1,00	1,16	0,93	0,95
	1,50	1,35	1,06	1,22	0,97	0,95
	1,80	1,59	1,25	1,39	1,11	0,94
	2,00	1,74	1,36	1,49	1,19	0,93
30	1,40	1,55	1,22	2,08	1,39	1,16
	1,50	1,65	1,30	2,20	1,47	1,15
	1,80	1,95	1,53	2,53	1,68	1,14
	2,00	2,14	1,68	2,73	1,82	1,13
40	1,40	2,11	1,66	5,18	2,59	1,57
	1,50	2,25	1,77	5,49	2,75	1,56
	1,80	2,67	2,09	6,39	3,19	1,55
	2,00	2,94	2,31	6,95	3,47	1,54
	2,50	3,59	2,82	8,23	4,12	1,51
	3,00	4,21	3,30	9,36	4,68	1,49
50	4,00	5,35	4,20	11,18	5,59	1,45
	1,40	2,67	2,10	10,42	4,17	1,97
	1,50	2,85	2,24	11,07	4,43	1,97
	1,80	3,39	2,66	12,95	5,18	1,96

**Tabla A. 35. Perfiles comerciales para tubería cuadrada [IPAC Duferco Group, 2020]**

Por lo tanto, del catálogo IPAC (ver Tabla A. 35) de tubería estructural ASTM A500 grado A cuadrada con  $S_y = 270[MPa]$  (ASTM International, 2015) se seleccionó un perfil 40x40x3mm con Momento de inercia de  $9.36cm^4$ , para lo cual se recalculó para la verificar si el perfil seleccionado es óptimo para su desempeño.

$$P_{cr} = \frac{C \pi^2 E I}{L^2} = \frac{0.25 \pi^2 200 \times 10^9 \times 9.36 \times 10^{-8}}{1.4^2}$$

$$P_{cr} = 23.566 [kN]$$

Mientras que el esfuerzo crítico es:

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{23566}{4.21 \times 10^{-4}} = 55.98 [MPa]$$

$$\sigma_{cr} < S_y$$

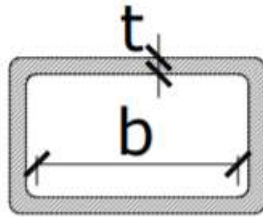
$$55.98 [MPa] < 270 [MPa]$$

Por lo tanto, el esfuerzo crítico soportado por el perfil resultó menor que el esfuerzo de fluencia del material, de tal manera que la estructura cumplirá su desempeño con la carga predispuesta.

### Consideración de estructura sismoresistente

Una vez se pudo establecer las dimensiones del elemento resistente a pandeo, dado que nuestro país presenta una notable actividad sísmica, se debe considerar su resistencia a un movimiento telúrico basándonos en la Norma Ecuatoriana de Construcción para Estructuras de Acero NEC-SE-AC, en donde para secciones rectangulares/cuadradas se tiene que el perfil seleccionado debe cumplir con la especificación (Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda, 2015):

$$\frac{b}{t} \leq \lambda_{ps}$$



**Figura A. 23. Dimensiones en perfil rectangular a evaluar** [Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda, 2015]

Donde:

*b*: longitud de cara plana del perfil excluyendo los radios de las esquinas.

*t*: Espesor de las paredes del perfil.

$\lambda_{ps}$ : Límite máximo para elemento a compresión.

$$\lambda_{ps} = 0.55 \sqrt{\frac{E}{S_y}}$$

$$\lambda_{ps} = 0.55 \sqrt{\frac{200 \times 10^9}{270 \times 10^6}} = 14.97$$

Para el perfil seleccionado se sabe que por lo general los radios internos en las esquinas suelen cumplir la condición  $r = t$ , se tiene que la relación del perfil es:

$$\frac{b}{t} = \frac{40 - 2(3 + 3)}{3} = 9.33$$

$$9.33 \leq 14.97$$

Por lo que comprueba el perfil seleccionado es el correcto, dado que cumple con la normativa.

Para lo referente a las vigas el elemento crítico se encuentra que una vez que se realizó el análisis de las reacciones en el árbol de transmisión se descubrió que el elemento en el que se encuentra que el apoyo junto al tornillo es el sometido a mayor carga, de forma que para conocer cuáles son los efectos de las cargas en la viga y conocer los valores de cortante y momento máximo se modela el elemento como una viga doblemente empotrada, teniendo:



**Figura A. 24. Modelado de viga doblemente empotrada**

Para conocer los valores de cortante en sus extremos se recurre a funciones de singularidad (Beer et al., 2009):

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = M_A + V_A x - 3586.61 [ < x - 0.283 > + < x - 0.388 > ]$$

$$EI \frac{dy}{dx} = M_A x + \frac{V_A}{2} x^2 - 1793.31[< x - 0.283 >^2 + < x - 0.388 >^2] + C_1$$

$$EI y = \frac{M_A}{2} x^2 + \frac{V_A}{6} x^3 - 597.77[< x - 0.283 >^3 + < x - 0.388 >^3] + C_1 x + C_2$$

Por condiciones de frontera:

$$EI y_{x=0} = 0 \rightarrow C_2 = 0$$

$$EI \frac{dy}{dx}_{x=0} = 0 \rightarrow C_1 = 0$$

$$EI y_{x=0.63} = \frac{M_A}{2} 0.63^2 + \frac{V_A}{6} 0.63^3 - 597.77[< 0.63 - 0.283 >^3 + < 0.63 - 0.388 >^3] = 0$$

$$EI \frac{dy}{dx} = M_A 0.63 + \frac{V_A}{2} 0.63^2 - 1793.31[< 0.63 - 0.283 >^2 + < 0.63 - 0.388 >^2]$$

$$0.19845M_A + 0.04167V_A - 33.448 = 0$$

$$0.63M_A + 0.19845V_A - 320.954 = 0$$

Resolviendo:

$$V_A = 3246.1[N] \uparrow \quad M_A = 513.1[N \cdot m] \curvearrowright$$

Por ecuaciones de equilibrio estático:

$$\uparrow (+) \sum F_y = 0$$

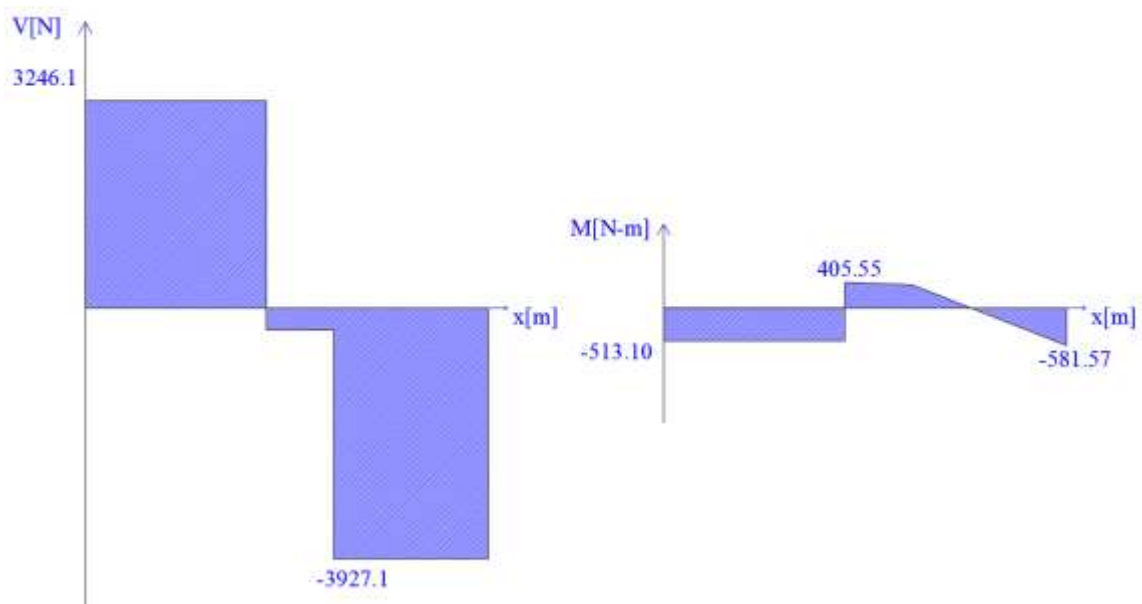
$$V_A + V_B = 2(3586.61)$$

$$\curvearrowright (+) \sum M_{OB} = 0$$

$$513.1 - 3246.1(0.63) + 3586.61(0.242 + 0.347) + M_B = 0$$

Se tiene:

$$V_B = 3927.12[N] \uparrow \quad M_B = 581.57[N - m] \curvearrowright$$



**Figura A. 25. Diagramas de cortante y momento flector en la viga con cargas críticas**

Teniendo que el esfuerzo máximo por flexión está ubicado en  $x = 0.63[m]$  y es de:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{581.57(0.02)}{9.36 \times 10^{-8}} = 124.27[MPa]$$

Mientras que el máximo esfuerzo cortante que se genera en la viga es:

$$\tau_{xy} = \frac{3V}{2A} = \frac{3(3927.10)}{2(4.21 \times 10^{-4})} = 14.00[MPa]$$

Por circulo de Mohr:

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{124.47 + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{124.47 - 0}{2}\right)^2 + 14.00^2} = 62.24 \pm 63.79$$

$$\sigma_1 = 126.03 \quad \sigma_2 = -1.55$$

Por energía de distorsión (Budynas, 2008):

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{126.03^2 - (126.03 \times (-1.55)) + (-1.55)^2} = 126.81 [MPa]$$

Teniendo un factor de seguridad de:

$$n = \frac{270}{126.81} = 2.13$$

Si bien la estructura soportaría la carga con un perfil mucho mas ligero, como es el caso del  $30 \times 30 \times 3 \text{ mm}$ , una vez se realizó el cálculo de la soldadura a utilizar se descubrió que el cordón no sería lo bastante resistente, por lo que se optó por un perfil que asegure la seguridad de la estructura.

### Cálculo de la soldadura

En el equipo se encuentran 2 puntos de soldadura critica, uno es en el tornillo sin fin sin eje, y el otro es en la estructura que soporta al equipo, conociendo que el tonillo soportaría una carga de impacto de hasta  $4803 [N]$ , y que la estructura soportará una carga máxima en el mismo instante, que corresponde a la carga de impacto más el peso de cada uno de los elementos, se decide que la soldadura crítica consistirá en la ubicada



en el apoyo del árbol para el tornillo sin fin sin eje, ya que será el punto que soportará la carga de los elementos más el impacto del saco, como se muestra en la Figura 3. 17

De lo que se deduce que el lado que experimenta mayor carga es el lado derecho con los valores:

$$V_{max} = 3927.12[N]$$

$$M_{max} = 581.57[N - m]$$

Por la geometría seleccionada, que se trata de un tubo cuadrado de  $40 \times 40 \times 3 \text{ mm}$ , se tiene un segundo momento de inercia de:

$$I_u = \frac{d^2}{6} (3b + d)$$

Donde:

$b$ : Distancia horizontal entre los cordones.

$d$ : Distancia vertical entre los cordones.

$$I_u = \frac{0.04^2}{6} (3(0.04) + 0.04) = 4.27 \times 10^{-5} [m^3]$$

Con una garganta del mismo espesor que el perfil, es decir,  $3 \text{ mm}$ :

$$I = 0.707hI_u = 0.707(0.003)(4.27 \times 10^{-5})$$

$$I = 9.05 \times 10^{-8} [m^4]$$

Mientras que el área del cordón es:

$$A = 1.414h(b + d)$$

$$A = 1.414(0.003)(0.04 + 0.04) = 3.39 \times 10^{-4} [m^2]$$

Teniendo como cortantes primario y secundario:

$$\tau' = \frac{V}{A} = \frac{3927.12}{3.39 \times 10^{-4}} = 11.57 [MPa]$$

$$\tau'' = \frac{Mr}{I} = \frac{581.57 \times 0.020}{9.05 \times 10^{-8}} = 128.52 [MPa]$$

Esfuerzo principal:

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = \sqrt{11.57^2 + 128.52^2}$$

$$\tau = 129.05 [MPa]$$

Utilizando como proceso el SMAW y como material de aporte electrodos E6013 que cuenta con  $S_y = 463 [MPa]$  y  $S_{ut} = 514 [MPa]$  (Pinnacle Alloys, 2020) con un factor de seguridad para carga estática:

$$n = \frac{0.6S_y}{\tau} = \frac{0.6(463)}{129.05} = 2.15$$

En cuanto a su resistencia a la fatiga se tendrá:

$$S_e = S'_e k_a k_b k_c k_d k_e k_f$$

Donde:

$$S'_e = 0.5S_{ut} = 257 [MPa]$$

$$k_a = aS_{ut}^b = 57.7(514)^{-0.718} = 0.653$$

$$k_b = \left( \frac{0.808(bd)^{\frac{1}{2}}}{7.62} \right)^{-0.107} = \left( \frac{0.808(40^2)^{\frac{1}{2}}}{7.62} \right)^{-0.107} = 0.857$$

$$k_c = k_d = k_f = 1$$

$$k_e = 0.897$$

$$S_e = 257(0.653)(0.857)(1)(0.897) = 129.01[MPa]$$

Teniendo como carga dinámica:

$$\tau'_a = \left| \frac{V_{max} - V_{min}}{2A} \right| = \left| \frac{3927.12 - 0}{2(3.39 \times 10^{-4})} \right| = 5.79[MPa]$$

$$\tau'_m = \frac{V_{max} + V_{min}}{2A} = \frac{3927.12 - 0}{2(3.39 \times 10^{-4})} = 5.79[MPa]$$

$$\tau''_a = \left| \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \times \frac{r}{I} \right| = \left| \frac{581.57 - 0}{2} \times \frac{0.02}{9.05 \times 10^{-8}} \right| = 64.26[MPa]$$

$$\tau''_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} \times \frac{r}{I} = \frac{581.57 - 0}{2} \times \frac{0.02}{9.05 \times 10^{-8}} = 64.26$$

$$\tau_a = \sqrt{5.79^2 + 64.26^2} = 64.52[MPa]$$

$$\tau_m = \sqrt{5.79^2 + 64.26^2} = 64.52[MPa]$$

Finalmente, el factor de seguridad por fatiga según el criterio de Goodman modificado es de:

$$\frac{1}{\eta} = \frac{\tau_a}{S_e} + \frac{\tau_m}{S_{ut}} = \frac{64.52}{129.01} + \frac{64.52}{514}$$

$$\eta = 1.60$$

Con lo que el cordón cumple satisfactoriamente con los esfuerzos a los cuales será sometido.

### Selección de pernos

Se tiene que el elemento crítico sujeto a una unión pernada es el tornillo sin fin sin eje, por lo que será el elemento para analizar, usando 4 pernos en los vértices de un cuadrado ubicado en el centro de la base del tornillo de lado  $100\text{mm}$ , se tiene (Budynas, 2008):

Para cortante primario debido a cargas:

$$F' = \frac{V}{N} = \frac{5284}{4} = 1321[\text{N}]$$

Donde:

$V$ : Carga soportada [ $N$ ].

$N$ : Número de pernos a usar.

Para cortante secundario debido a torques o momentos

$$F_i'' = \frac{Mr_i}{\sum_{i=1}^n r_i^2}$$

Donde:

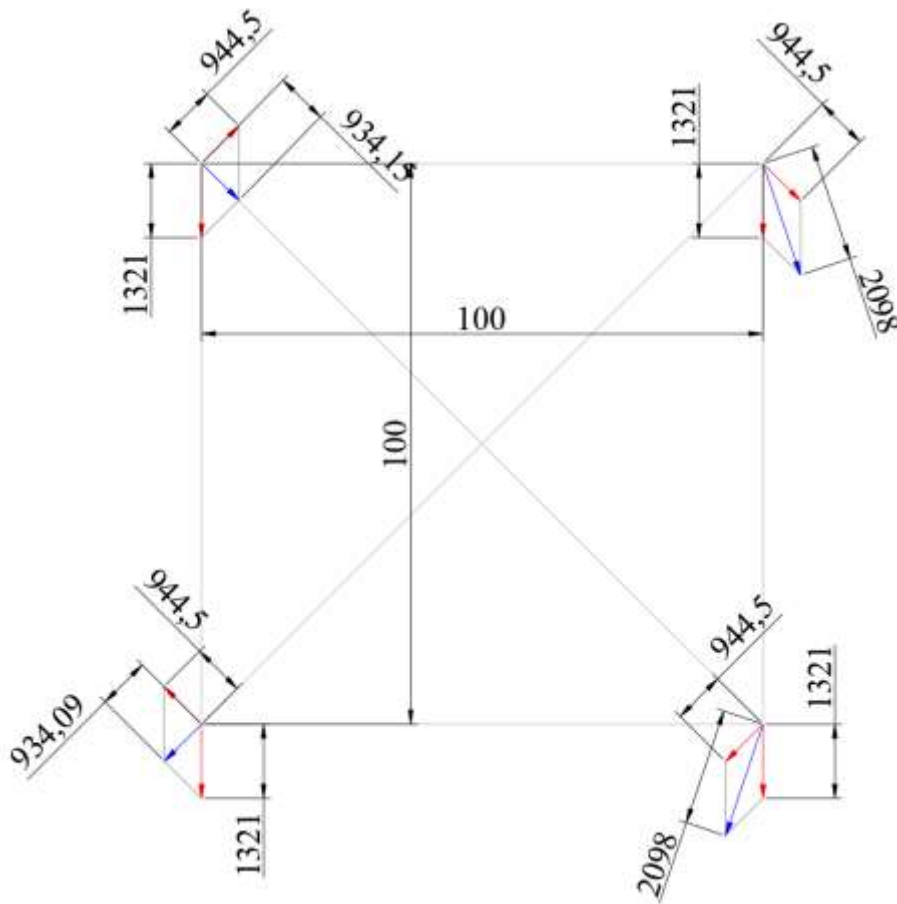
$M$ : Momento o torque soportado por los pernos [ $N - m$ ].

$r_i$ : Distancia desde el centroide de la unión al perno a analizar [ $m$ ].

Dado que la figura es simétrica los valores de  $F''$  serán los mismos para los pernos.

$$F'' = \frac{267.14}{4(0.05\sqrt{2})} = 944.5[\text{N}]$$

Para conocer la resultante de estas cargas se utiliza el método gráfico, teniendo:



**Figura A. 26. Cargas resultantes soportadas por los pernos**

De las resultantes se tiene que la carga crítica que los pernos pueden llegar a soportar es de 2098[N].

Se utilizará pernos de cabeza hexagonal grado 8.8 que presenta como propiedades mecánicas:

$$\sigma_b = 600[MPa] \quad S_y = 640[MPa] \quad S_{ut} = 800[MPa]$$

Se decide un factor de diseño de 5.5

$$\sigma_d = \frac{\sigma_b}{5.5} = 109.09[MPa]$$

Por lo que el área mínima para los pernos es:

$$A_s = \frac{F}{\sigma_d} = \frac{2098}{109.09 \times 10^6} = 19.23 \times 10^{-6} [m^2]$$

De la geometría para pernos se tiene que se debe utilizar un perno igual o superior a un M8x1 de grado 8.8.

En lo que se refiere al fallo por contacto en la base del tornillo o en el árbol de transmisión se tiene que los espesores mínimos para cada caso son:

Para la base del tornillo con un factor de diseño de 2:

$$\sigma_{INOX} = S_y = \frac{F}{A}$$

$$\frac{215 [MPa]}{2} = \frac{2098}{0.008 \times t}$$

$$t_{min,INOX} = 2.44 [mm]$$

$$\sigma_{A36} = S_y = 270 [MPa]$$

$$t_{min,A36} = 1.94 [mm]$$

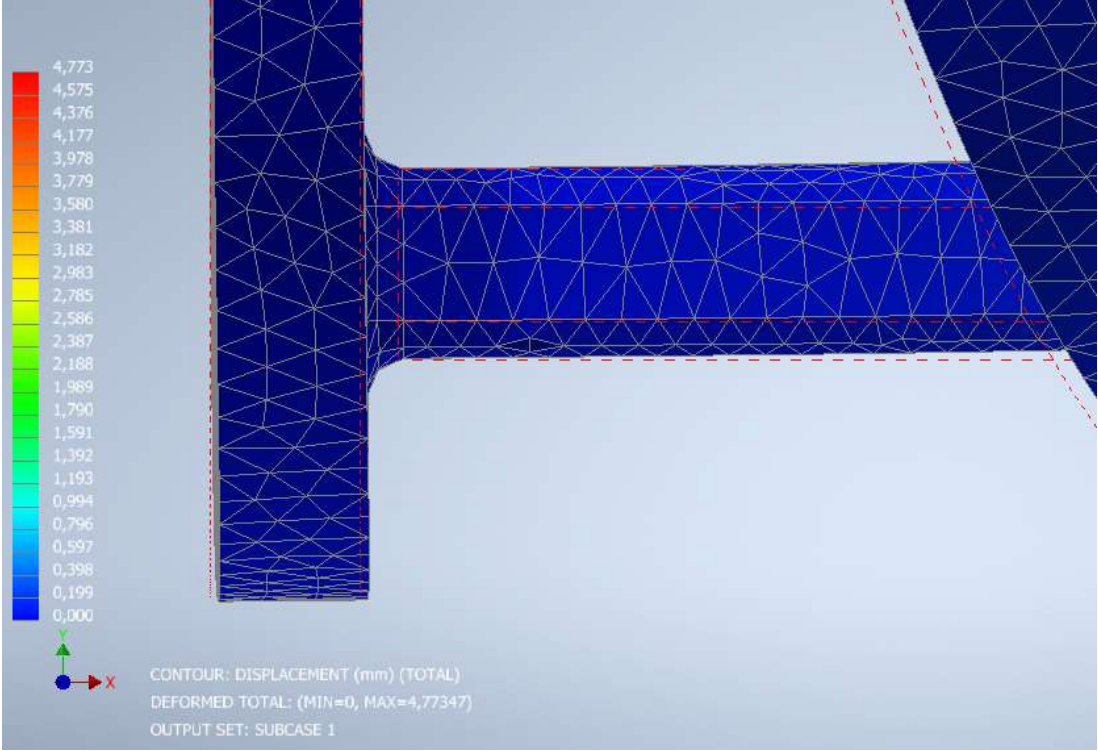
En los apoyos para el árbol se utilizará pernos M14x1.5 grado 8.8, por lo que el espesor de la placa que unirá el árbol al tornillo con factor de diseño de 2 debe ser mínimo:

$$\frac{313.92 [MPa]}{2} = \frac{2098}{0.014 \times t}$$

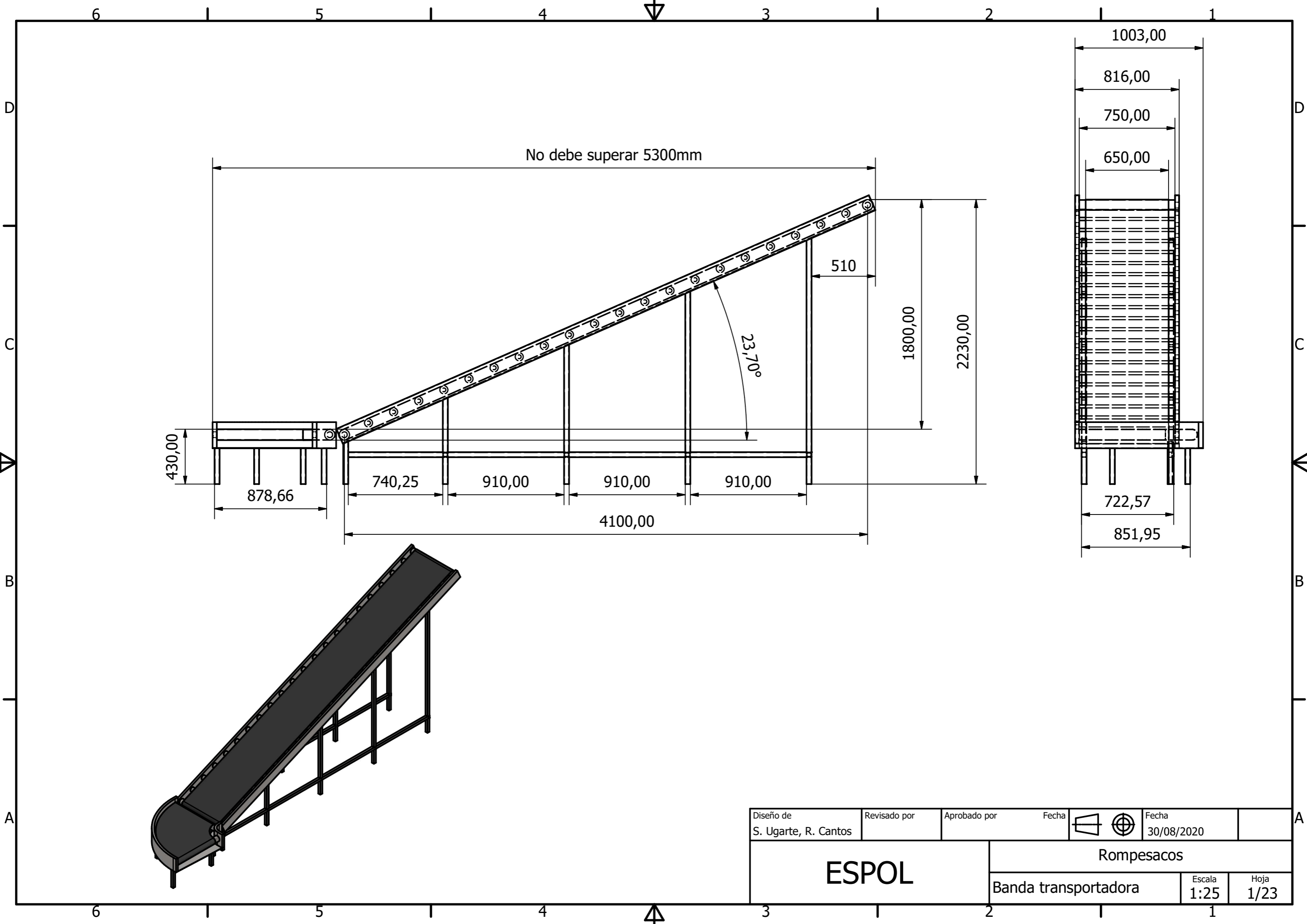
$$t_{placa} = 1.00 [mm]$$

Por lo que se decide que las placas serán de 20mm de espesor para la base del tornillo, y de 8 mm para el árbol de transmisión, esto con el objetivo de asegurar que el tornillo

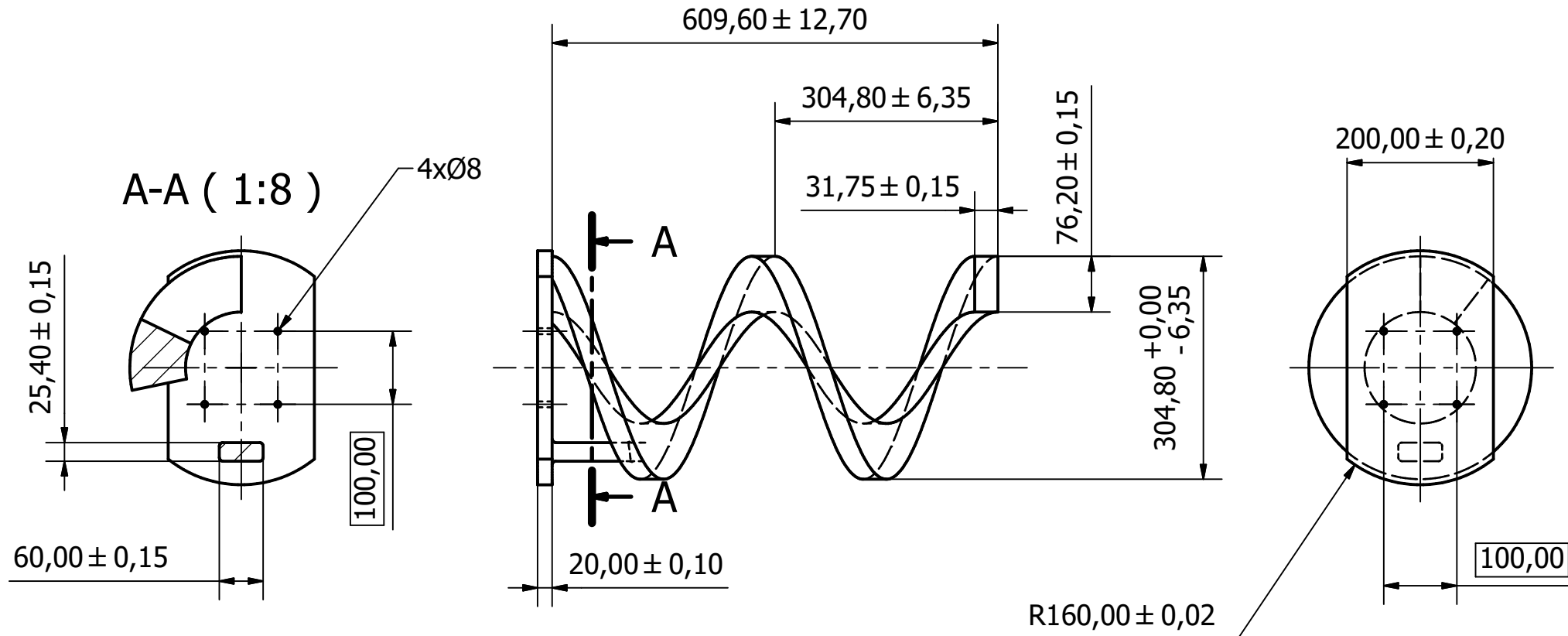
no sufrirá deformaciones excesivas en su base como se muestra en el análisis por elementos finitos a continuación.



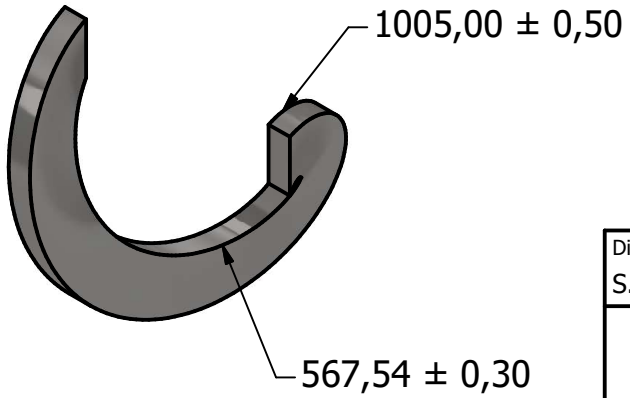
**Figura A. 27. Deformación en la base del tornillo**



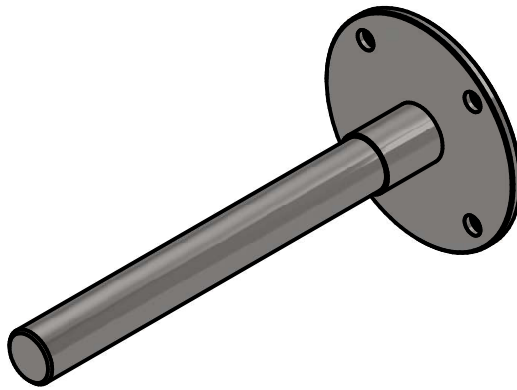




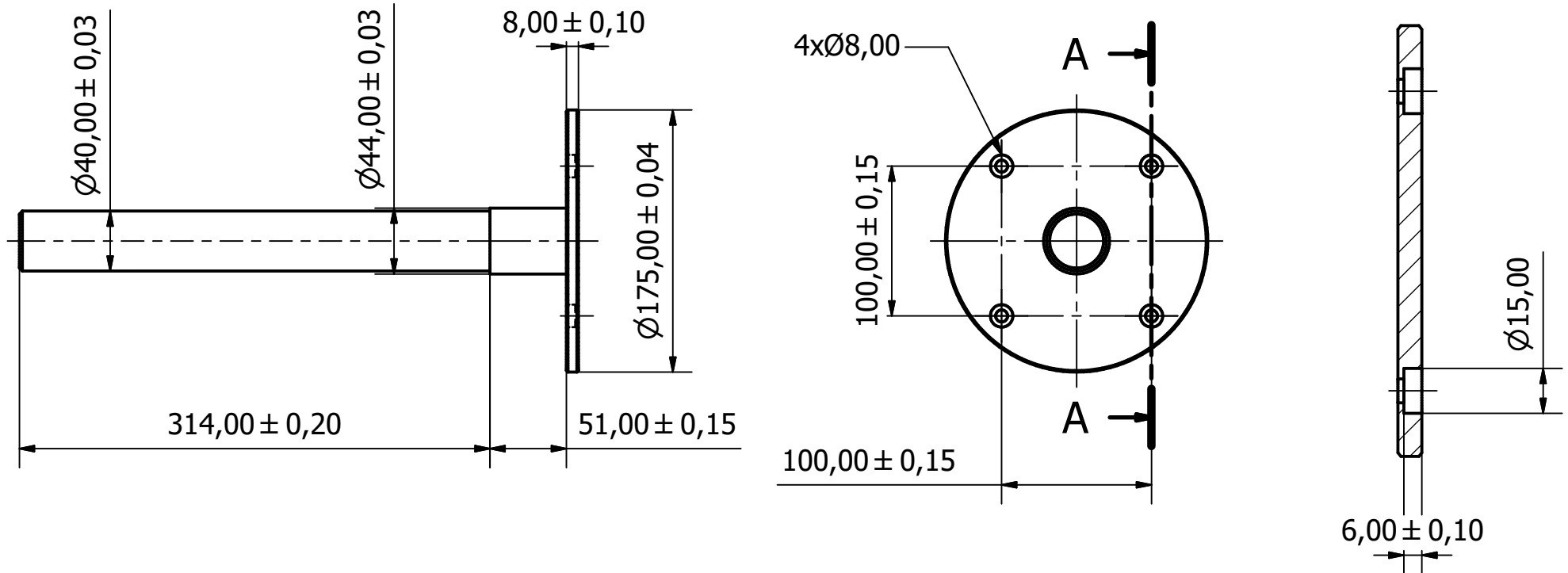
Desarrollo de la hélice



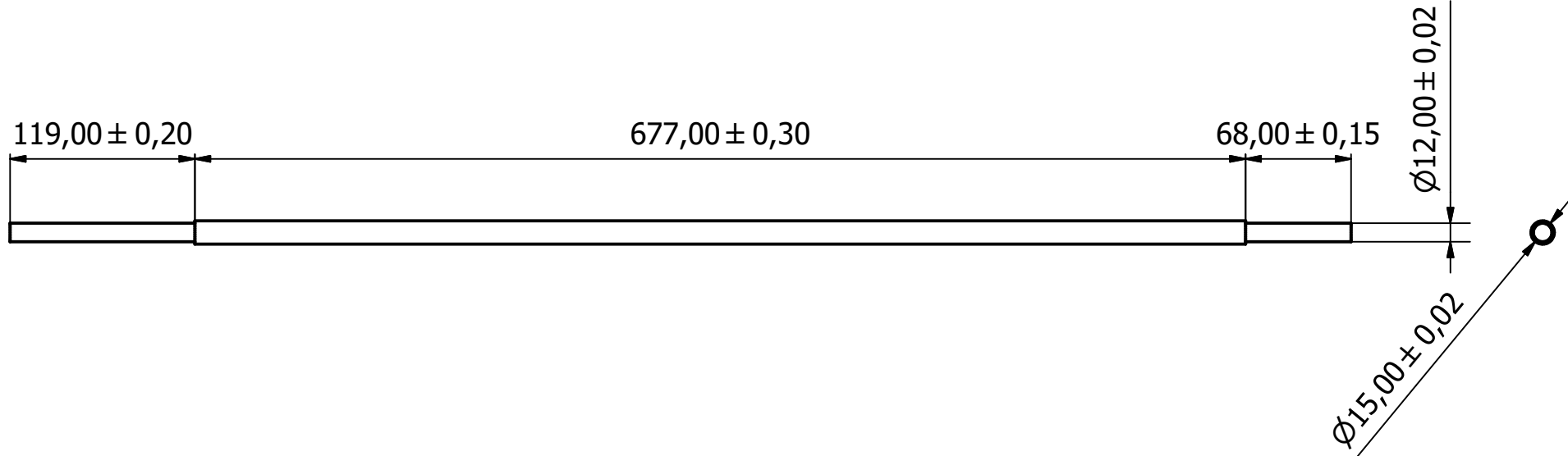
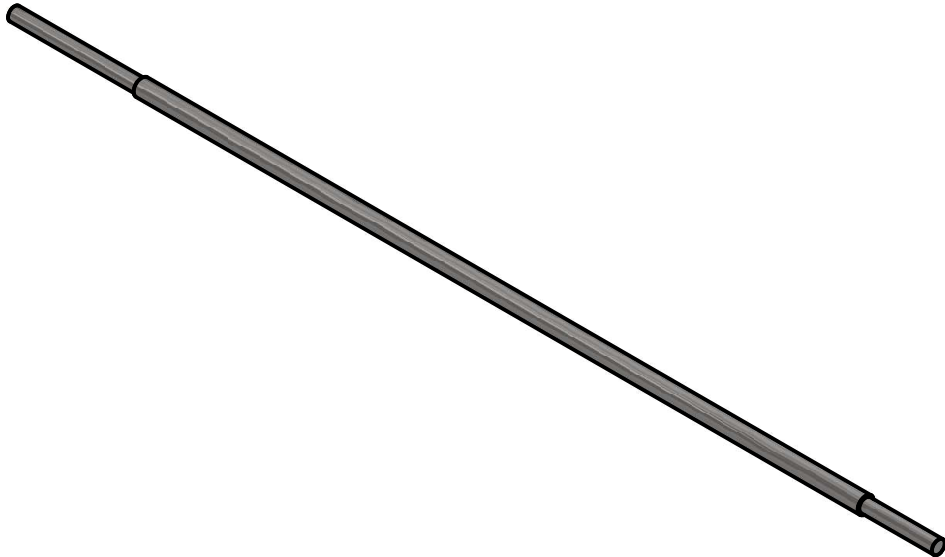
Diseño de S. Ugarte, R. Cantos	Revisado por	Aprobado por	Fecha			Fecha 30/08/2020	
<b>ESPOL</b>			<b>Rompesacos</b>				
			Sin fin sin eje			Escala 1:8	Hoja 2/23



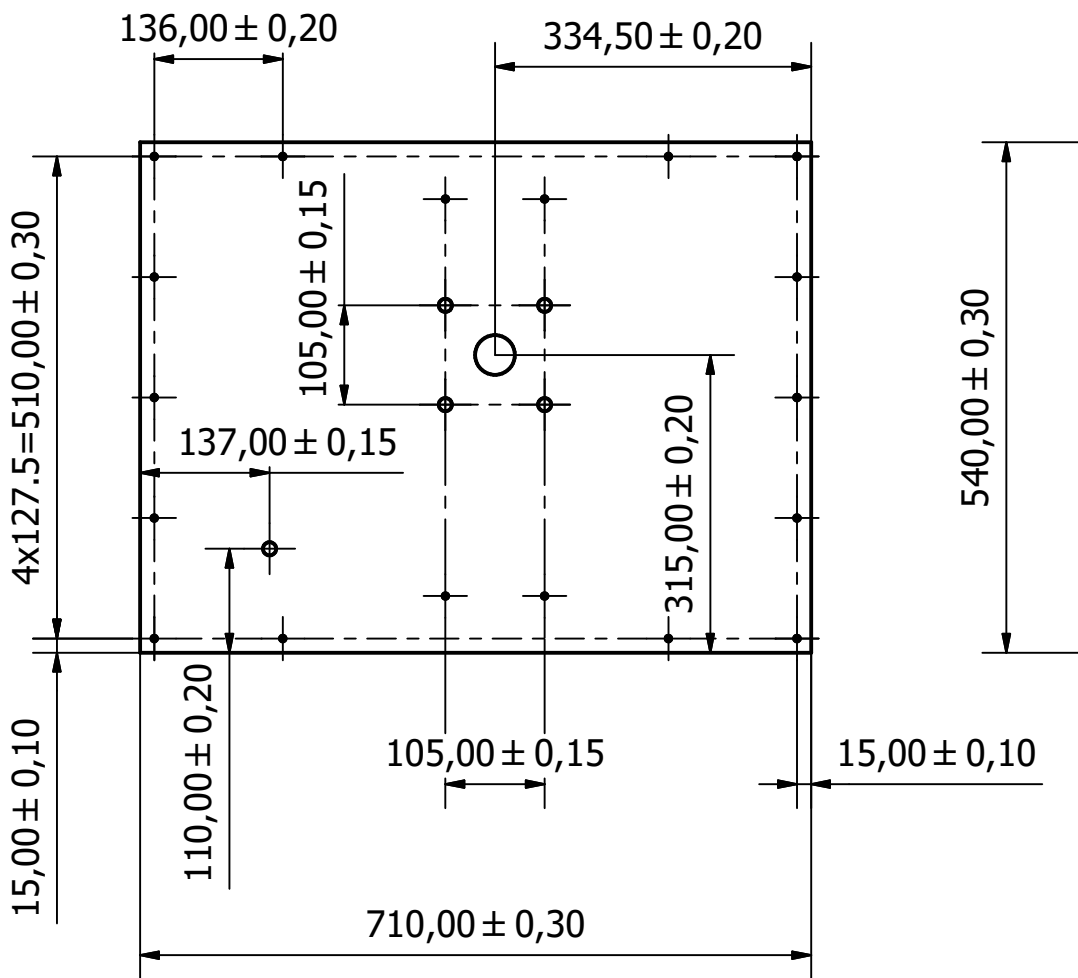
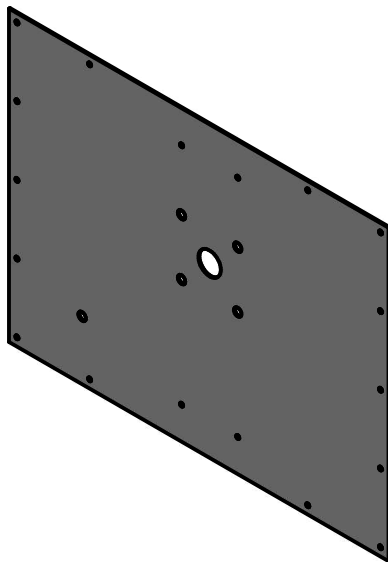
A-A ( 1:2 )





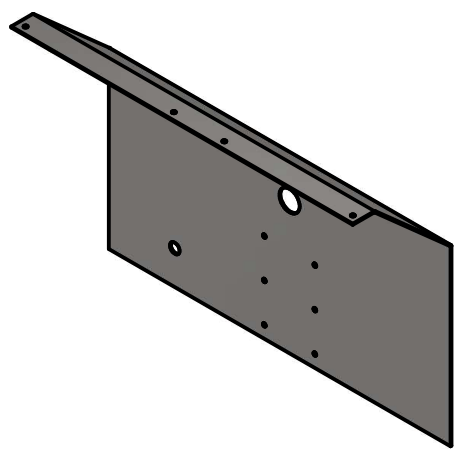
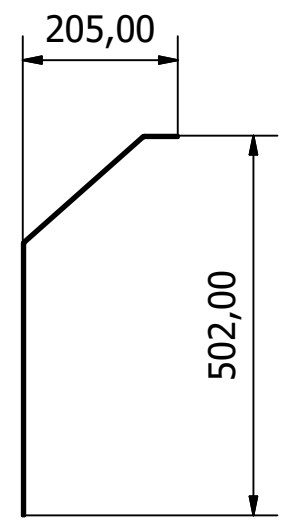
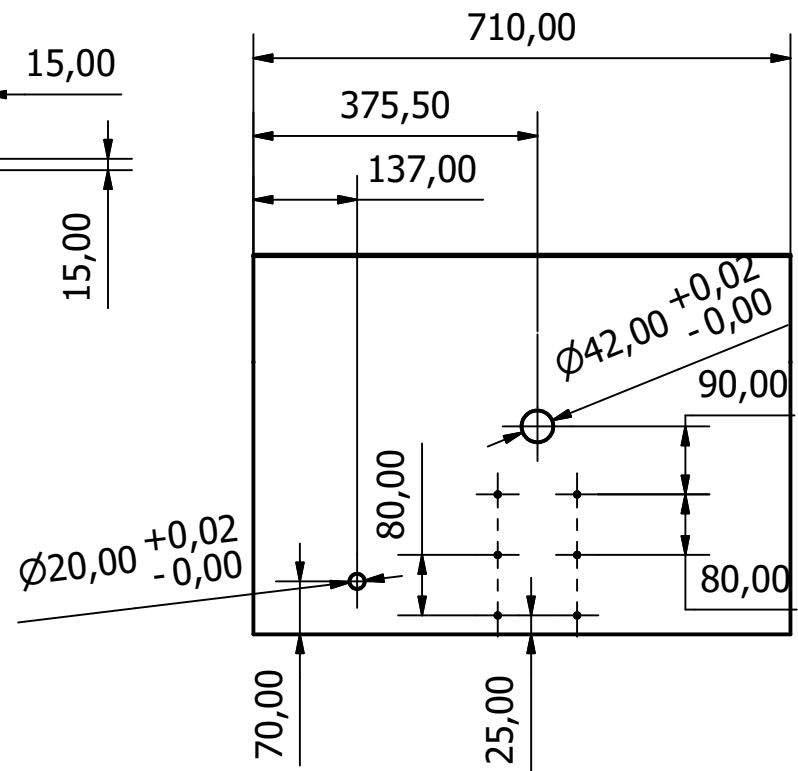
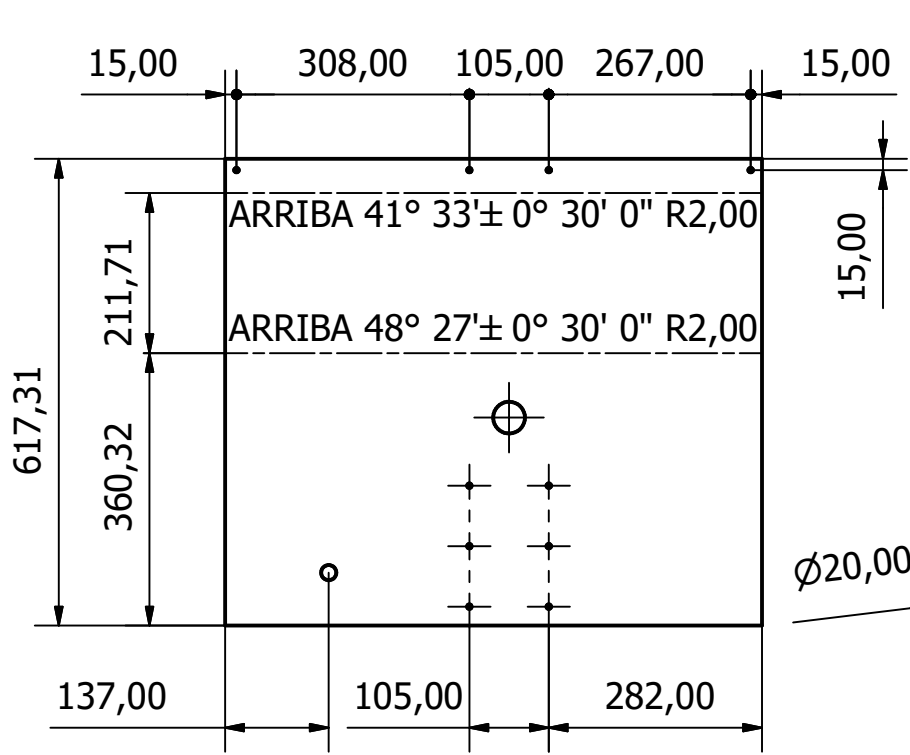
Diseño de S. Ugarte, R. Cantos	Revisado por	Aprobado por	Fecha			Fecha 30/08/2020	
<b>ESPOL</b>			Rompesacos				
			Árbol de sin fin			Escala 1:4	Hoja 3/23





Diseño de S. Ugarte, R. Cantos	Revisado por	Aprobado por	Fecha		Fecha 30/08/2020	
<b>ESPOL</b>			Rompesacos			
			Árbol para piñón		Escala	Hoja 4/23



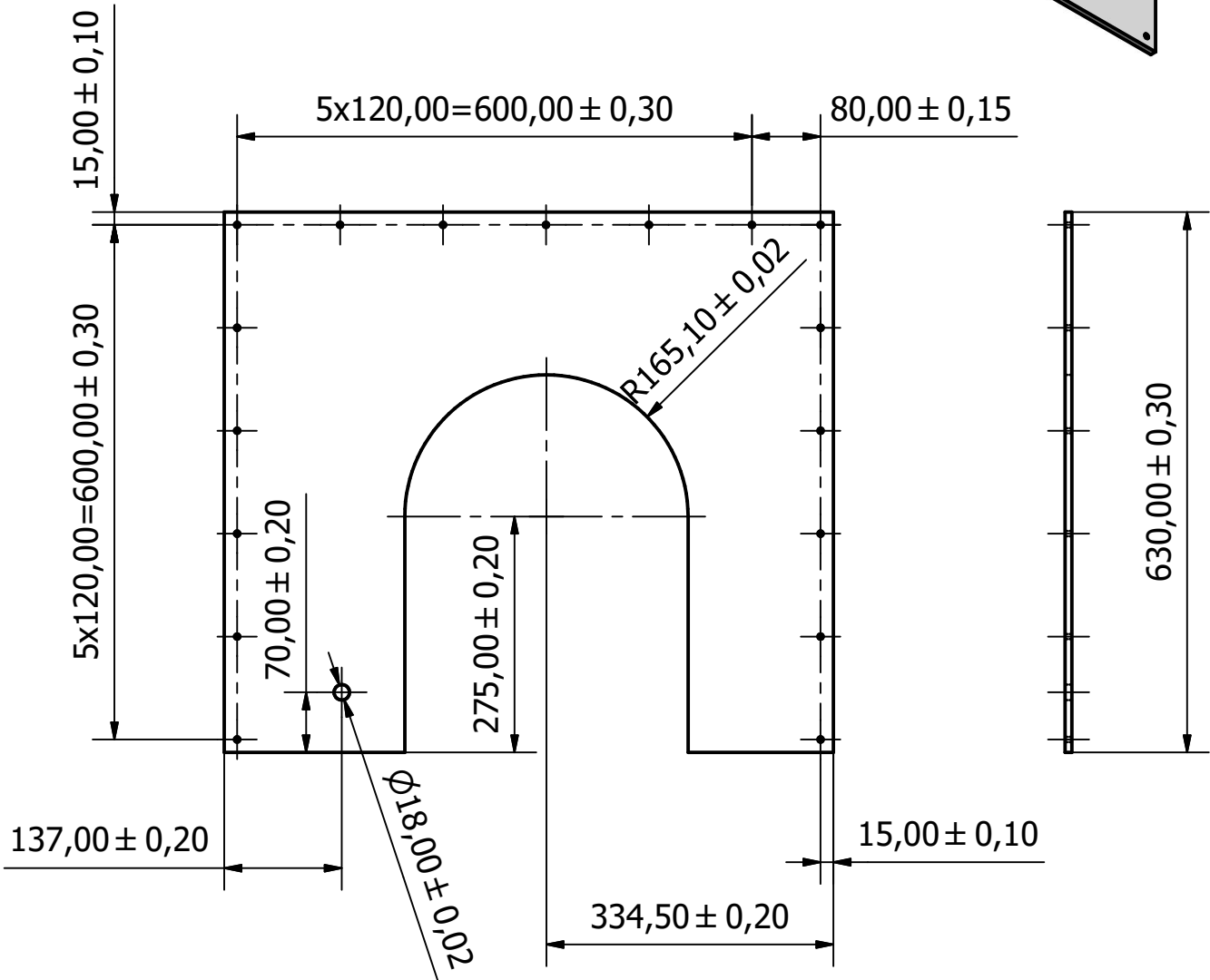
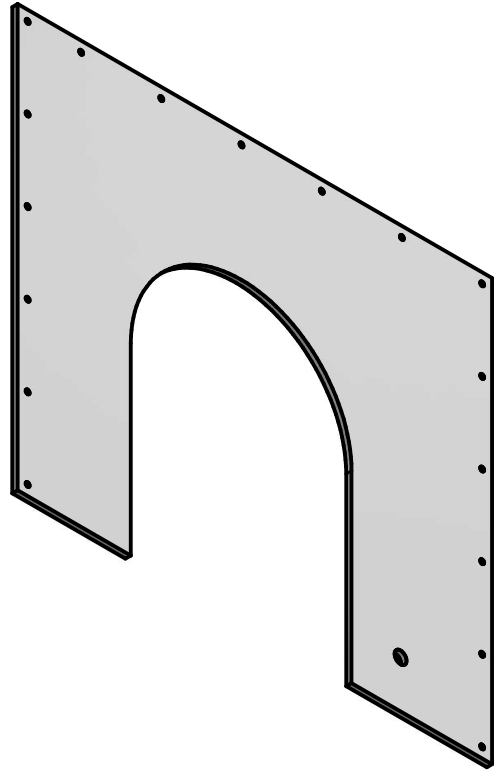
Diseño de S. Ugarte, R. Cantos	Revisado por	Aprobado por	Fecha	 	Fecha 30/08/2020	
<b>ESPOL</b>			<b>Rompesacos</b>			
			Placa delantera	Escala 1:8	Hoja 5/23	




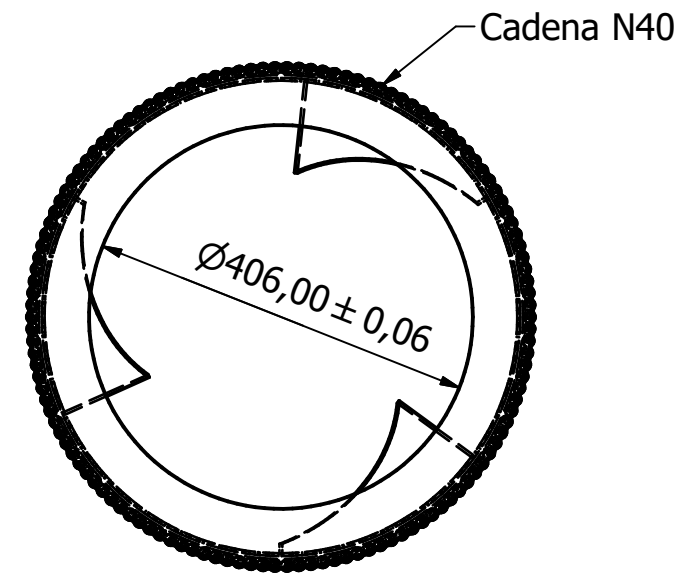
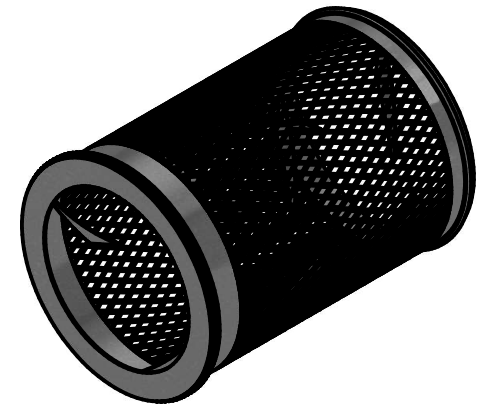
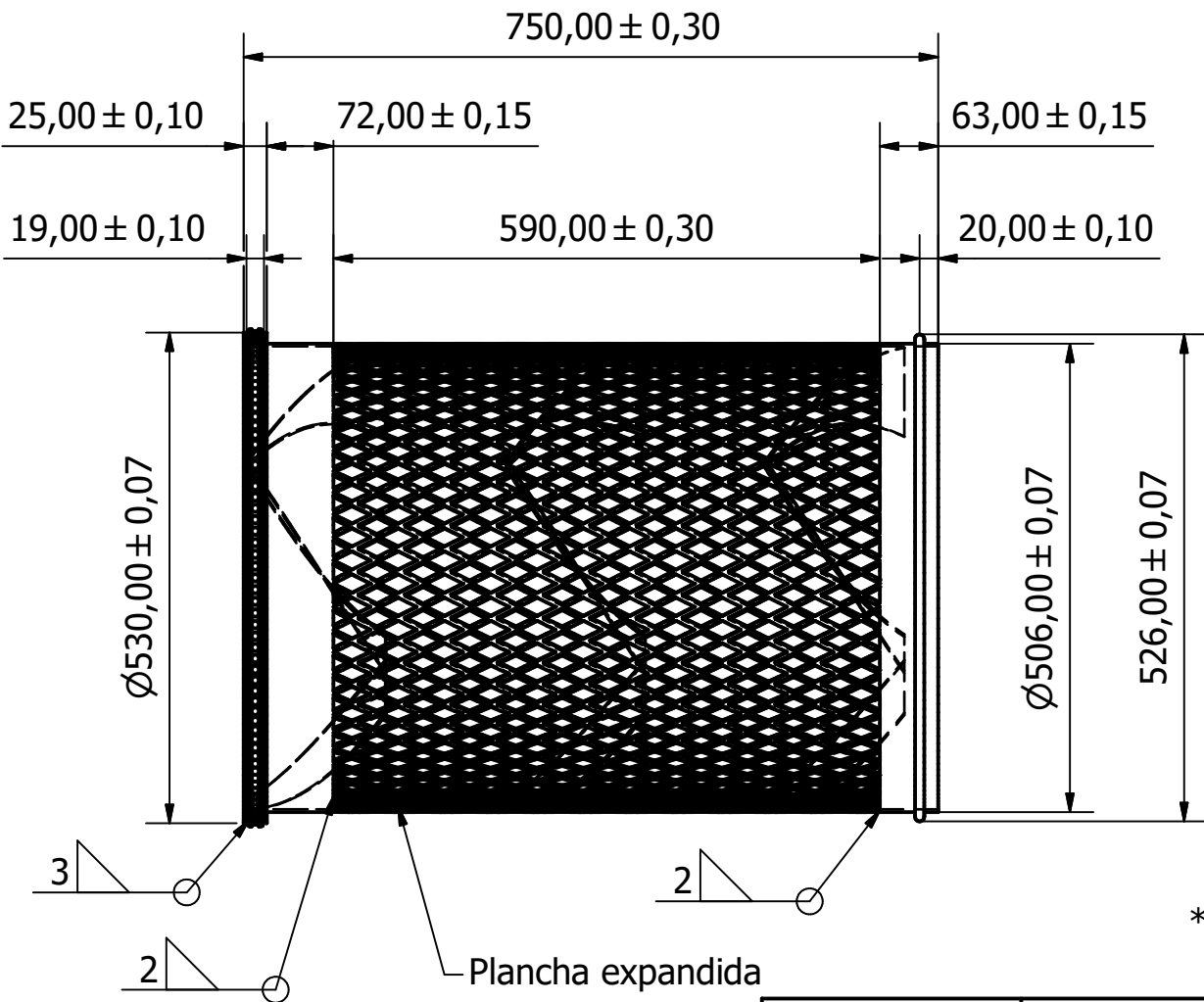
- \* Agujeros Ø6,00
- \* Todas las medidas lineales con tolerancia f
- \* Plancha galvanizada de 1.4mm

Diseño de S. Ugarte, R. Cantos	Revisado por	Aprobado por	Fecha			Fecha 30/08/2020	
<b>ESPOL</b>			<b>Rompesacos</b>				
			Placa delantera Plegada	Escala 1:10	Hoja 6/23		

\* Todos los agujeros  $\varnothing 6,00$

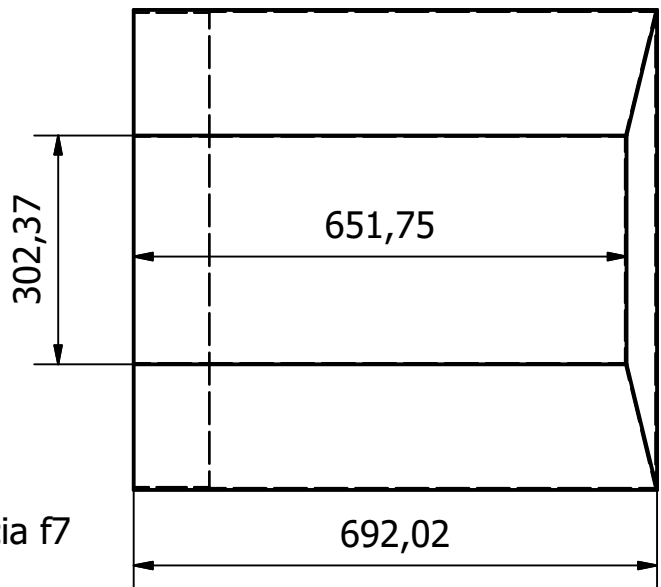
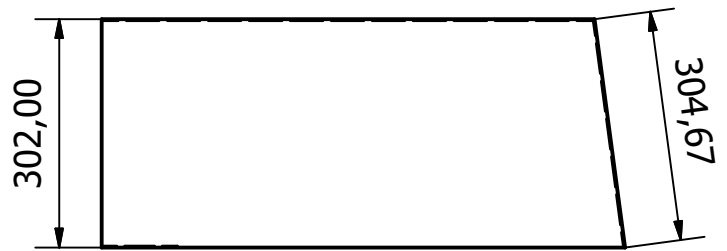
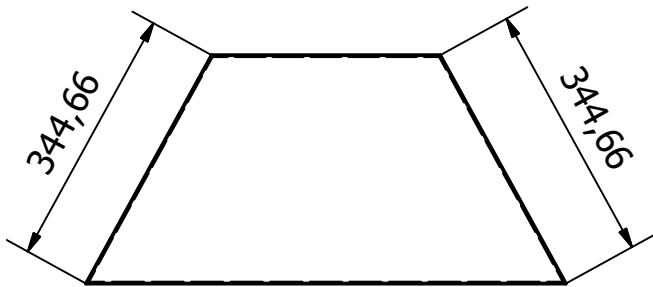
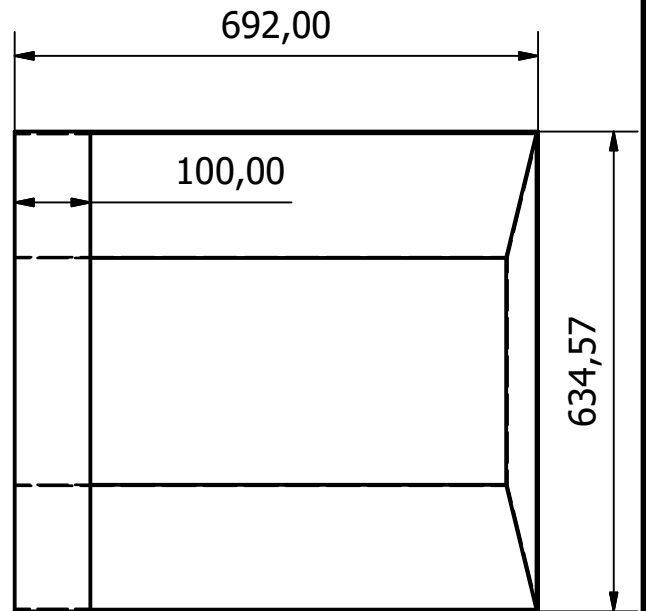
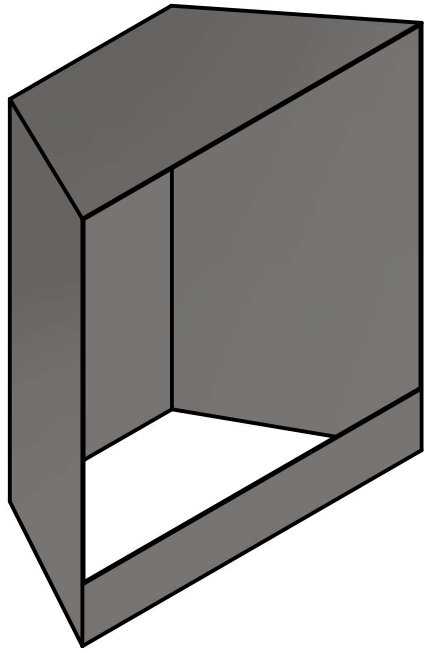


Diseño de S. Ugarte, R. Cantos	Revisado por	Aprobado por	Fecha	 	Fecha 30/08/2020	
<b>ESPOL</b>			<b>Rompesacos</b>			
			Placa tornillo	Escala	Hoja 7/23	





\* Paletas internas del mismo material que el tanque

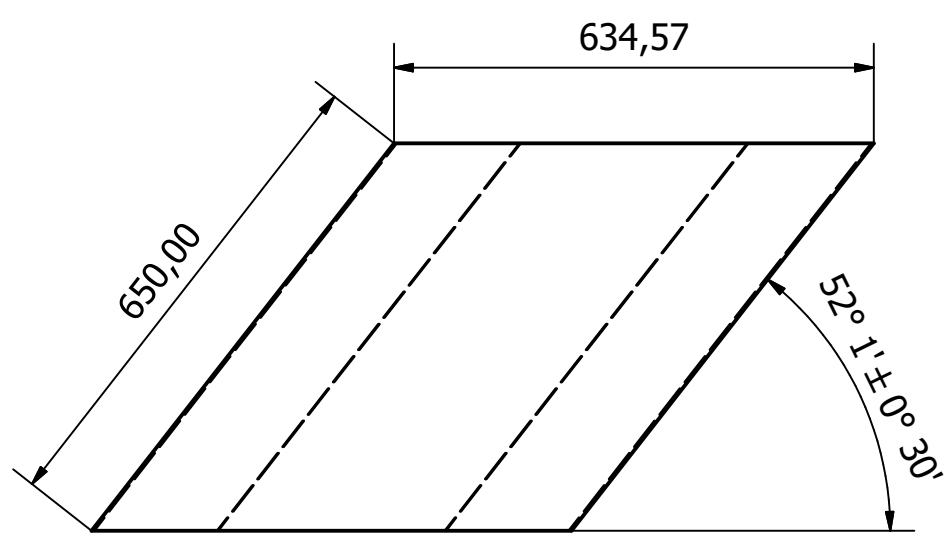
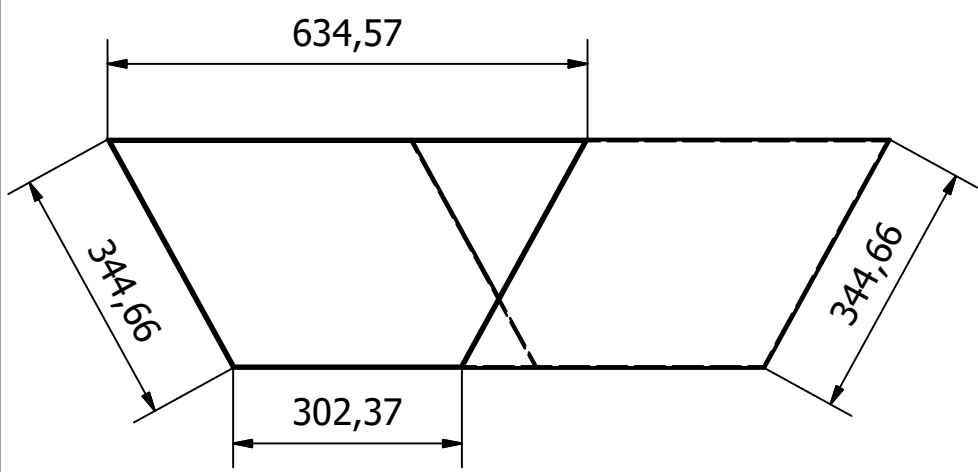
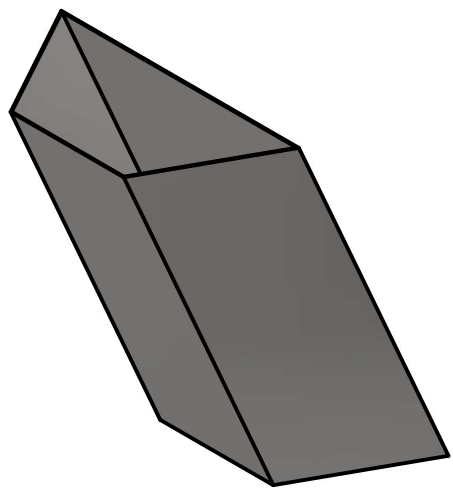
Diseño de S. Ugarte, R. Cantos	Revisado por	Aprobado por	Fecha		Fecha 30/08/2020
<b>ESPOL</b>			<b>Rompesacos</b>		
			Tambor	Escala 1:8	Hoja 8/23





\* Todas las medidas lineales con tolerancia f7  
 \* Plancha galvanizada de 1,4mm

Diseño de S. Ugarte, R. Cantos	Revisado por	Aprobado por	Fecha	 	Fecha 30/08/2020	
<b>ESPOL</b>			<b>Rompesacos</b>			
			Canal de salida I	Escala 1:10	Hoja 9/23	

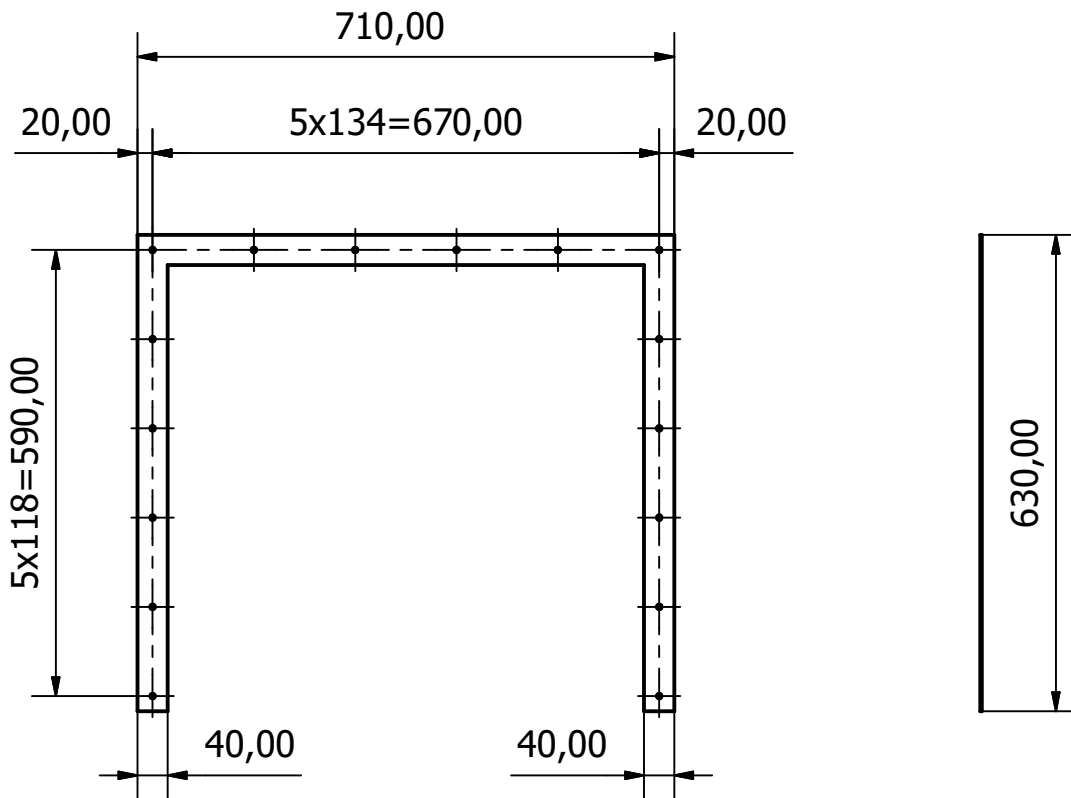
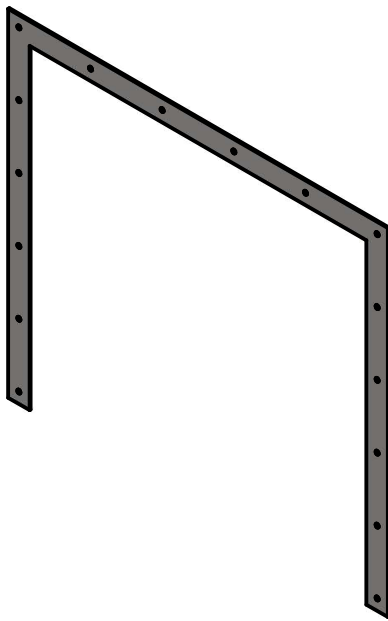






\* Todas las medidas lineales con tolerancia f7  
 \* Plancha galvanizada de 1.4mm

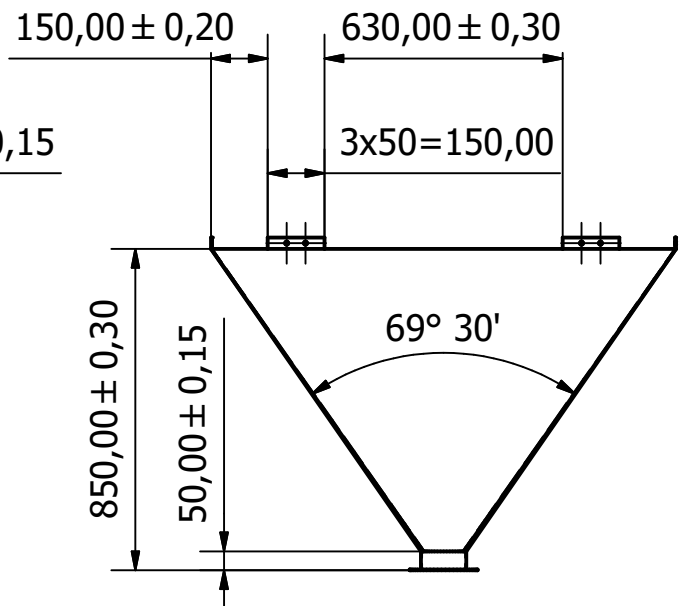
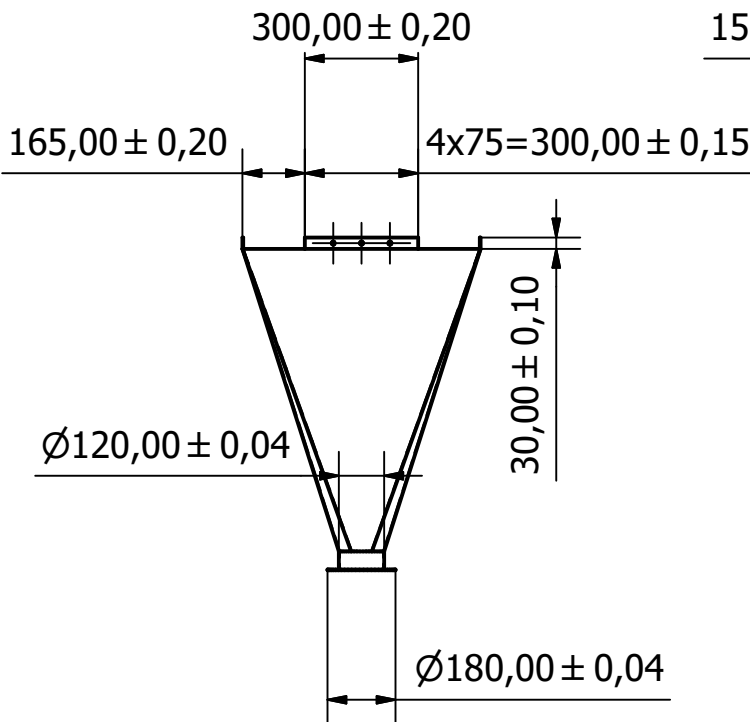
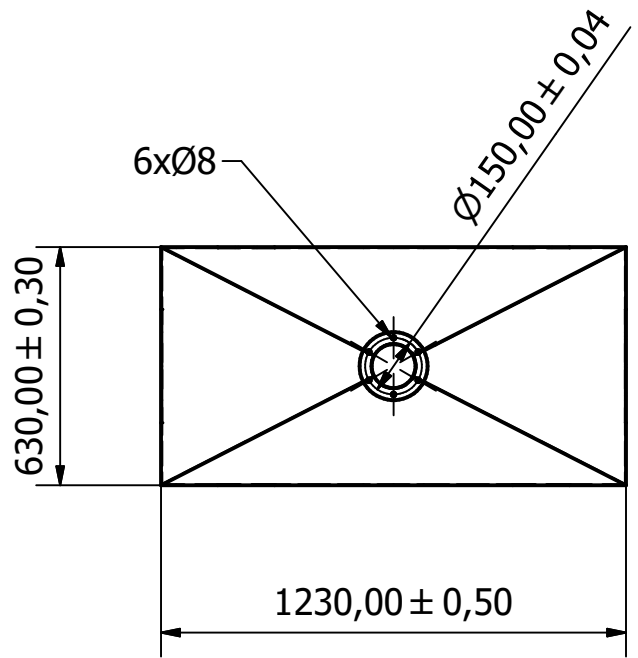
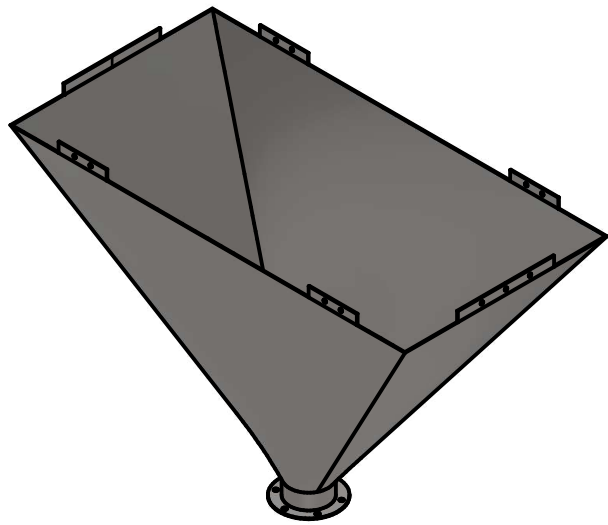
Diseño de S. Ugarte, R. Cantos	Revisado por	Aprobado por	Fecha	 	Fecha 30/08/2020	
<b>ESPOL</b>			Rompesacos			
			Canal de salida II	Escala 1:10	Hoja 10/23	







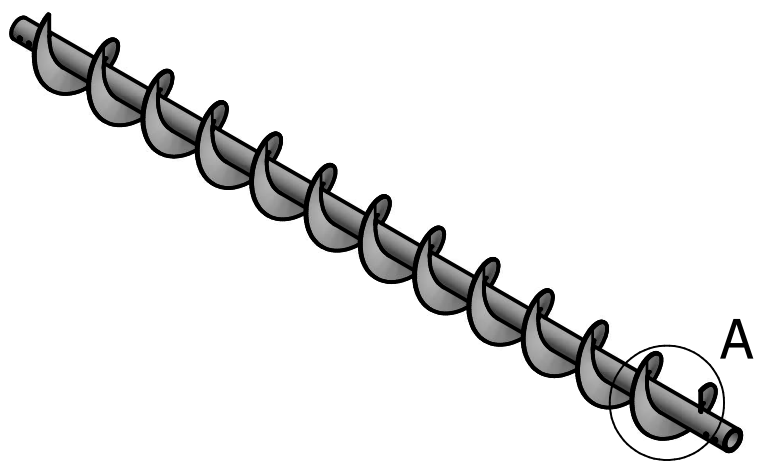
- \* Todas las medidas lineales con tolerancia f7
- \* Plancha galvanizada de 1,4mm
- \* Agujeros Ø6,00

Diseño de S. Ugarte, R. Cantos	Revisado por	Aprobado por	Fecha	 	Fecha 30/08/2020	
<b>ESPOL</b>			Rompesacos			
			Canal de salida marco	Escala	Hoja 11/23	

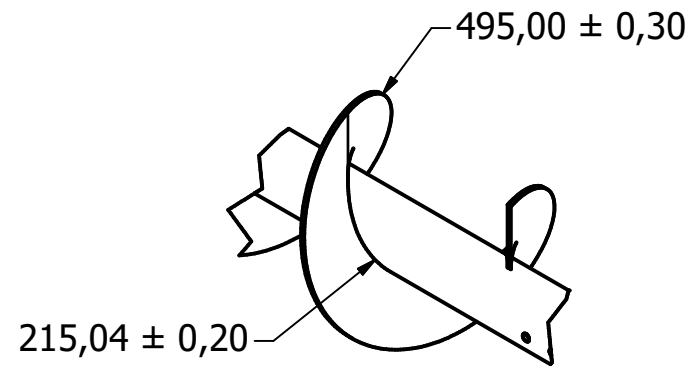


- \* Plancha 304 de 2,00
- \* Agujeros Ø8,00

Diseño de S. Ugarte, R. Cantos	Revisado por	Aprobado por	Fecha	 	Fecha 30/08/2020	
<b>ESPOL</b>			<b>Rompesacos</b>			
			Tolva	Escala	Hoja 12/23	



Desarrollo de hélice por paso



A ( 1 : 5 )

2000,00 ± 1,20

152.4x12=1828,80

88,20 ± 0,15

50,00 ± 0,30

152,40 ± 0,50

50,00 ± 0,30

Ø150,00 ± 0,04

25,00 ± 0,20

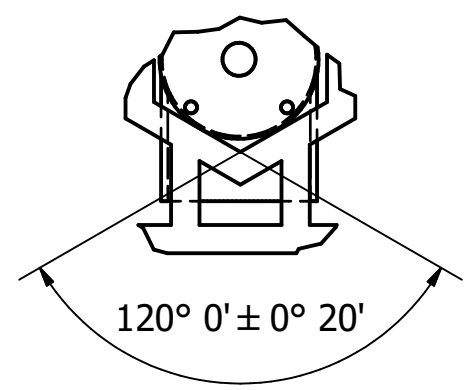
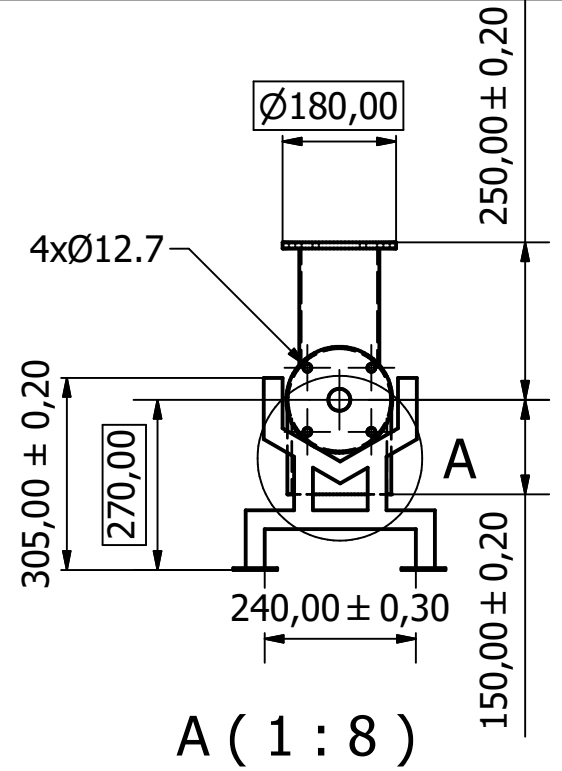
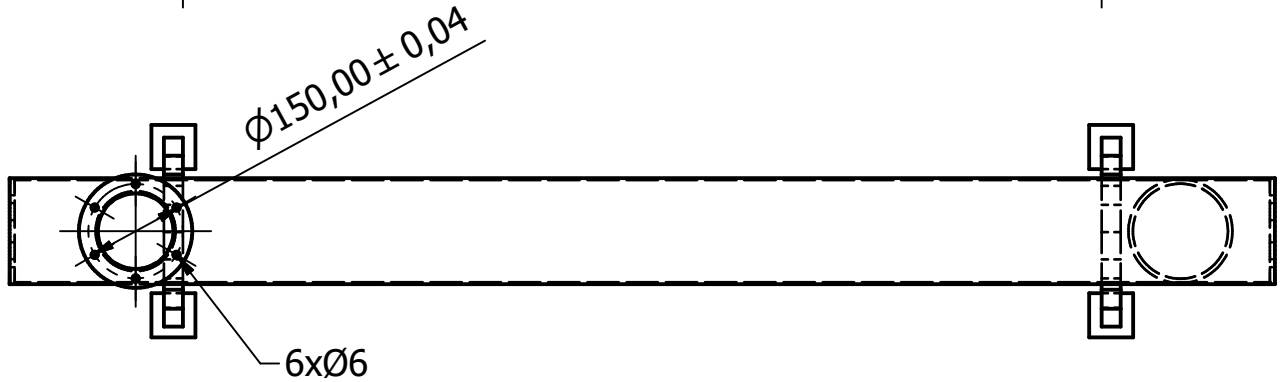
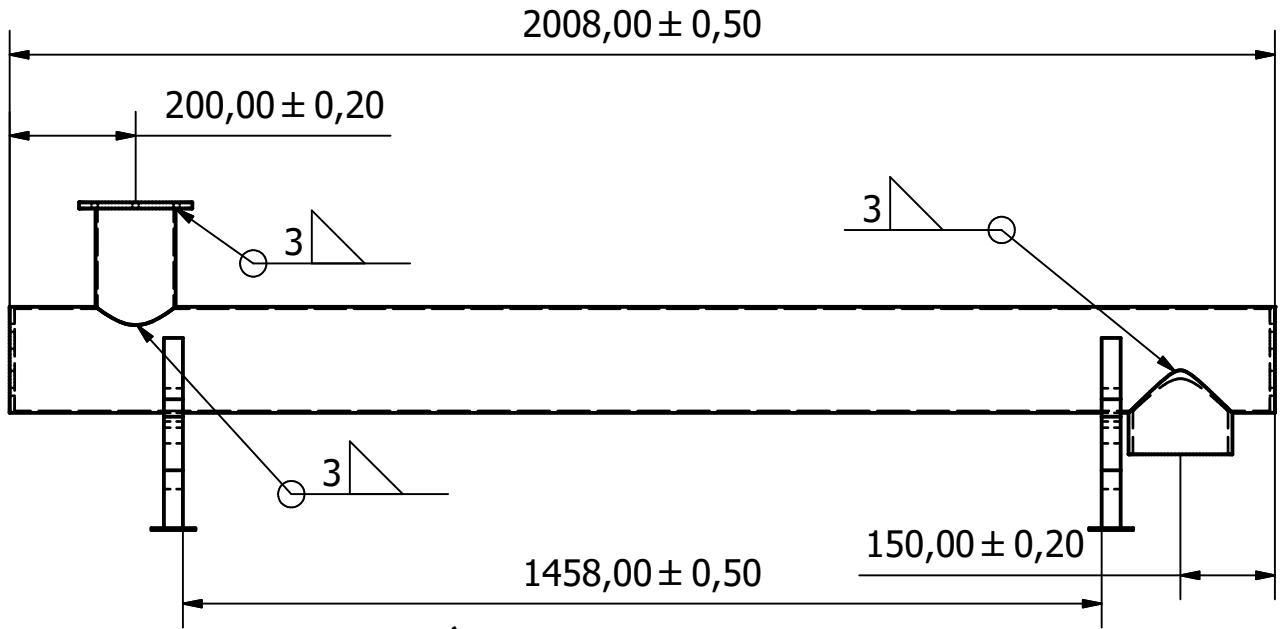
Plancha AR400 de 3,175

25,00 ± 0,20

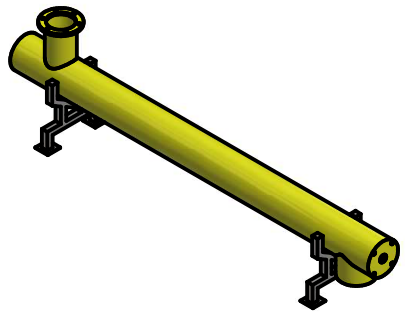
\* Agujeros Ø6,00



Tubería  
1 ½ Ced.40

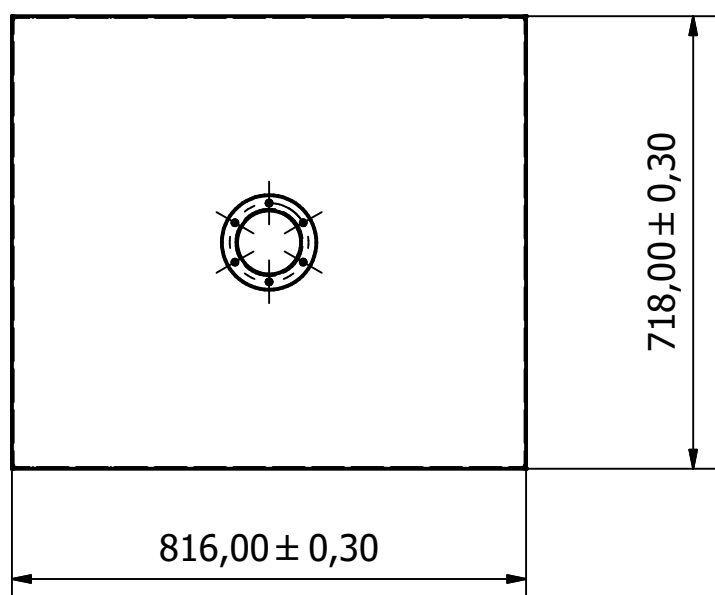
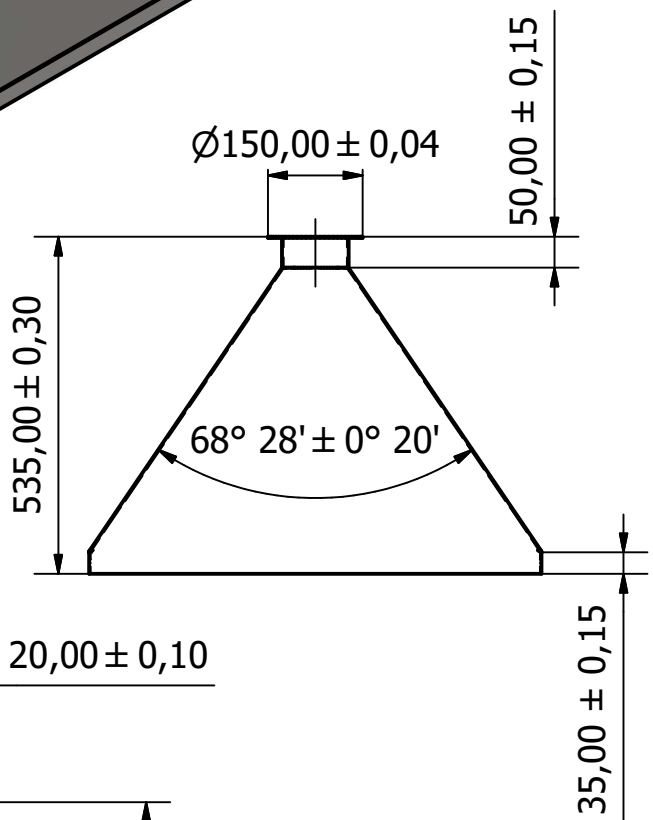
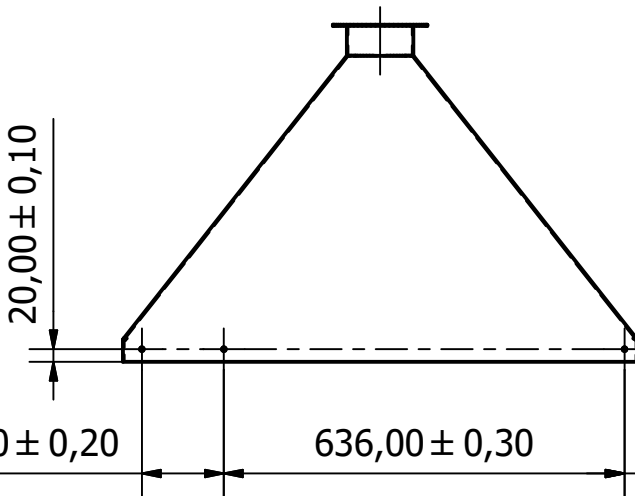
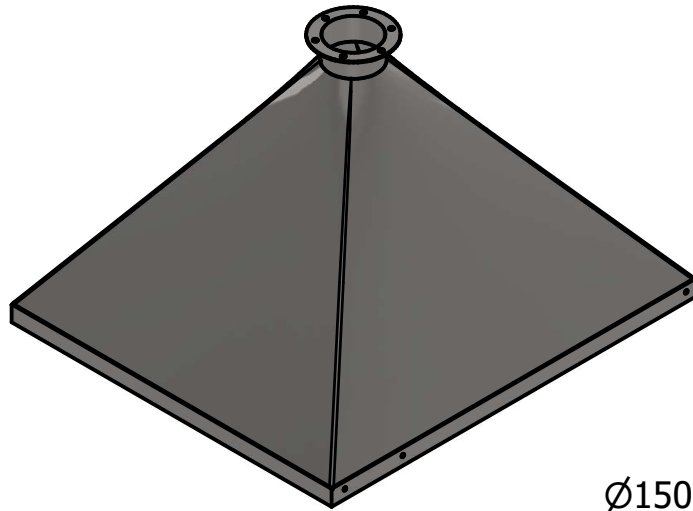
Diseño de S. Ugarte, R. Cantos	Revisado por	Aprobado por	Fecha		Fecha 30/08/2020	
<b>ESPOL</b>			Rompesacos			
			Tornillo transportador	Escala	Hoja 13/23	





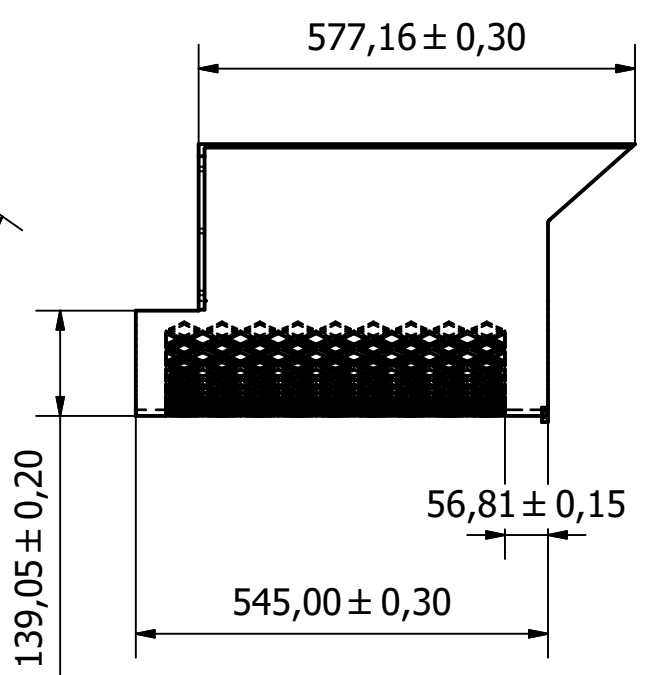
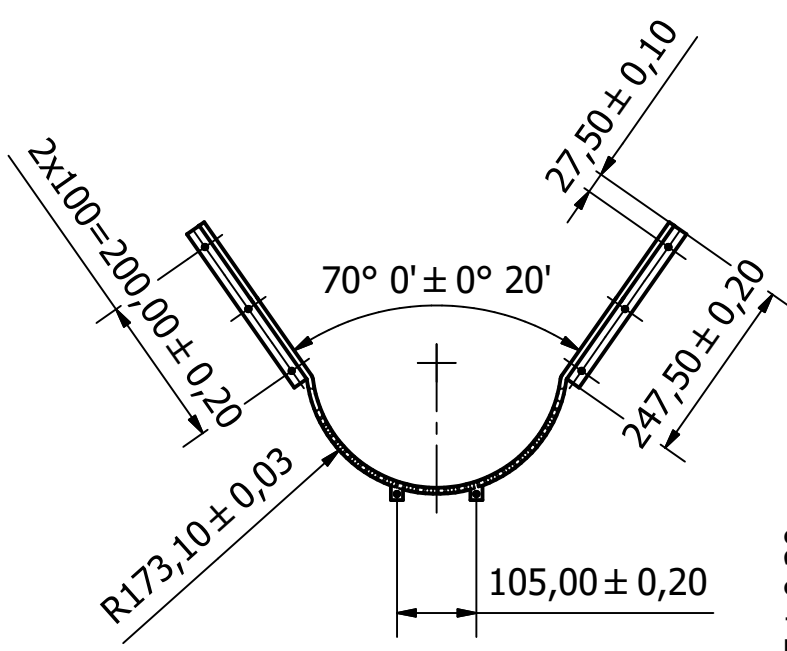
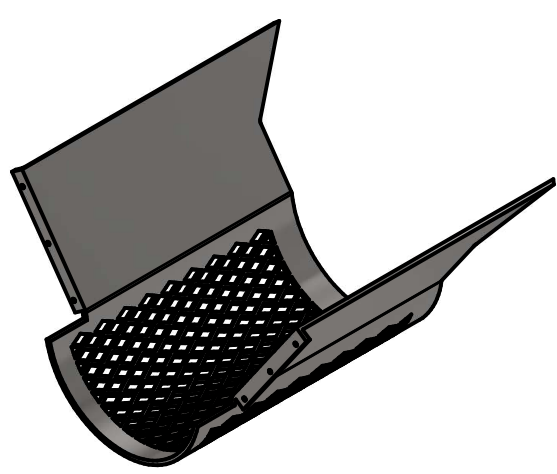
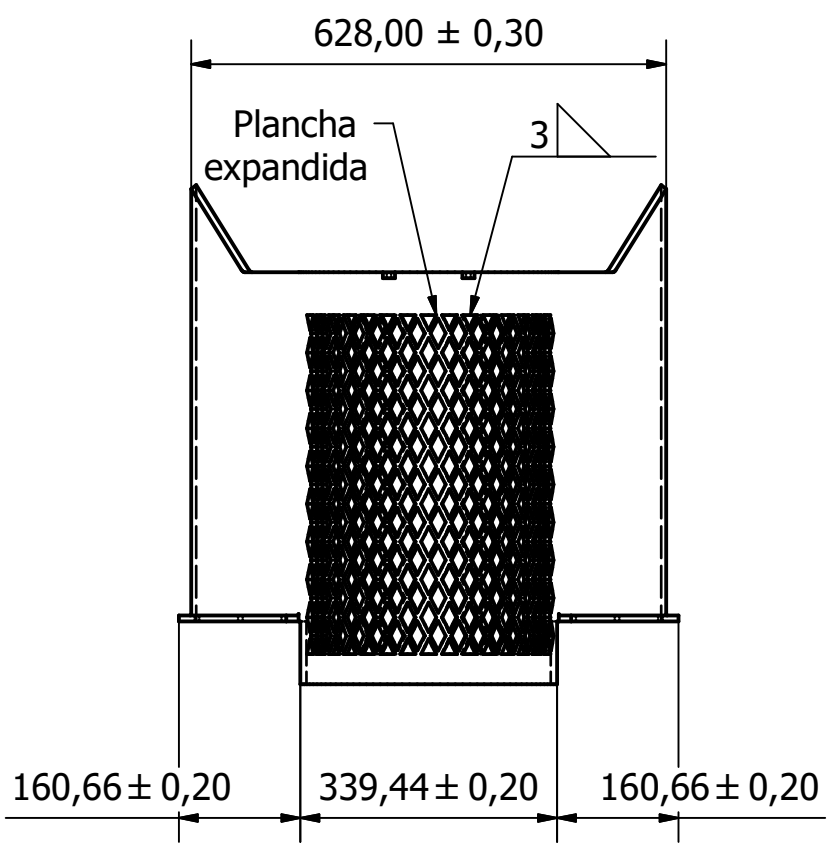
- \* Fabricado en tubería estructural 6 <sup>5</sup>/<sub>8</sub> galvanizada con 3,00 de pared
- \* Apoyos hechos con perfil cuadrado 30x2,00





Diseño de S. Ugarte, R. Cantos	Revisado por	Aprobado por	Fecha			Fecha 30/08/2020	
<b>ESPOL</b>			<b>Rompesacos</b>				
			Canalón del transportador	Escala 1:12	Hoja 14/23		

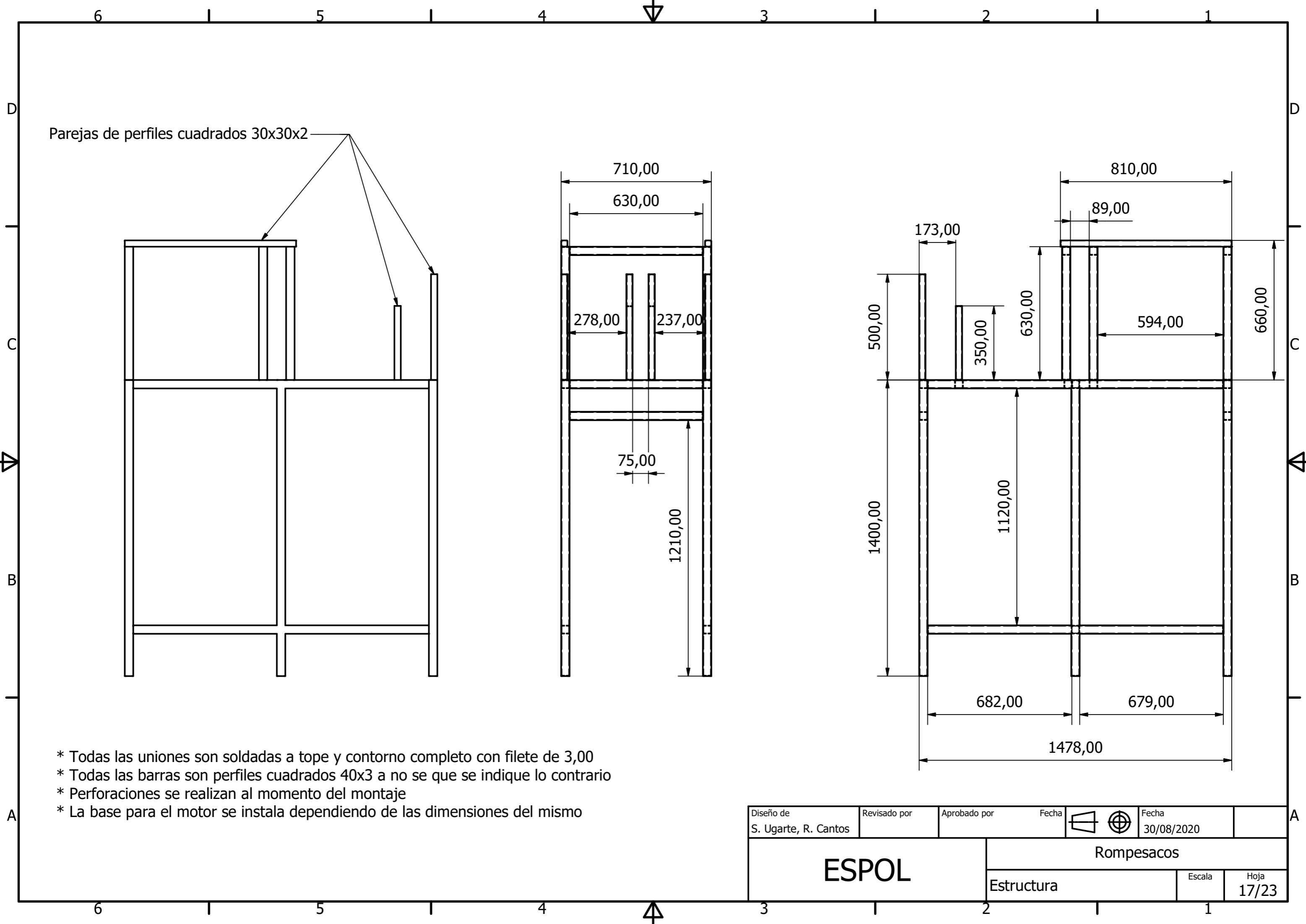


Diseño de S. Ugarte, R. Cantos	Revisado por	Aprobado por	Fecha	 	Fecha 30/08/2020	
<b>ESPOL</b>			<b>Rompesacos</b>			
			Campana de extracción		Escala 1:12	Hoja 15/23





Diseño de S. Ugarte, R. Cantos	Revisado por	Aprobado por	Fecha	 	Fecha 30/08/2020
<b>ESPOL</b>			<b>Rompesacos</b>		
			Filtro del Tornillo	Escala 1:10	Hoja 16/23



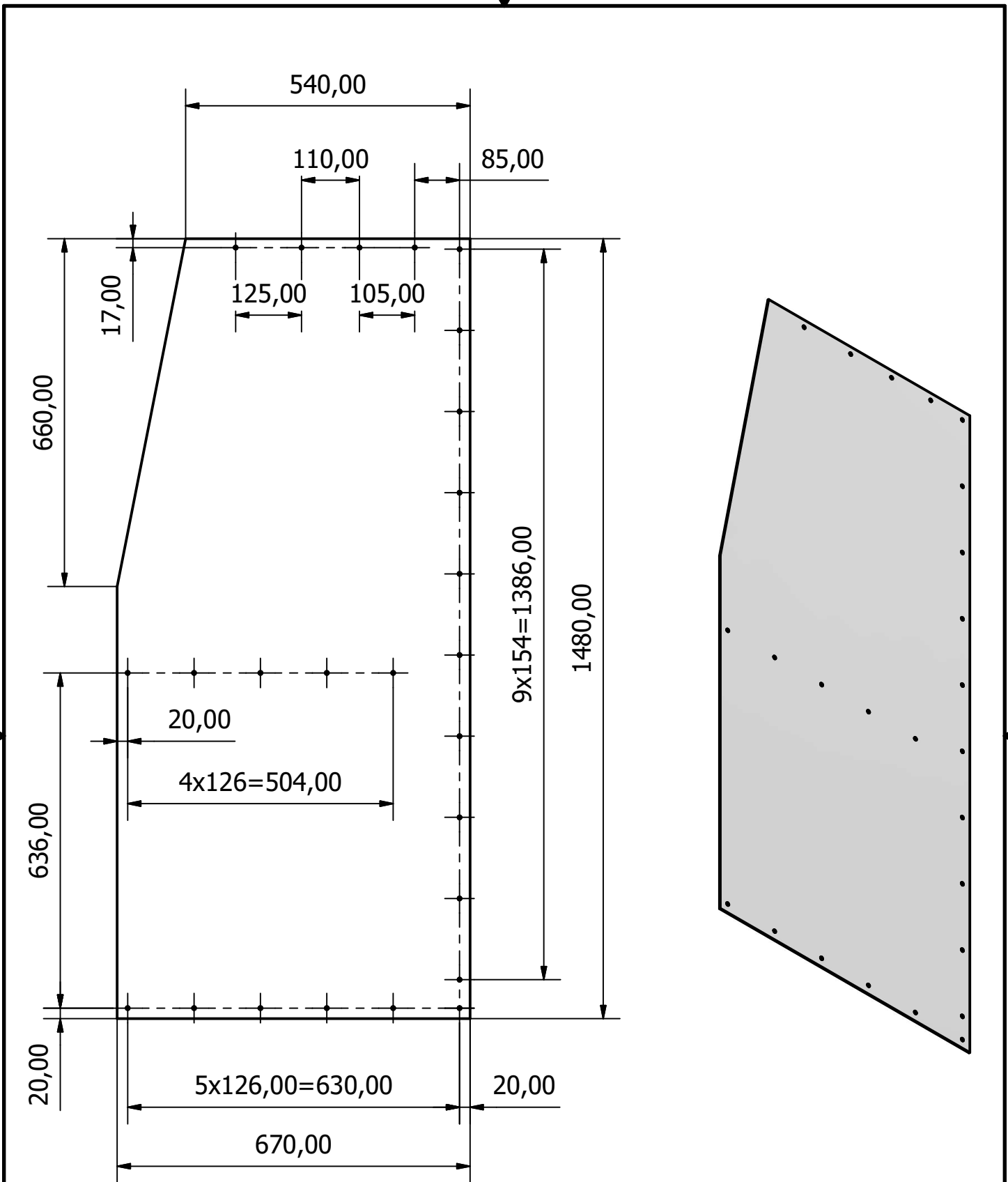


Parejas de perfiles cuadrados 30x30x2



- \* Todas las uniones son soldadas a tope y contorno completo con filete de 3,00
- \* Todas las barras son perfiles cuadrados 40x3 a no se que se indique lo contrario
- \* Perforaciones se realizan al momento del montaje
- \* La base para el motor se instala dependiendo de las dimensiones del mismo

Diseño de S. Ugarte, R. Cantos	Revisado por	Aprobado por	Fecha			Fecha 30/08/2020	
<b>ESPOL</b>			Rompesacos				
			Estructura		Escala	Hoja 17/23	





- \* Agujeros Ø6,00
- \* Todas las medidas lineales con tolerancia f
- \* Plancha galvanizada de 1.4mm

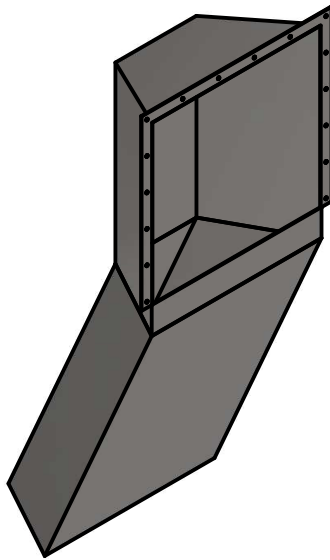
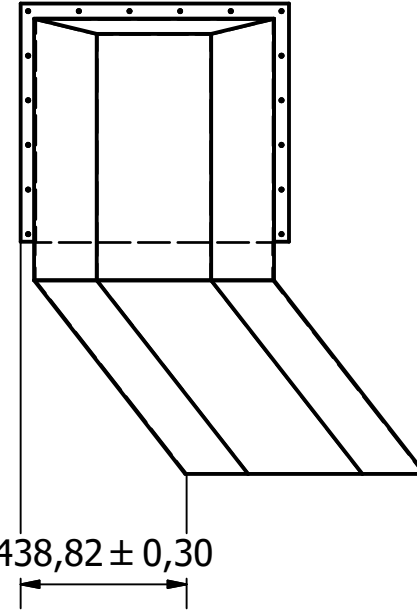
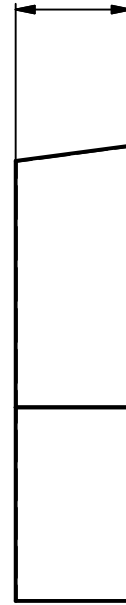
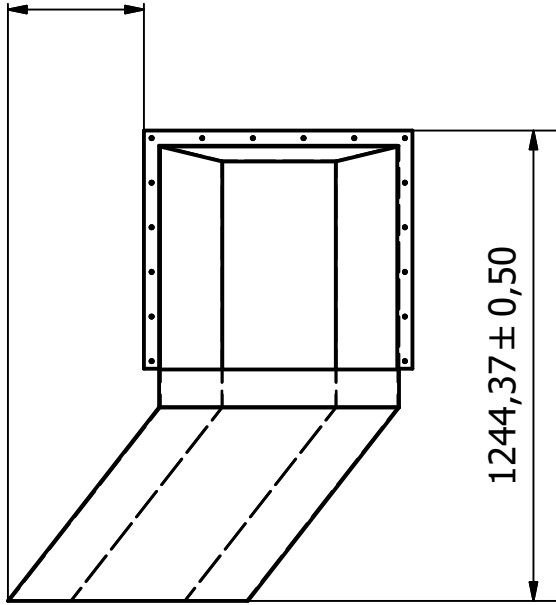
Diseño de S. Ugarte, R. Cantos	Revisado por	Aprobado por	Fecha	 	Fecha 30/08/2020	
<b>ESPOL</b>			<b>Rompesacos</b>			
			Placa lateral	Escala 1:10	Hoja 18/23	



360,00 ± 0,20

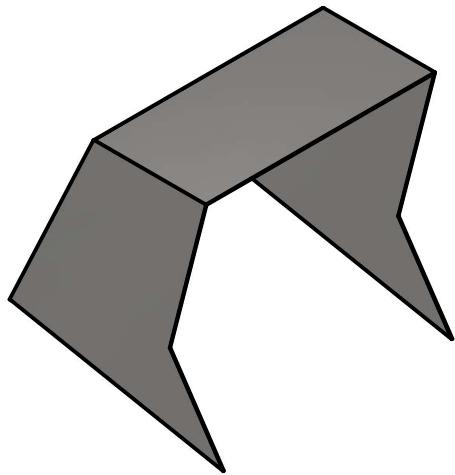
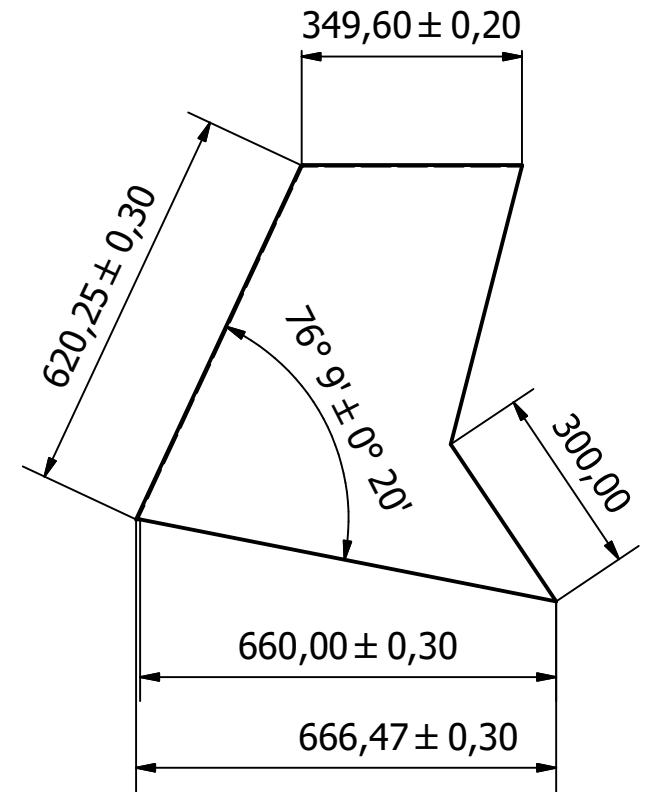
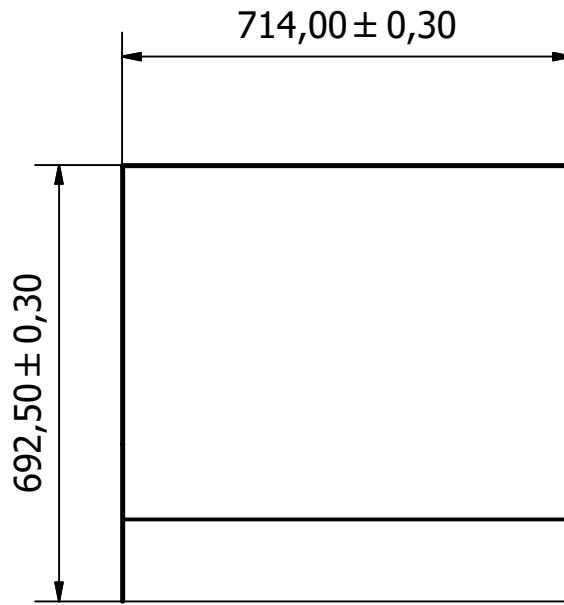
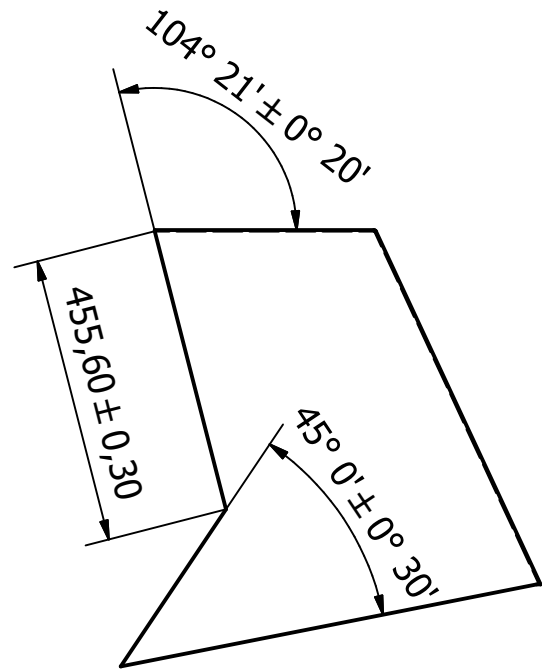
304,00 ± 0,20



1244,37 ± 0,50

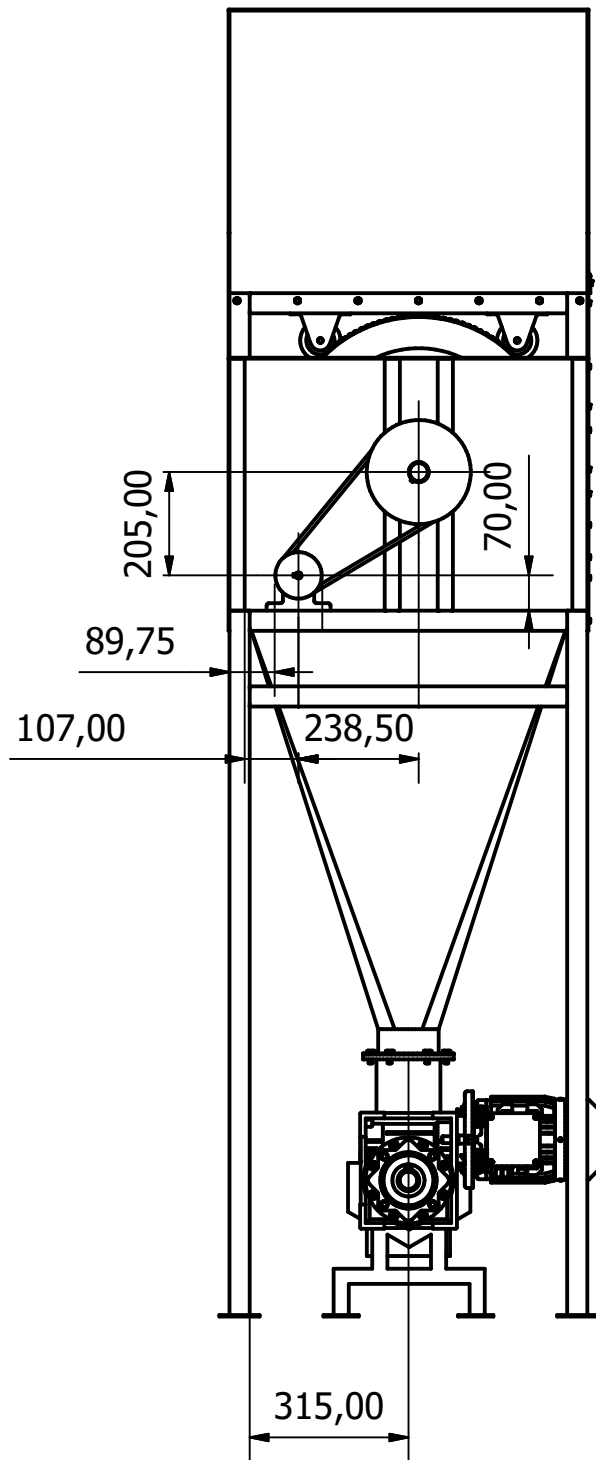
438,82 ± 0,30





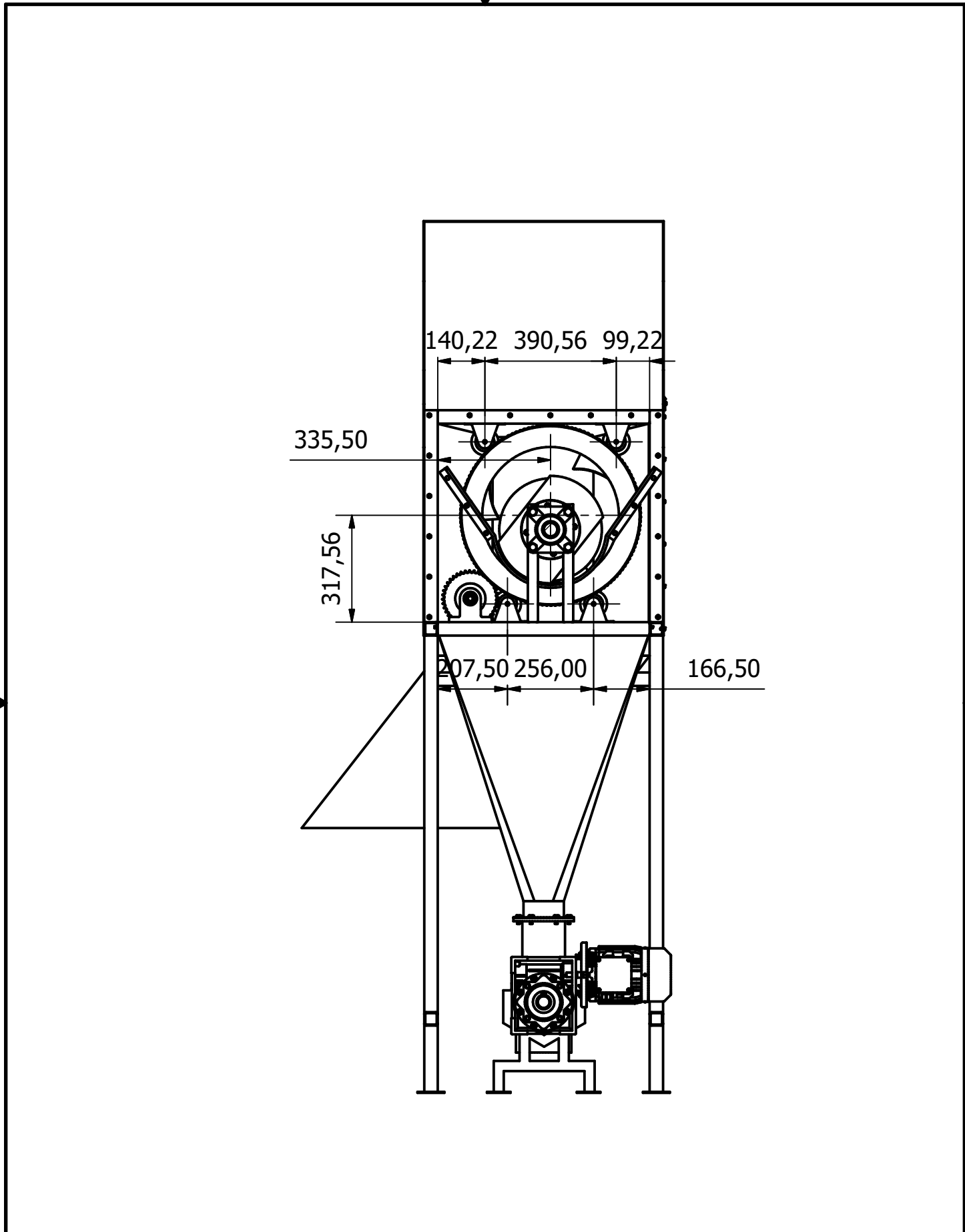
Diseño de S. Ugarte, R. Cantos	Revisado por	Aprobado por	Fecha	 	Fecha 30/08/2020	
<b>ESPOL</b>			<b>Rompesacos</b>			
			Canal de salida armado	Escala 1:20	Hoja 19/23	





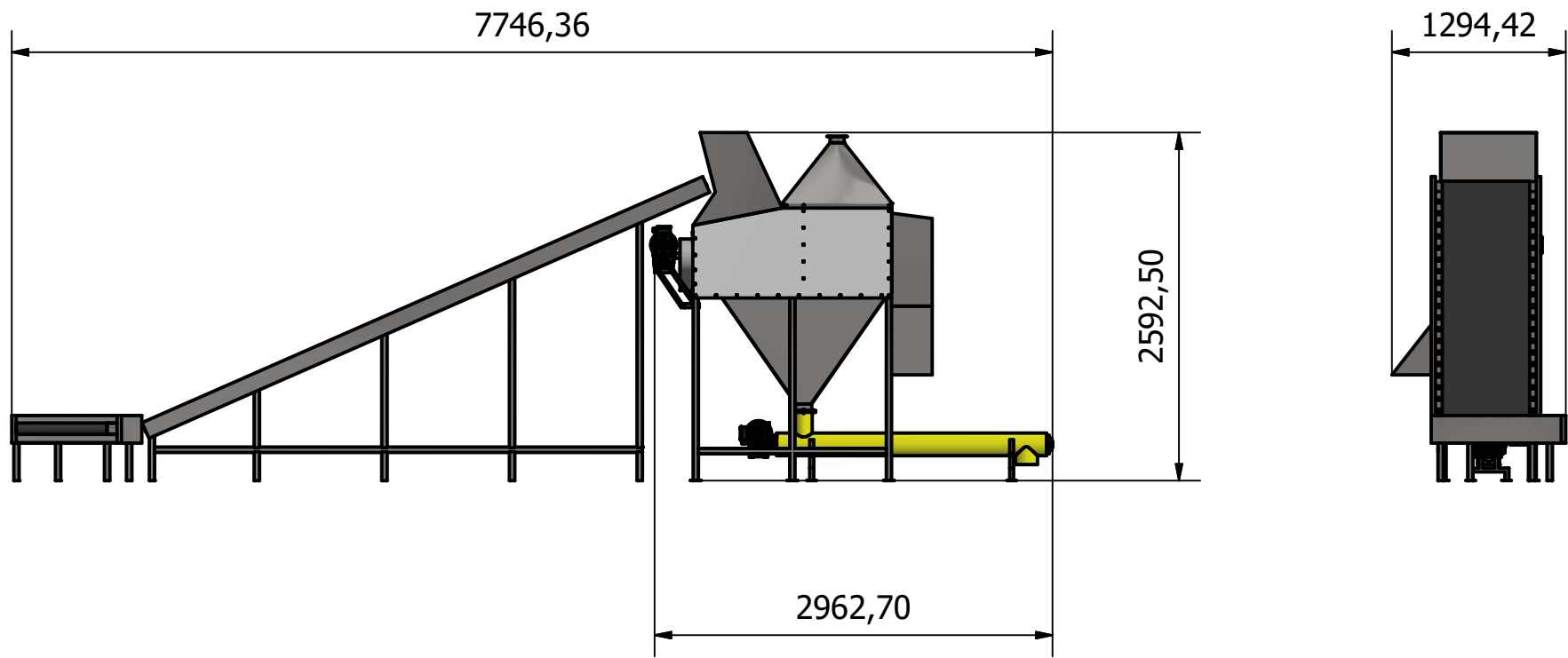
Diseño de S. Ugarte, R. Cantos	Revisado por	Aprobado por	Fecha	 	Fecha 30/08/2020	
<b>ESPOL</b>			<b>Rompesacos</b>			
			Cubierta de entrada	Escala 1:12	Hoja 20/23	



Diseño de S. Ugarte, R. Cantos	Revisado por	Aprobado por	Fecha	 	Fecha 30/08/2020	
<b>ESPOL</b>			<b>Rompesacos</b>			
			Vista de poleas	Escala 1:15	Hoja 21/23	



Diseño de S. Ugarte, R. Cantos	Revisado por	Aprobado por	Fecha	 	Fecha 30/08/2020	
<b>ESPOL</b>			<b>Rompesacos</b>			
			Vista de tambor	Escala 1:15	Hoja 22/23	



Diseño de S. Ugarte, R. Cantos	Revisado por	Aprobado por	Fecha	 	Fecha 30/08/2020	
<b>ESPOL</b>			<b>Rompesacos</b>			
			Modelo planta	Escala 1:50	Hoja 23/23	