

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

“Diseño de Sistema Rompesacos con Sistema de Desempolvado Propio”

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Fernando André Tixilima Rodríguez

Diego Paúl Salinas Bahamonde

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2020

DEDICATORIA

El presente proyecto integrador va dedicado a Dios, por cuidar de mi salud y bienestar en cada una de mis operaciones, por no abandonarme en aquellos momentos difíciles y permitir que siga en compañía de mis seres queridos, por brindarme la oportunidad de llegar hasta esta etapa final tan importante para mi formación profesional.

A mi madre Maysa Rodríguez, por ser un pilar fundamental, además por demostrarme tanto cariño y apoyo incondicional, por estar presente en momentos de debilidad, por su arduo esfuerzo, dedicación y sacrificio, para poder seguir adelante con mis estudios.

A mi familia, por demostrar el significado de unión y solidaridad, a ellos le debo todas las atenciones y cuidados que me brindan cuando voy de visita a sus hogares.

A mis amigos, por estar presente en cada uno de nuestros logros y/o dificultades, brindando su apoyo durante esta etapa universitaria, por las anécdotas vividas y por los momentos que lleguen a suceder.

Fernando Andrée Tixilima Rodríguez

DEDICATORIA

Este proyecto se lo dedico a mis padres por inculcarme valores, que hoy en día han sabido forjar mi carácter y ser quien soy. Gracias a mi mamá por todo su amor y dedicación, quien pudo darme una familia estable para poder crecer con amor y unión. Quiero agradecer a Miguel, que me acogió en su familia y sin dudarlo me otorgó el título de ser su hijo.

Gracias a mi esposa, mi compañera de vida, quien cambió todos mis planes, pero fue una de las mejores decisiones. Gracias por siempre brindarme su apoyo, por quedarse hasta tarde y pasar malas noches conmigo estudiando y dándome la fuerza moral que necesitaba para no rendirme, por dame ánimos y por enojarse conmigo cuando ya no quería seguir, sin duda es uno de mis mejores soportes principales para cumplir este logro. Gracias a mi familia en general que de una u otra manera recibí su apoyo en este camino. A mis amigos que han estado conmigo apoyándome, y por supuesto a Estrellita y Chester, mis mascotas, quien me brindaron todo su amor y me recibían cada día con euforia, haciéndome sentir la calidez de estar acompañado.

Diego Paúl Salinas Bahamonde

AGRADECIMIENTO

Nuestro sincero agradecimiento a los colaboradores de la empresa ERMARLO S.A, por su buena voluntad y confianza depositada en nosotros, por brindarnos la oportunidad de aplicar todos los conocimientos adquiridos en ingeniería mecánica a lo largo de nuestra carrera, para plasmarlo en un equipo que sea de gran aporte para su proceso de producción y cuidado de personal.

Agradecemos al Ing. Ernesto Martínez que, con su gran experiencia y conocimiento en mantenimiento a nivel industrial, nos ayudó con recomendaciones e información en cada una de las etapas para el desarrollo de nuestra tesis. Su aporte fue de gran importancia para comprender el funcionamiento general del equipo, además de aconsejar sobre la implementación de accesorios y materiales para que el proyecto cuente con un aspecto seguro y llamativo.

DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; Fernando André Tixilima Rodríguez, Diego Paúl Salinas Bahamonde y 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"



Fernando André
Tixilima Rodríguez



Diego Paúl
Salinas Bahamonde

EVALUADORES



Ing. Jorge Medardo Marcial Hernández
PROFESOR DE LA MATERIA



Ing. Ernesto Rolando Martínez Lozano
PROFESOR TUTOR

RESUMEN

El presente proyecto tiene como objetivo diseñar un equipo con la finalidad de evitar que los trabajadores estén en contacto con los polvos mortero durante la manipulación de los sacos, además de que el personal no sea afectado por el levantamiento forzado de cargas y evitar molestias musculares que provoquen ausentismos y demandas económicas a la empresa.

Para el diseño se utilizó conceptos relacionados con diseño de sistemas mecánicos y mecánica de fluidos, esenciales para elaborar cálculos, selección de accesorios y materiales que cumplan con los requerimientos establecidos. Se utilizó software INVENTOR 3D para el modelado, simulaciones y animaciones del equipo, ANSYS CFD para el análisis y simulación del transporte neumático de polvos. Por último, se utilizó una extensa variedad de normativas para que el equipo cuente con una excelente efectividad al momento de seleccionar los criterios adecuados para el diseño.

Basado en las dimensiones propuestas, resultó que la selección de perfiles y materiales para estructuras de las diferentes etapas del funcionamiento del equipo son suficientes para soportar las cargas presentes por accesorios adicionales al diseño, como motores eléctricos o motor reductores. Obteniendo factores de seguridad superiores a la unidad.

En conclusión, para diseñar un sistema rompesacos, se hizo un modelo minucioso y conservador con las dimensiones, estas fueron adecuadas ya que cumplieron con los requerimientos, bajo las condiciones mencionadas se debe procurar seleccionar materiales y accesorios que se encuentren en el país, ya que el costo total del equipo está acorde con los valores que se presenta en el mercado.

Palabras clave: diseño, dimensiones, transporte neumático, simulación.

ABSTRACT

The objective of this project is to design an equipment in order to prevent workers from being in contact with the mortar powders during the handling of the bags, in addition to that, the staff is not affected by the forced lifting of heavy loads and thus avoid muscular discomfort that cause absenteeism and economic demands on the company.

For the design, concepts related to the design of mechanical systems and fluid mechanics were used, essential for making calculations, selection of accessories and materials that meet the established requirements. INVENTOR 3D software was used for the modeling, simulations, and animations of the equipment, ANSYS CFD for the analysis and simulation of the pneumatic transport of powders. Finally, a wide variety of regulations were used so that the team has excellent effectiveness in selecting the appropriate criteria for design.

Based on the proposed dimensions, it turned out that the selection of profiles and materials for structures of the different stages of the equipment's operation are sufficient to withstand the loads present due to additional accessories to the design, such as electric motors or gear motors. Obtaining safety factors higher than unity.

In conclusion, to design a bag breaking system, A careful and conservative model was made considering the dimensions. These were adequate since they met the requirements. Under the conditions mentioned, an attempt should be made to select materials and accessories found in the country, since the total cost of the equipment is in accordance with the values that are presented in the market.

Keywords: *design, dimensions, pneumatic transport, simulation.*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS.....	VI
SIMBOLOGÍA.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	XII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIV
ÍNDICE DE PLANOS.....	XVI
CAPÍTULO 1	1
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1 Descripción del problema	2
1.2 Justificación del problema	2
1.3 Objetivos	3
1.3.1 Objetivo General	3
1.3.2 Objetivos Específicos.....	3
1.4 Antecedentes	3
1.4.1 Generalidades sobre el mortero.....	4
1.4.2 Características del mortero	4
1.4.3 Información de la empresa	5
1.5 Marco Teórico	5
1.5.1 Sistemas Rompesacos	5
1.5.2 Cinta Transportadora	6
1.5.3 Colector de polvos	7
1.5.4 Sistema de corte	8
1.5.5 Tamizado de polvos.....	9

1.5.6	Sistema compactador de sacos vacíos.....	10
1.5.7	Transporte neumático de polvos.....	10
1.5.8	Normativas.....	11
CAPÍTULO 2.....		12
2	METODOLOGÍA.....	12
2.1	Criterios de ponderación.....	12
2.2	Matriz de decisión Banda Transportadora.....	12
2.3	Matriz de decisión Disco de Corte.....	13
2.4	Matriz de decisión Filtración de polvos.....	14
2.5	DISEÑO CONCEPTUAL.....	15
2.6	DISEÑO CINTA TRANSPORTADORA.....	16
2.7	DISEÑO DE EJES.....	18
2.8	SELECCIÓN SOPORTES Y RODAMIENTOS.....	20
2.9	DISEÑO Y SELECCIÓN DE PERNOS.....	20
2.9.1	Sujetadores roscados.....	20
2.9.2	Uniones: Rigidez de sujetador.....	20
2.9.3	Uniones: Rigidez del elemento.....	21
2.9.4	Resistencia del perno.....	21
2.9.5	Uniones a tensión: carga externa.....	22
2.9.6	Uniones a tensión cargada en forma estática con precarga.....	22
2.9.7	Carga por fatiga de uniones a tensión.....	23
2.10	SISTEMA DE CORTE.....	23
2.11	SISTEMA DESEMPOLVADO PROPIO.....	24
2.12	TRANSPORTE NEUMÁTICO DE POLVOS.....	26
2.13	COMPACTADOR SACOS VACÍOS.....	28
2.14	SISTEMA FILTRO DE POLVOS.....	28
CAPÍTULO 3.....		30

3	RESULTADOS Y ANÁLISIS	30
3.1	Diseño Cinta Transportadora	30
3.2	Diseño Sistema de Corte.....	31
3.3	Sistema Desempolvado Propio	31
3.4	Transporte Neumático de Polvos	34
3.5	Sistema Compresión sacos vacíos.....	36
3.6	Análisis de costos.....	37
	CAPÍTULO 4.....	45
4	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	45
4.1	Conclusiones.....	45
4.2	Recomendaciones.....	46

BIBLIOGRAFÍA

APÉNDICES

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
RSA	Sistema de Rompesacos Automático
AISI	American Iron and Steel Institute
SAE	Society of Automotive Engineers
ISO	International Organization for Standardization
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
IEC	Comisión Internacional de Electrotécnica
CMG	Motores con Engranajes Cilíndricos
UNE	Una Norma Española
NTE	Norma Técnica Ecuatoriana
DIN	Instituto Alemán de Normalización
NTP	Normas Técnicas de Prevención
ASHRAE	American Society of Heating and Air Conditioning Engineers
AWS	American Welding Society
GTAW	Gas Tungsten Arc Welding

SIMBOLOGÍA

Cinta Transportadora

F_U :	Fuerza tangencial [N].
μ_T :	Coeficiente de fricción sobre mesa
g :	Aceleración de la gravedad (9.8 m/s ²).
m :	Masa total de sacos a ser transportador [kg].
m_B :	Masa de cinta transportadora [kg].
μ_R :	Coeficiente de fricción sobre rodillos
m_R :	Masa de rodillos [kg].
α :	Ángulo de inclinación [°].
F_1 :	Fuerza de tracción máxima [N].
C_1 :	Factor válido para tambor
d_A :	Diámetro de tambor motriz [mm].
C_3 :	Factor válido para tambor
b :	Ancho de cinta transportadora [mm].
β :	Ángulo de contacto [°].
P_A :	Potencia mecánica [kW].
v :	Velocidad de cinta transportadora [m/s].
P_M :	Potencia del motor [kW].
n_M :	Eficiencia del motor.
n_R :	Eficiencia del reductor.
F_b :	Resistencia mínima a la tracción [N].
P_T :	Potencia mecánica total [kW].
R :	Resistencia nominal [N/mm].
C_S :	Coeficiente de seguridad para bandas estándar.
B :	Ancho cinta transportadora [mm].
F_T :	Fuerza tangencial [N].
T_1 :	Tensión máxima presente [N].
μ_A :	Coeficiente de fricción de la banda
T_2 :	Tensión mínima presente [N].
P :	Capacidad de transmisión tambor/banda.

Diseño de eje

S_{ut} :	Resistencia a la última tensión.
de:	diámetro del eje [mm].
Za:	variación de transformación.
q_s :	Sensibilidad a la muesca
K_{ts} :	Concentrador de esfuerzos
Q_s :	Carga distribuida debido al saco [N/m].
m_s :	Masa del saco [kg].
b:	Ancho de saco [m].
Q_b :	Carga distribuida debido a la banda [N/m].
Q_t :	Carga distribuida debido a tensión [N/m].
Kf, Kfs:	Concentradores de esfuerzo debido a la flexión y torsión.
Ma, Mm:	Momento alternante y medio respectivamente [Nm].
Ta, Tm:	Torsión alternante y medio respectivamente [Nm].
n:	Factor de seguridad para el diseño.

Selección de rodamientos

L10:	Vida en horas, bajo aplicación estándar.
v:	Velocidad de giro del tambor motriz [rpm].
Pd:	Carga de diseño o reacción en el punto de apoyo [N].
k:	factor que depende del rodamiento, en este caso de bola.

Diseño y selección de pernos

L_T :	Longitud de perno [mm].
L:	Longitud parte roscada de perno [mm].
dp:	diámetro del perno [mm].
l:	Espesor de todo el material apretado entre la cara del perno y cara de tuerca [mm].
H:	Espesor de tuerca [mm].
l_d :	Longitud de la parte sin rosca en el agarre [mm].
l_t :	Longitud de la parte roscada en el agarre [mm].
A_d :	Área de la parte sin rosca [mm ²].
k_b :	Rigidez del sujetador [Ga/mm].

E :	Módulo de Young [GPa].
F_i :	Precarga.
P_{total} :	Carga externa de tensión total aplicada a la unión.
P :	Carga externa de tensión.
P_b :	Parte de P tomada por el perno.
P_m :	Parte de P tomada por elementos.
F_b :	Carga resultante en el perno.
F_m :	Carga resultante en elemento.
C :	fracción de carga externa P soportada por perno.
N :	número de pernos en unión.
S_p :	Resistencia a la prueba.
F_p :	Carga de prueba.

Transmisión de potencia por banda en V

D :	Diámetro de tamiz giratorio [in].
d :	diámetro de polea [in].
L :	longitud nominal de banda [in].
L_c :	Conversión longitud de banda [in].
N :	velocidad de giro [rpm].
F_1 :	Tensión mayor de banda [lbf].
F_2 :	Tensión menor de banda [lbf].
H_{tab} :	potencia tabulada [hp].
K_1 :	Factor corrección de ángulo de contacto.
K_2 :	Factor corrección longitud de banda.
H_{nom} :	potencia nominal [hp].
K_s :	Factor de servicio sugerido.
n_d :	Factor de diseño.
K_c :	Parámetros para fuerza centrífuga.
K_b :	Parámetro para vida de banda.
K :	Constante picos de fuerza.
b :	Factor constante picos de fuerza.

Transporte neumático de polvos

g :	gravedad [m/s ²]
ρ_g :	Densidad del aire [kg/m ³].
ρ_p :	Densidad de sólido [kg/m ³].
d_p :	Diámetro de partículas de polvo [m].
ν :	Viscosidad cinemática [m ² / s]
μ :	Fricción material de cañería.
f_g :	Fricción del gas.
L:	longitud de cañería [m].
D:	diámetro de cañería [m].
λ_p :	Fricción de polvo.
K_L :	Coefficiente de pérdida debido a codo de 90°
L_{eq} :	Longitud equivalente [m].
A:	área cañería [m ²].
$C_{válvula}$:	Capacidad válvula [m ³ / rev].
Vol_{saco} :	Volumen de saco [m ³].
m_{saco} :	Masa del saco [kg].

Unidades

N	medida de fuerza Newton.
m/s ²	metros por segundo al cuadrado.
kg	kilogramos
mm	milímetros.
kW	medida de potencia kilowatts.
m/s	metros por segundo.
N/mm	Newton por milímetro.
rad	medida de ángulo radianes.
kg/m ²	kilogramo por metro cuadrado.
N/m	Newton por metro.
Nm	Newton metro.
rpm	revoluciones por minuto.
mm ²	milímetros cuadrados.
GPa/mm ²	Giga pascales por milímetro cuadrado.

in	pulgadas.
lbf	libras fuerzas.
hp	caballos de fuerza.
m	metros.
Pa	pascales.
m ³ /s	metros cúbicos por segundo.
m ² /s	metros cuadrados por segundo.
kg/s	kilogramos por segundo.
kg/m ³	kilogramos por metro cúbico.

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Sistema de Rompesacos Automático (WAMGROUP, 2018)	6
Figura 1.2 Banda Transportadora (Autores)	7
Figura 1.3 Colector de polvo cilíndrico (Autores)	8
Figura 1.4 Disco de corte (Autores)	9
Figura 1.5 Tambor tamiz giratorio (Autores)	9
Figura 1.6 Tornillo helicoidal compactador de sacos vacíos (Autores).....	10
Figura 1.7 Transporte neumático de polvos (Autores)	11
Figura 2.1 Sistemas de filtrado de polvos (WAMGROUP, 2018)	14
Figura 2.2 Diseño conceptual Sistema Rompesacos (Inventor 3D, Autores)	15
Figura 2.3 Diseño conceptual, vista 1 y vista 2 (Inventor 3D, Autores)	16
Figura 2.4 Cinta Transportadora Inclinada (FORBO, 2016).....	16
Figura 3.1 Tensión normal y esfuerzo máximo (Inventor 3D, Autores)	30
Figura 3.2 Desplazamiento, Fuerza X Tambor (Inventor 3D, Autores).....	33
Figura 3.3 Líneas de flujo, entrada de aire (Autores, ANSYS CFD).....	35
Figura 3.4 Desplazamiento, Fuerza Z Tornillo (Inventor 3D, Autores)	36
Figura I.1 DCL (eje). Rojo: carga distribuida banda	45
Figura I.2 DCL plano XY.....	45
Figura I.3 Diagrama cortante plano XY.....	46
Figura I.4 Diagrama momento plano XY.....	46
Figura I.5 DCL plano XZ.....	46
Figura I.6 Cortante plano XZ	47
Figura I.7 Momento plano XZ.....	47
Figura I.8 Dimensiones soporte UCF205 (SCHAEFFLER, 2016)	49
Figura I.9 Dimensiones de rodamiento UC205 (SCHAEFFLER, 2016).....	50
Figura I.10 Dimensiones Motor reductor FAMA MRV (TRANSTECNO, 2012).....	50
Figura I.11 Cargas aplicadas Transportador (Inventor 3D, Autores)	53
Figura I.12 Deformación y fuerza de reacción (Inventor 3D, Autores).....	54
Figura II.1 Motor eléctrico trifásico 4 polos (MOTORES WEG, 2008)	55
Figura II.2 Dimensiones motor eléctrico trifásico (MOTORES WEG, 2008)	56
Figura II.3 DCL (eje) Rojo: carga distribuida saco	56
Figura II.4 DCL plano XY.....	57
Figura II.5 Diagrama cortante plano XY.....	57
Figura II.6 Diagrama momento plano XY.....	57
Figura II.7 DCL plano XZ.....	57
Figura II.8 Diagrama cortante plano XZ.....	58

Figura II.9 Diagrama momento plano XZ.....	58
Figura II.10 Dimensiones soporte UCF 204 (SCHAEFFLER, 2016)	60
Figura II.11 Dimensiones de rodamiento UC 204 (SCHAEFFLER, 2016).....	61
Figura III.1 Dimensiones motor reductor FAMA MV102 (TRANSTECNO, 2012)	64
Figura III.2 Cargas aplicadas Tambor giratorio (Inventor 3D, Autores)	67
Figura III.3 Fuerza Y, Fuerza Z Tambor giratorio (Inventor 3D, Autores)	68
Figura III.4 Momento X, Momento Y Tambor (Inventor 3D, Autores)	69
Figura III.5 Momento Z, Esfuerzo axial Tambor (Inventor 3D, Autores)	70
Figura III.6 Tensión normal, Tensión de corte Tambor (Inventor 3D, Autores).....	71
Figura III.7 Tensión de plegado, Torsión Tambor (Inventor 3D, Autores)	72
Figura IV.1 Válvula rotativa de polvos modelo AN (DONALDSON, 2018)	73
Figura IV.2 Líneas de flujo, entrada de polvos (Autores, ANSYS CFD)	77
Figura IV.3 Presión en tubería (Autores, ANSYS CFD)	78
Figura V.1 Perfil tornillo helicoidal sin fin, sin eje (BEGA, 2008)	79
Figura V.2 Perfil de artesa seccional (BEGA, 2008)	80
Figura V.3 Dimensiones motor reductor CMG 013 (TRANSTECNO, 2012).....	80
Figura V.4 Cargas aplicadas Tornillo helicoidal (Inventor 3D, Autores)	81
Figura V.5 Tensión normal, Esfuerzo axial (Inventor 3D, Autores)	81
Figura VI.1 Colector de polvos TRB-I (DONALDSON, 2017).....	82
Figura VI.2 Curvas para colector de polvos de 60 ciclos (DONALDSON, 2017)	83
Figura VI.3 Filtro cartucho para recolección de polvos (DONALDSON, 2017).....	83
Figura C.1 Sensibilidad a la muesca q (J. Keith Nisbet, 2008).....	91
Figura C.2 Concentradores de esfuerzo por torsión (J. Keith Nisbet, 2008)	92
Figura E.1 Unión atornillada simple (J. Keith Nisbet, 2008)	93
Figura E.2 Dimensiones de pernos (J. Keith Nisbet, 2008).....	94
Figura F.1 Sección de banda en V estándar (J. Keith Nisbet, 2008).....	96

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Criterios de ponderación (Autores).....	12
Tabla 2.2 Alternativa Banda Transportadora (Autores).....	12
Tabla 2.3 Alternativas Disco de Corte (Autores)	13
Tabla 2.4 Alternativas Filtración de Polvos (Autores).....	14
Tabla 2.5 Ensayos, fuerza para cortar saco de cemento (Tumalli. F, 2015)	23
Tabla 3.1 Fuerza y par de reacción en Transportador (Inventor 3D, Autores)	31
Tabla 3.2 Resultados estáticos Transportador (Inventor 3D, Autores)	31
Tabla 3.3 Fuerza y par en Tambor giratorio (Inventor 3D, Autores)	34
Tabla 3.4 Resultados estáticos Tambor giratorio (Inventor 3D, Autores)	34
Tabla 3.5 Fuerza y par de reacción en Tornillo helicoidal (Inventor 3D, Autores)	37
Tabla 3.6 Resultados estáticos Tornillo helicoidal (Inventor 3D, Autores).....	37
Tabla 3.7 Costo cinta transportadora (Autores)	38
Tabla 3.8 Costo Sistema de corte (Autores)	39
Tabla 3.9 Costo Compactador de sacos (Autores)	40
Tabla 3.10 Costo tamiz giratorio (Autores).....	41
Tabla 3.11 Costo transporte neumático (Autores).....	42
Tabla 3.12 Precio de venta y utilidad del proyecto (Autores)	43
Tabla I.1 Dimensiones motor reductor FAMA MRV (TRANSTECNO, 2012).....	50
Tabla I.2 Datos técnicos motor reductor FAMA MRV (TRANSTECNO, 2012)	50
Tabla II.1 Datos técnicos, disco de corte (FREZITE Group, 2014).....	55
Tabla III.1 Dimensiones motor reductor FAMA MV102 (TRANSTECNO, 2012).....	65
Tabla III.2 Datos técnicos motor reductor FAMA MV102 (TRANSTECNO, 2012).....	65
Tabla IV.1 Datos transporte neumático de polvos (SOLID SOLUTIONS, 2016)	73
Tabla IV.2 Datos técnicos válvula rotativa (DONALDSON, 2018).....	73
Tabla IV.3 Datos técnicos válvula rotativa (DONALDSON, 2018).....	74
Tabla V.1 Dimensiones perfil tornillo helicoidal sin eje (BEGA, 2008).....	79
Tabla V.2 Dimensiones artesa seccional (BEGA, 2008)	80
Tabla V.3 Dimensiones motor reductor (TRANSTECNO, 2012)	80
Tabla V.4 Datos técnicos motor reductor CMG 013 (TRANSTECNO, 2012)	81
Tabla VI.1 Ficha técnica colector de polvos TRB-I (DONALDSON, 2017).....	82
Tabla VI.2 Dimensiones colector de polvos (DONALDSON, 2017).....	82
Tabla B.1 Coeficiente de fricción (FORBO, 2016).....	89
Tabla B.2 Factor C1 para tambor motriz (FORBO, 2016)	89

Tabla B.3 Factor C3 para diámetro motriz (FORBO, 2016)	89
Tabla B.4 Coeficiente de fricción de la banda (INGEMECÁNICA, 2018b)	89
Tabla B.5 Carga de rotura / ancho de banda (Aitor, 2014).....	90
Tabla B.6 Peso banda transportadora / área (Aitor, 2014).....	90
Tabla B.7 Peso y diámetro de rodillos (Aitor, 2014)	90
Tabla C.1 Características material ANSI para el eje (J. Keith Nisbet, 2008)	90
Tabla C.2 Constantes a y b para factor de superficie ka (J. Keith Nisbet, 2008).....	91
Tabla C.3 Porcentajes para factor de confiabilidad ke (J. Keith Nisbet, 2008)	91
Tabla D.1 Diseño de vida en horas, bajo aplicaciones estándar (Mott, 2004).....	92
Tabla E.1 Diámetro y área de rosca para paso grueso (J. Keith Nisbet, 2008)	93
Tabla E.2 Parámetros de rigidez de materiales (J. Keith Nisbet, 2008)	93
Tabla E.3 Resistencia del perno (J. Keith Nisbet, 2008)	94
Tabla E.4 Dimensiones pernos cabeza y hexagonal (J. Keith Nisbet, 2008)	94
Tabla E.5 Dimensiones tornillo cabeza hexagonal (J. Keith Nisbet, 2008).....	94
Tabla E.6 Dimensiones roscas hexagonal (J. Keith Nisbet, 2008)	95
Tabla E.7 Dimensiones de arandelas métricas sencillas (J. Keith Nisbet, 2008)	95
Tabla E.8 Valores relativos de rigidez (J. Keith Nisbet, 2008).....	95
Tabla E.9 Factores de concentrador de esfuerzo (J. Keith Nisbet, 2008)	95
Tabla E.10 Resistencia a la fatiga de pernos y tornillos (J. Keith Nisbet, 2008)	95
Tabla F.1 Secciones de banda en V, diámetro y potencia (J. Keith Nisbet, 2008)	96
Tabla F.2 Longitud de banda L (J. Keith Nisbet, 2008)	96
Tabla F.3 Dimensiones conversión de longitud (J. Keith Nisbet, 2008).....	96
Tabla F.4 Potencias tabuladas de bandas en V (J. Keith Nisbet, 2008).....	96
Tabla F.5 Factor de corrección del ángulo de contacto K1 (J. Keith Nisbet, 2008)	97
Tabla F.6 Factor de corrección de longitud de banda K2 (J. Keith Nisbet, 2008).....	97
Tabla F.7 Factores de servicio Ks para banda en V (J. Keith Nisbet, 2008)	97
Tabla F.8 Algunos parámetros de bandas en V (J. Keith Nisbet, 2008)	97
Tabla F.9 Parámetros de durabilidad para bandas en V (J. Keith Nisbet, 2008)	97
Tabla G.1 Rugosidad para tuberías comerciales (Yunus. Cengel, 2006).....	98
Tabla G.2 Factor de fricción para tuberías lisas (Yunus. Cengel, 2006)	98
Tabla G.3 Coeficientes de pérdidas KI para flujos turbulento (Yunus. Cengel, 2006)	98
Tabla H.1 Velocidad de giro para tornillo helicoidal (INGEMECÁNICA, 2018a)	99
Tabla I.1 Rango velocidad colector de polvos (VENTURY, 2017).....	99

ÍNDICE DE PLANOS

PLANO DE EQUIPO SISTEMA ROMPESACOS

1. CINTA TRANSPORTADORA

- 1.1. Transportador en explosión 1 / 1
- 1.2. Lista elementos transportador 2 / 1
- 1.3. Eje motriz 3 / 1
- 1.4. Rodillo motriz 4 / 1
- 1.5. Rodillo auxiliar 5 / 1
- 1.6. Soporte de rodillo motriz 6 / 1
- 1.7. Soporte segundo rodillo motriz 7 / 1
- 1.8. Segundo rodillo motriz 8 / 1
- 1.9. Perfil 70x50-530mm 9 / 1
- 1.10. Perfil 70x50-1380mm 10 / 1
- 1.11. Perfil 70x50-2200mm 11 / 1
- 1.12. UPN 130x45-3230mm 12 / 1
- 1.13. Banda con relieve V 13 / 1
- 1.14. Laterales para transportador 14 / 1
- 1.15. Malla de acero 15 / 1

2. TORNILLO HELICOIDAL

- 2.1. Tornillo helicoidal en explosión 1 / 2
- 2.2. Lista elementos tornillo helicoidal 2 / 2
- 2.3. Curva tornillo helicoidal 3 / 2
- 2.4. Tapa lateral del tornillo 4 / 2
- 2.5. Pared posterior del tornillo 5 / 2
- 2.6. Tornillo helicoidal 6 / 2
- 2.7. Carcasa caída de sacos 7 / 2

2.8. Ventana de acrílico 8 / 2

2.9. Base motor reductor 9 / 2

3. SISTEMA DE CORTE

3.1. Sistema de corte en explosión 1 / 3

3.2. Lista elementos sistema de corte 2 / 3

3.3. Tolva sistema de corte 3 / 3

3.4. Eje sistema de corte 4 / 3

3.5. Juego de bocines 5 / 3

3.6. Puerta sistema de corte 6 / 3

4. TAMBOR TAMIZ GIRATORIO

4.1. Tambor giratorio en explosión 1 / 4

4.2. Lista elementos tambor giratorio 2 / 4

4.3. Estructura base tambor 3 / 4

4.4. Estructura tambor 4 / 4

4.5. Tolva colector de polvos 5 / 4

4.6. Malla tambor giratorio 6 / 4

4.7. Aro banda transmisión 7 / 4

4.8. Plancha base y aleta 8 / 4

4.9. Plancha lateral 9 / 4

5. TRANSPORTE NEUMÁTICO

5.1. Red de tuberías 1 / 5

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

En la actualidad, las industrias destinadas a la construcción emplean personal enfocado a diversas labores durante el proceso de descarga de sacos, todas estas actividades se realizan de forma manual, presentando una baja productividad por ineficientes procesos de traslado, corte y vaciado de los sacos. Estos aspectos pensando en el bienestar del operador, dichas actividades pueden ser reemplazadas por máquinas semiautomáticas o automáticas.

El uso de mortero para el sector inmobiliario y de construcción tiene una alta demanda de producción, durante el proceso de enfundado, se requiere sacos de 20 o 40 kg, si no cumple con el peso adecuado, el contenido se devuelve a los silos de descarga para ser reprocesado. El tiempo dedicado y trabajo que se requiere para realizar el transporte, corte y vaciado, son aspectos que no garantizan una seguridad ocupacional correcta para los trabajadores que están expuestos de manera constante al polvo químico. Es primordial implementar procesos efectivos de seguridad industrial para evitar las enfermedades profesionales de contacto dérmico, conjuntivo e inflamatorio, como también ausentismo por morbilidad.

A nivel empresarial en la fabricación de mortero existe la necesidad de aumentar los métodos de traslado de materiales, por lo que este proyecto está orientado a diseñar un equipo para estandarizar una línea de traslado y descarga de sacos para ser reprocesados que cumplan con la cantidad requerida por la empresa. Al implementar la estandarización de equipos mecánicos y modernizar las diferentes áreas de producción como corte y vaciado, permite a la empresa ser responsable y garantiza una correcta salud ocupacional para los trabajadores, evitando que estos puedan enfrentar posibles enfermedades. Gracias a esta implementación la empresa puede evitar multas patronales, demandas laborales, y por ende pérdidas económicas.

El proyecto tiene como finalidad diseñar un equipo que permita la recuperación del material con la menor afectación a la salud de los operadores.

1.1 Descripción del problema

La empresa objeto de análisis, se dedica a la producción de morteros utilizados en la construcción, para su distribución cuenta con sacos de papel, durante la producción tiene mermas causadas por variación de peso o daño del saco, por lo que estos sacos deben ser retirados de la línea de producción, la manipulación de estos es realizada por personal de la línea que deben recogerlos del suelo. Para el traslado al sitio de descarga, utilizando una cuchilla procede a cortar la funda y luego voltear el material sobre una tolva, sacudir el saco y colocarlo en el lugar asignado.

Durante la actividad de traslado, retiro y descarga de los sacos, existe contacto de polvo con el operador, el cual genera efectos nocivos para la salud, generalmente en la piel produciendo quemaduras, erupción o irritación, en ocasiones el operador se vuelve alérgico; en los ojos puede causar irritación inmediata o retardada, se produce enrojecimiento o hasta quemaduras químicas; en el sistema respiratorio causa irritación en la nariz y garganta, a largo plazo resulta una enfermedad incapacitante de los pulmones. (Occupational Safety and Health, 2017)

1.2 Justificación del problema

El presente proyecto, sobre diseño de un Sistema Rompesacos con Sistema de Desempolvado Propio, radica en la necesidad de evitar que el personal a cargo de las tareas ya mencionadas, se expongan de manera directa al polvo del contenido de los sacos, además de daños físicos por manipulación de carga y posiciones forzadas.

A raíz de dicha necesidad, este proyecto se justifica desde los procesos que deben ser mejorados durante la manipulación de los sacos y las actividades presentes. Este proyecto se realiza porque se desea resolver una necesidad real que se encuentra vigente dentro de las instalaciones de la empresa.

Esta propuesta se hace para brindar una solución aplicada a la necesidad de llevar a cabo un proceso adecuado, que permita al operador una mejor ejecución de las

actividades, sin estar en contacto directo con el material contenido en los sacos a romper, evitar lesiones físicas por levantamiento de carga y evitar la ausencia de este por enfermedades a largo plazo.

Este proyecto contribuye de manera social a mejorar las condiciones laborales de la empresa, evitar futuras demandas por enfermedades profesionales, así como el fomento de una cultura de bienestar, cuidado y prevención. Contribuye académicamente a la generación de nuevos modelos y conceptos de aplicación de ingeniería, así como el desarrollo de un proyecto cuyos resultados puedan convertirse en antecedentes para la intervención a empresas que se dediquen a la misma área de conocimiento.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Diseñar un sistema rompesacos completo, formado por un sistema de alimentación de sacos, sistema de corte de saco, sistema de sacudido de sacos, tolva para recuperación de material y acumulador de sacos vacíos.

1.3.2 Objetivos Específicos

1. Diseñar un sistema de rompesacos completo.
2. Seleccionar componentes y materiales a utilizar.
3. Diseñar un sistema de transporte de sacos con contenido.
4. Diseñar un sistema para romper sacos.
5. Diseñar un sistema de transporte neumático para material recuperado.
6. Diseñar de sistema de escurrido y transporte de sacos vacíos.
7. Analizar los sistemas de cada etapa a través elementos finitos.

1.4 Antecedentes

En los años 6000 AC, los obreros realizaban la mezcla de cemento con agua, arena y áridos, como resultado se obtuvo un material fácil de moldear, que al ser enfriado, alcanzaba un endurecimiento solidificado, durable y resistente. El cual este material fue el pionero del hormigón. En el año 5600 AC, cuenta la historia que la primera y

más antigua construcción de hormigón fue realizada en el suelo de una cabaña en alguna ciudad de Serbia. Más adelante en los años 2600 AC, ya se utilizaba un mortero, mezcla de arena con materia cementosa, para el levantamiento de muros por medio de bloques, todo esto sucedió en los pueblos egipcios, donde se dice que parte de la construcción de las pirámides se hizo a base hormigón. En 1759 DC, el ingeniero John Smeaton en el Reino Unido, rediseñó un mortero que permitía unir los bloques de piedra, poco después James Parker creó un cemento por medio de la quema de piedras calizas, el cual se denominó cemento romano, se patentó y utilizó en varias obras del Reino Unido. (Agrupación de fabricantes de cemento de España (oficemen, 2017)

Hoy en día, ya por la época de los años 2000 DC, existen hormigones fabricados con cemento portland, como posibles métodos de aplicación. Diversas composiciones o características permiten poseer una amplia modalidad a ser escogido por la sociedad. Estos hormigones a lo largo del tiempo han demostrado tener excelentes propiedades, así como un alto grado de resistencia y durabilidad, como pilar fundamental para la construcción de edificaciones, obras públicas, etc. (Agrupación de fabricantes de cemento de España (oficemen, 2017)

Al pasar los años, a lo largo de la historia, la humanidad utiliza el cemento como material principal empleado para la construcción, dado que los cementos y derivados básicamente formados por la mezcla de arcilla, yeso y caliza. (Agrupación de fabricantes de cemento de España (oficemen, 2017)

1.4.1 Generalidades sobre el mortero

Los morteros son mezclas plásticas obtenidas con un conglomerante, arena y agua, que sirve para unir las piedras o ladrillos y también para revestirlos con enlucidos. (Construmatica, 2016)

1.4.2 Características del mortero

1. Mortero fresco: las propiedades relativas al estado fresco tienen relación durante la puesta en obra e influye principalmente en el rendimiento y calidad de ejecución.

2. Mortero endurecido: desde su colocación existen factores que dañan el mortero, la durabilidad es la resistencia al ataque de agentes, tanto propios de la ejecución, como de su vida útil, se alteran sus condiciones físicas con el tiempo.
3. Existen tipos de mortero como; el yeso es menos resistente en comparación con los otros, pero se endurece rápidamente; cal de gran plasticidad, fácil de aplicar, flexible, pero de menor resistencia; graso muy plástico, granos de arena no se tocan, exceso de conglomerante, pierde resistencia y presenta fisuras; aislante, mejora el aislamiento térmico porque el calor busca, para transmitir el material que ofrece menor resistencia térmica. (Construmatica, 2016)

1.4.3 Información de la empresa

La empresa ERMARLO S.A ofrece servicios de construcción metalmecánica, comprendidos con la satisfacción de las necesidades de su clientes, entregando servicios y productos que cumplan con los requisitos ambientales, de calidad y seguridad, fortaleciendo la imagen de la empresa mediante la mejora continua del Sistema de Gestión Integral basado en las normas nacionales e internacionales de acuerdo a su actividad y contexto; así optimizar la disponibilidad de los recursos para los diferentes procesos. (ERMARLO S.A, 2017)

Un cliente de ERMARLO S.A ha solicitado que se desarrolle el equipo tema de estudio.

1.5 Marco Teórico

1.5.1 Sistemas Rompesacos

En las industrias dedicadas a la elaboración de morteros contenidos en sacos de papel, cuentan con dos métodos de transporte, corte y vaciado de sacos, por lo general son de forma manual y automática. Al pasar los años en la industria del mortero se ha implementado diversos equipos capaces de cumplir con dichas actividades principales. A continuación, se presenta un modelo de sistemas de rompesacos:

Esta máquina es un separador automático de bolsas, se usa para cortar y vaciar bolsas de varias capas. Las bolsas se cargan en una cinta transportadora. Las bolsas caen de la correa en un tornillo, sin eje. Las bolsas con múltiples capas o hechas de material plástico, son tiradas por el tornillo, que gira lentamente y se abren mediante un efecto de tijera, entre el tornillo y el canal. Cuando la máquina los abre, el tornillo transporta las bolsas rotas y su contenido. El contenido de la bolsa cae a través de la malla, en un dispositivo colector, montado en la salida. Al girar levemente, debido a su diseño, las bolsas se vacían. Las paletas aplicadas en el tambor levantan repetidamente las bolsas vacías, por lo que las bolsas se liberan del material restante.



Figura 1.1 Sistema de Rompesacos Automático (WAMGROUP, 2018)

1.5.2 Cinta Transportadora

La cinta transportadora es aquel equipo que está conformado por transportadores de rodillos, considerado como función principal para el traslado de cualquier material en plantas de producción industriales, alimentos o empresas logísticas.

La banda transportadora es utilizada para el traslado de productos que deben tener una estabilidad, debido al tamaño, peso o características que no se logra transportar por medio de un conjunto de rodillos. (Aitor, 2014)



Figura 1.2 Banda Transportadora (Autores)

Siempre que se habla de una banda transportadora hay que tener en cuenta tres componentes básicos, como son:

1. Cinta o banda: Este elemento suele ser de tela engomada, derivados del caucho, como materiales utilizados dependiendo de las cargas o diversos usos que se requiere dentro de la industria. Además, estos materiales suelen variar por su número de capas, ancho, grosor, revestimiento o resistencia debido a tensiones.
2. Tambores y motor: se conoce como tambores a los rodillos giratorios que provocan el avance de la cinta, dicho tambor motriz va conectado al motor reductor. La potencia y características del motor depende de cómo esté configurado la cinta transportadora y además depende de para qué fin se va a utilizar.
3. La estructura: por lo general está montado por materiales de acero inoxidable, aluminio, etc. Que varía dependiendo de la altura, longitud y forma, además de que exista el acceso adecuado para la manipulación de operadores.

1.5.3 Colector de polvos

La filtración es el método más efectivo y sencillo para la remoción de partículas de polvo a través de corrientes gaseosas. Existen diferentes equipos, los principales colectores de polvo son del tipo casas de sacos,

ciclones, precipitadores, sedimentos por gravedad, etc. (WAMGROUP, 2018)

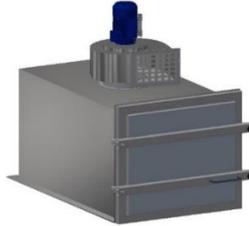


Figura 1.3 Colector de polvo cilíndrico (Autores)

Los colectores de polvo son una de las alternativas más económicas si se refiere a este tipo de operación, ya que no se requiere de grandes cantidades de energía, presenta ventajas como: (WAMGROUP, 2018)

1. Alta eficiencia de filtración, que mejora por medio de agentes acondicionadores.
2. El aire filtrado puede considerarse respirable.
3. El material sólido / seco puede recuperarse, procesarse o desecharse.
4. Se adapta a las necesidades de espacio, con gran variedad de configuraciones.

Estos equipos consisten en entrada de flujo contaminado por un filtrante de tela, eficiencia muy alta y caída de presión aceptable, puede contener gran cantidad de volumen y la potencia del equipo no es elevada, estos equipos pueden capturar partículas de menos de 0.5 micras, estos no pueden manejar flujos por más de 200°C y las partículas deben estar totalmente secos. (Chalco. J, 2011)

1.5.4 Sistema de corte

Para el empleo de corte de sacos, se utilizará un disco de corte, que es una herramienta cortante, por lo general suelen ser frágiles más que todo en los bordes, pueden llegar a ser peligrosos debido al contacto con la piel.



Figura 1.4 Disco de corte (Autores)

El material, tamaño, espesor y filo del disco, depende mucho de lo que se desea cortar. En cuanto a fabricación, existen tipos de discos de corte, como (FREZITE Group, 2014):

1. Discos abrasivos: hechos de piedra (poca duración, uso múltiple y versátil), de metal (generalmente para corte de metal), multiuso (corta todo tipo de materiales).
2. Discos de lámina: se unen diferentes placas en un eje (uno después de otro), los acabados de pulido y lijado son satisfactorios.
3. Discos de diamante: destinado a trabajos donde se aplica fuerza y requiere precisión, diamante incrustado en el exterior del disco, puede alcanzar altas velocidades y muy efectivo en altas temperaturas.

1.5.5 Tamizado de polvos

El tamizado se realiza haciendo pasar el saco de mortero cortado sobre una superficie provista de orificios para que el polvo contenido se separe del papel.

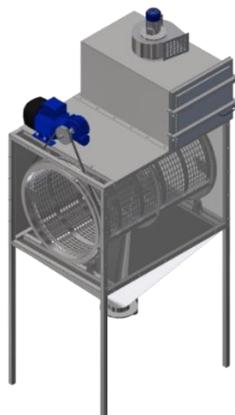


Figura 1.5 Tambor tamiz giratorio (Autores)

A nivel industrial el tamiz tambor giratorio, está formado por cilindros de malla metálica perforada, esta rueda en posiciones horizontales con la ayuda de un motor reductor, ya que la velocidad de giro del tambor dependerá de cuan eficaz sea la separación de los polvos con el papel.

1.5.6 Sistema compactador de sacos vacíos

Para esta etapa del sistema de rompesacos, luego de que el saco pase por la etapa de corte y tamizado, cae en un tornillo helicoidal sin eje. El tornillo deberá girar por medio de un motor reductor, la velocidad de giro dependerá de la cantidad de sacos vacíos al compactar, este tornillo deberá ser de un material resistente, que no se deforme durante el trabajo y pueda soportar los cambios de velocidad debido al motor reductor acoplado.



Figura 1.6 Tornillo helicoidal compactador de sacos vacíos (Autores)

1.5.7 Transporte neumático de polvos

Un transportador neumático permite la transferencia de material polvoriento desde el punto de caída del tamizado al punto final o receptor de polvos para el vaciado de sacos. Este sistema utiliza inyección de aire para enviar el polvo al punto del destino, estos son fáciles de instalar y acoplar, no requieren de mucho espacio, debido a la conexión de tuberías.

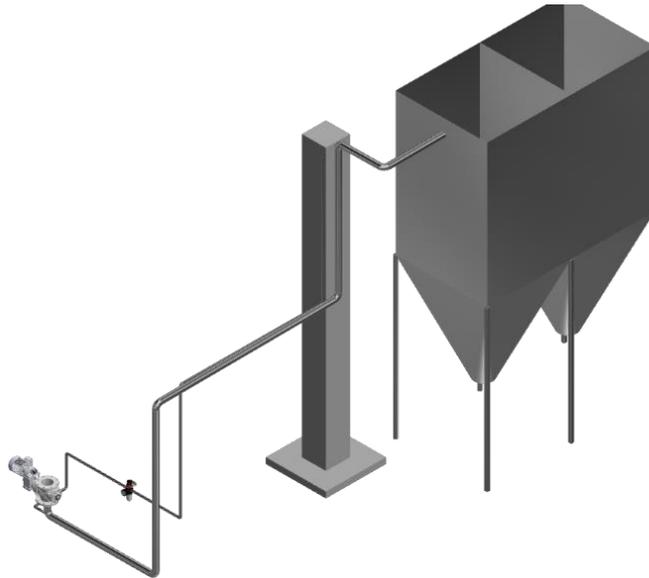


Figura 1.7 Transporte neumático de polvos (Autores)

1.5.8 Normativas

En la sección (ver Anexos, A. Normativas) se muestra las normativas utilizadas para el diseño del equipo.

CAPÍTULO 2

2 METODOLOGÍA

2.1 Criterios de ponderación

Siempre que se quiere diseñar algún equipo, es necesario plantear criterios y valores que presenten el nivel de importancia al momento de escoger la mejor alternativa de solución al problema planteado. Por lo general, estos criterios suelen ser de preferencia personal para lograr obtener un orden de prioridad.

Para el transcurso de toma de decisiones de diferentes diseños, materiales o componentes de los sistemas a diseñar, se tomó en cuenta los siguientes criterios:

Tabla 2.1 Criterios de ponderación (Autores)

Numeración	Trabajo / Uso	Costos
5	Excelente	Muy bajo
4	Bueno	Bajo
3	Aceptable	Accesible
2	Escaso	Alto
1	Deficiente	Muy alto

2.2 Matriz de decisión Banda Transportadora

En la siguiente (**Tabla 2.2**) se muestra la comparación entre tres tipos de cinta transportadora, que depende de su material, costo, dimensión, fricción y tensado.

Tabla 2.2 Alternativa Banda Transportadora (Autores)

	Referencia (%)	Alternativas Cinta Transportadora			
		Caucho / Iona	Sintéticas	Modulares	
CRITERIOS	Costo	0,30	4	3	3
	Material	0,20	3	4	3
	Dimensiones	0,15	4	3	4
	Fricción	0,15	3	4	3
	Tensado	0,20	4	4	4
	TOTAL	1,00	3,65	3,55	3,35

Se puso a consideración los criterios mostrados, los cuales se detallan:

1. Costo: Buscando información en el mercado, se determina el precio de la banda, el que sea más económico.
2. Material: Dicho material deberá ser el adecuado, además de la adquisición de este y que sea capaz de manufacturar.
3. Dimensiones: La banda, deberá tener medidas que cumplan con las especificaciones del diseño.
4. Fricción: Debe existir la suficiente rugosidad que impida el deslizamiento del saco durante su transporte.
5. Tensado: Se deberá comparar que dicha banda tenga la suficiente resistencia, para soportar la tensión que se ejerce a este, debido a la rotación del tambor motriz.

Dado el valor cuantitativo y cualitativo final de las alternativas de diseño, la mejor solución con **(3.65 / 5)**, se seleccionó la banda caucho/lona debido a su puntaje obtenido.

2.3 Matriz de decisión Disco de Corte

En la siguiente (**Tabla 2.3**) se muestra la comparación de tres tipos de disco de corte, que depende del costo, material, dimensiones, desempeño, montaje.

Tabla 2.3 Alternativas Disco de Corte (Autores)

	Referencia (%)	Alternativas Disco de Corte		
		Diamantado	Clipper	Norton
Costo	0,30	3	2	2
Material	0,15	4	4	4
Dimensiones	0,15	4	3	3
Desempeño	0,20	3	4	3
Montaje	0,20	4	3	3
TOTAL	1,00	3,50	3,05	2,85

Se puso a consideración los criterios mostrados, los cuales se detallan:

1. Costo: Buscando información en el mercado, se cotiza el precio de los discos de corte, acorde al material a cortar y pensando en el contenido de este.

2. Material: El disco de corte tenga características específicas para romper el saco, además de que soporte el desgaste debido al contacto con los polvos.
3. Dimensiones: El disco de corte debe tener un diámetro exterior e interior adecuado, que se pueda seleccionar en el espacio asignado por el modelo.
4. Desempeño: Debe poseer una profundidad de corte que sea eficiente al romper el saco, además de que no presente problemas durante su movimiento giratorio.
5. Montaje: El disco se debe acoplar de la mejor forma posible, donde se pueda seleccionar sus apoyos con rodamiento, su forma de ajuste con el eje y gire sin complicaciones.

En conclusión, con (3.5 / 5), se utilizó un disco de corte diamantado con diámetro de 250mm.

2.4 Matriz de decisión Filtración de polvos

En la siguiente (Tabla 2.1.4) se muestra dos sistemas de filtración de polvos, los cuales son; filtro redondo y filtro poligonal. Para su selección, depende de costo, capacidad, dimensiones, desempeño y montaje.



Figura 2.1 Sistemas de filtrado de polvos (WAMGROUP, 2018)

Tabla 2.4 Alternativas Filtración de Polvos (Autores)

	Referencia (%)	Alternativas Filtro de polvos	
		Filtro poligonal	Filtro redondo
Costo	0,30	3	2
Capacidad	0,15	4	3
Dimensiones	0,20	3	4
Desempeño	0,25	4	4
Montaje	0,10	3	4
TOTAL	1,00	3,4	3,25

Como se observa en (Tabla 2.4), se tomó en consideración estos 5 criterios, los cuales se detalla a continuación:

1. Costo: Buscando información en la página (WAMGROUP, 2018) se puede cotizar el precio de los equipos de filtrado de polvos.
2. Capacidad: Dependiendo del tipo de filtro, se conoce la superficie de filtrado de polvos que posee cada uno.
3. Dimensiones: Cada filtro tiene dimensiones diferentes, se escogerá el más adecuado para la implementación al sistema de rompesacos.
4. Desempeño: Estos equipos cuentan con el mismo tipo de filtrado de polvos, solo se diferencian por su capacidad.
5. Montaje: Cada sistema de filtración de polvos, tiene un montaje especial, ya que uno cuenta con conexión pernada y otro por soldadura, se escogerá el mejor de los casos.

Se muestra que con un (3.4 / 5) la mejor alternativa de solución se implementó un sistema de filtración de polvos poligonal.

2.5 DISEÑO CONCEPTUAL

En esta sección se muestra el diseño conceptual del sistema rompesacos, donde se consideró las mejores alternativas de solución ya seleccionadas.

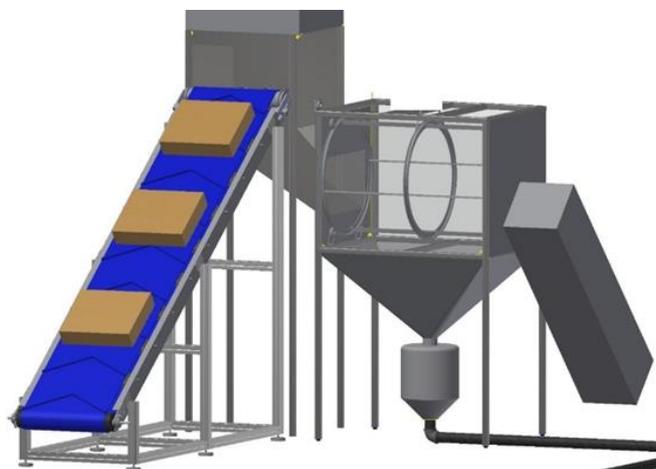


Figura 2.2 Diseño conceptual Sistema Rompesacos (Inventor 3D, Autores)

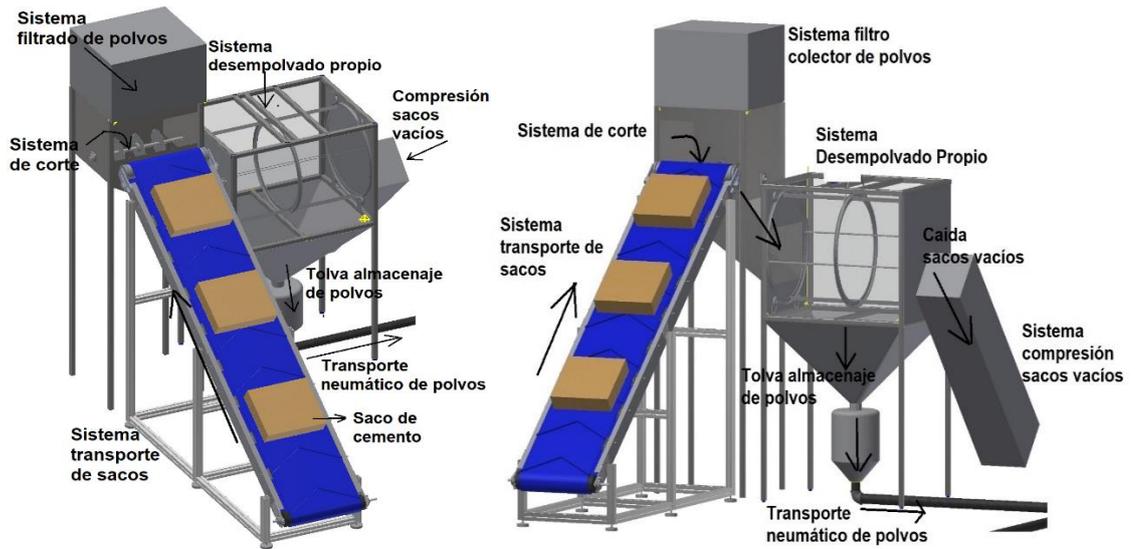


Figura 2.3 Diseño conceptual, vista 1 y vista 2 (Inventor 3D, Autores)

Para un mejor diseño, que se comprende como diseño detallado como tal, se buscó información referente a normas y catálogos que permitan realizar los cálculos, selección de materiales y equipos, con el fin de escoger los elementos necesarios para un correcto funcionamiento.

2.6 DISEÑO CINTA TRANSPORTADORA

En esta sección se planteó todas las ecuaciones, tablas y gráficas que se aplicaron al diseño de la cinta transportadora.

Fuerza Tangencial

Para el diseño de la cinta transportadora se especificó cómo será la configuración, dado la (Figura 2.4), se determinó la fuerza tangencial.

Sentido de transporte ascendente:

$$F_U = \mu_T \cdot g \left(m + \frac{m_B}{2} \right) + \mu_R \cdot g \left(\frac{m_B}{2} + m_R \right) + g \cdot m \cdot \sin \alpha \quad [\text{N}]$$

Sentido de transporte descendente:

$$F_U = \mu_T \cdot g \left(m + \frac{m_B}{2} \right) + \mu_R \cdot g \left(\frac{m_B}{2} + m_R \right) - g \cdot m \cdot \sin \alpha \quad [\text{N}]$$

Figura 2.4 Cinta Transportadora Inclinada (FORBO, 2016)

$$F_U = \mu_T * g * \left(m + \frac{m_B}{2}\right) + \mu_R * g * \left(\frac{m_B}{2} + m_R\right) + g * m * \text{sen}(\alpha) \quad (2.6.1)$$

Fuerza de tracción máxima

$$F_1 = F_U * C_1 \quad (2.6.2)$$

Diámetro motriz mínimo

$$d_A = \frac{F_1 * C_3 * 180}{b * \beta} \quad (2.6.3)$$

Potencia mecánica y potencia del motor

$$P_A = \frac{F_1 * v}{1000} \quad (2.6.4)$$

$$P_M = \frac{P_A}{n_M * n_R} \quad (2.6.5)$$

Resistencia mínima a la tracción

$$F_b = \frac{1000 * P_T * C_1}{v} \quad (2.6.6)$$

De esta manera se obtuvo la resistencia nominal de la banda.

$$R = \frac{F_b * C_S}{B} \quad (2.6.7)$$

Tensiones de trabajo en banda

$$F_t = \frac{1000 * P_T}{v} \quad (2.6.8)$$

Para el arranque se determinó la fuerza tangencial máxima.

$$F_{TA} = F_T * 1.6 \quad (2.6.9)$$

Se determina las tensiones.

$$T_1 = \frac{F_{tA} * e^{u_A * \alpha}}{e^{u_A * \alpha} - 1} \quad (2.6.10)$$

$$T_2 = \frac{F_{tA}}{e^{u_A * \alpha} - 1} \quad (2.6.11)$$

Diámetro tambor motriz

$$D_{Tmin} = \frac{36 * F_t}{P * \pi * \alpha * B} \quad (2.6.12)$$

Velocidad de giro del tambor

$$n_T = \frac{60 * v}{\pi * D_{tm}} \quad (2.6.13)$$

Carga total sobre tambor motriz

$$F_{tA} = T_1 + T_2 \quad (2.6.14)$$

Momento generado debido a las tensiones

$$M_A = \frac{F_{tA} * D_T}{2} \quad (2.6.15)$$

2.7 DISEÑO DE EJES

Con ayuda de la herramienta (MdSolids) se obtuvo los valores de reacciones, además de gráficas de fuerza cortante y momento flector, con las siguientes ecuaciones se determinó la magnitud de dichas cargas y momentos aplicados al eje.

Reacciones en los apoyos

$$|R_A| = |R_B| = \sqrt{(R_{Ay})^2 + (R_{Az})^2} \quad (2.7.1)$$

Momento máximo aplicado eje.

$$|M_c| = \sqrt{(M_{xy})^2 + (M_{xz})^2} \quad (2.7.2)$$

Para el diseño de eje sometido a cargas que varían con el tiempo, se consideró el cálculo de la resistencia límite a la fatiga del libro Shigley 9na edición. (J. Keith Nisbet, 2008)

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e (0.5 * S_{ut}) \quad (2.7.3)$$

El factor de superficie:

$$k_a = a(S_{ut})^b \quad (2.7.4)$$

Donde los factores a y b, se encuentran en (ver **Anexos, Tabla C.2**)

Para rangos de diámetro, se utilizó el factor de tamaño, como:

$$k_b = 1.24(de)^{-0.107} \quad (2.7.5)$$

El factor de carga en el punto de análisis depende de tres casos; 1 cuando existe flexión, 0.85 fuerza axial y 0.57 debido a la torsión o cortante puro.

Factor de temperatura kd equivale a 1 cuando se trabaja a temperatura ambiente.

El factor de confiabilidad depende de (ver **Anexos, Tabla C.3**), además de la ecuación:

$$k_e = 1 - 0.08(Z_a) \quad (2.7.6)$$

De existir cambio de sección en el eje, presenta concentradores de esfuerzo, el cual se debe calcular con:

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) \quad (2.7.7)$$

Para determinar el diámetro en el punto de análisis, se utilizó la ecuación de Goodman:

$$de = \left(\left(\frac{16n}{\pi} \right) * \left(\left(\frac{(4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2)^{\frac{1}{2}}}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{(4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2)^{\frac{1}{2}}}{S_{ut}} \right)^2 \right) \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.7.8)$$

Se empleó el factor de seguridad en el punto de análisis, por método de Goodman:

$$n = \left(\frac{16}{\pi d^3} * \left(\frac{(4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2)^{\frac{1}{2}}}{S_e} + \frac{(4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2)^{\frac{1}{2}}}{S_{ut}} \right) \right)^{-1} \quad (2.7.9)$$

2.8 SELECCIÓN SOPORTES Y RODAMIENTOS

Usando (Mott, 2004), se determinó la vida de un rodamiento, bajo las condiciones de trabajo (ver **Anexos, Tabla D.1**)

Escogiendo el tipo de aplicación estándar, se pudo determinar el diseño de vida con:

$$L_d = L_{10} * v * 60 \quad (2.8.1)$$

A su vez, se determinó la carga dinámica, para buscar un soporte con rodamiento acorde con los requerimientos de diseño.

$$C = P_d \left(\frac{L_{10}}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (2.8.2)$$

2.9 DISEÑO Y SELECCIÓN DE PERNOS

Para este caso en particular, se estableció las roscas métricas de serie M (ver, **Anexos, Tabla E.1**) con diámetro mayor nominal y el paso, en milímetros, basado en normativas (American National Unified) descritos en Shigley 9na edición. (J. Keith Nisbet, 2008)

2.9.1 Sujetadores roscados

La longitud de la rosca de tornillos de serie métrica se expresó mediante:

$$L_T = 2dp + 16 \quad L \leq 125 \quad dp \leq 48 \quad (2.9.1)$$

2.9.2 Uniones: Rigidez de sujetador

Siempre que se requiere hacer una conexión que sea fuerte y resistente a cargas externas de tensión, par momento o cargas por cortante, una de las mejores alternativas es la unión atornillada simple (ver **Anexos, Figura E.1**).

Longitud de perno.

$$L > l + H \quad (2.9.2,1)$$

Longitud parte sin rosca en el agarre.

$$l_d = L - L_T \quad (2.9.2,2)$$

Longitud parte roscada en el agarre.

$$l_t = l - l_d \quad (2.9.2,3)$$

Área de la parte sin rosca.

$$A_d = \frac{\pi d^2}{4} \quad (2.9.2,4)$$

Área de la parte roscada A_t (ver **Anexos, Tabla E.1**).

Rigidez del sujetador.

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad (2.9.2,5)$$

Donde el módulo de Young se encuentra en (ver **Anexos, Tabla E.2**)

2.9.3 Uniones: Rigidez del elemento

Durante un agarre del sujetador, pueden existir más de dos elementos, por cada placa a unir se calculó su rigidez.

$$k = \frac{0.5774\pi E d}{2 \ln \left(\frac{0.5774l + 0.5d}{0.5774l + 2.5d} \right)} \quad (2.9.3,1)$$

Para un conjunto de elementos en serie, se calculó la rigidez total como:

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n} \quad (2.9.3,2)$$

2.9.4 Resistencia del perno

En la sección (ver **Anexos, Tabla E.3**) se seleccionó el valor de las resistencias mínimas de prueba, a la tensión y a la fluencia, dependiendo de la clase y material del perno.

2.9.5 Uniones a tensión: carga externa

Se consideró que cuando se aplica carga externa a una unión con pernos, se tiene lo siguiente:

$$F_b = Pb + Fi = CP + Fi \quad (2.9.5,1)$$

$$F_m = Pm - Fi = (1 - C)P - Fi \quad (2.9.5,2)$$

Fracción carga externa P que soporte elementos $1 - C$ (2.6.5, 3)

Constante de rigidez de la unión.

$$C = \frac{kb}{kb + km} \quad (2.9.5,4)$$

Donde kb y km se muestra en (ver **Anexos, Tabla E.8**), el promedio de precarga de forma permanente es 0.9P y forma no permanente es de 0.75P.

2.9.6 Uniones a tensión cargada en forma estática con precarga

Esfuerzo a tensión en el perno se encuentra:

$$\sigma_b = \frac{Fb}{A_t} = \frac{CP + Fi}{A_t} \quad (2.9.6,1)$$

Factor seguridad contra fluencia por esfuerzo estático:

$$n_p = \frac{S_p}{\sigma_b} = \frac{S_p A_t}{CP + Fi} \quad (2.9.6,2)$$

Factor de seguridad de carga

$$n_L = \frac{S_p A_t - Fi}{CP} \quad (2.9.6,3)$$

Factor de seguridad contra separación de unión

$$n_0 = \frac{Fi}{P(1 - C)} \quad (2.9.6,4)$$

Carga de prueba

$$F_p = A_t S_p \quad (2.9.6,5)$$

2.9.7 Carga por fatiga de uniones a tensión

Se consideró concentradores de esfuerzos (ver **Anexos, Tabla E.9**) y resistencia a la fatiga debido a la unión por pernos es sometidos a cargas variables, donde el intervalo de tamaño de los pernos se encuentra en (ver **Anexos, Tabla E.10**).

Al existir cargas máximas y mínimas aplicadas a los pernos, tenemos el esfuerzo alternante y medio respectivamente:

$$\sigma_a = \frac{C(P_{m\acute{a}x} - P_{m\acute{i}n})}{2A_t} \quad (2.9.7,1)$$

$$\sigma_m = \frac{C(P_{m\acute{a}x} + P_{m\acute{i}n})}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t} \quad (2.9.7,2)$$

Factor de seguridad contra la fatiga

$$n_f = \frac{S_e(S_{ut} - \sigma_i)}{S_{ut}\sigma_a + S_e(\sigma_m - \sigma_i)} \quad (2.9.7,3)$$

Verificar factor de seguridad debido a la fatiga

$$n_f = \frac{S_p}{(\sigma_m + \sigma_a)} \quad (2.9.7,4)$$

2.10 SISTEMA DE CORTE

Utilizando la información de (Tumalli. F, 2015), se obtuvo el valor de la fuerza promedio para cortar un saco de cemento, cuando el disco de corte gira a 1800rpm.

Tabla 2.5 Ensayos, fuerza para cortar saco de cemento (Tumalli. F, 2015)

Medición	Fuerza [N]
1	29.95
2	27.44
3	27.44
Promedio	28.30

Con un motor eléctrico (MOTORES WEG, 2008), con especificaciones como torque nos permitió determinar cuál es la fuerza tangencial debido al diámetro del disco de corte.

$$F = \frac{2T_{m\acute{a}x}}{D} \quad (2.10.1)$$

Se utilizaron las mismas ecuaciones presentadas en (ver **Metodología, 2.4 Diseño de eje**), (ver **Metodología, 2.5 Selección de soporte y rodamiento**), (ver **Metodología, 2.6 Diseño y selección de pernos**), para el diseño del sistema de corte.

2.11 SISTEMA DESEMPOLVADO PROPIO

Se implementó una transmisión de potencia a través de una banda en V para hacer girar el tambor tamiz por medio de un motor reductor, para ello se utilizó el libro Shigley 9na edición (J. Keith Nisbet, 2008) con las siguientes ecuaciones y datos técnicos.

Secciones de banda en V estándar (ver **Anexos, Tabla F.1**), longitud nominal (ver **Anexos, Tabla F.2**), conversión de longitud (ver **Anexos, Tabla F.3**).

Longitud de paso

$$Lp = 2C + \pi \frac{(D + d)}{2} + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad (2.11.1)$$

Distancia entre centros

$$C = 0.25 \left[\left(Lp - \frac{\pi}{2}(D + d) \right) + \sqrt{\left(Lp - \frac{\pi}{2}(D + d) \right)^2 - 2(D - d)^2} \right] \quad (2.11.2)$$

Velocidad periférica de banda

$$V = \frac{\pi d N}{12} \quad (2.11.3)$$

Ángulo de cobertura

$$\phi = \pi - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D - d}{2C} \right) \quad (2.11.4)$$

Potencia admisible

$$H_a = K_1 K_2 H_{tab} \quad (2.11.5)$$

Potencia de diseño

$$H_d = H_{nom} K_s n_d \quad (2.11.6)$$

Número de bandas

$$N_b \geq \frac{H_d}{H_a} \quad (2.11.7)$$

Tensión centrífuga

$$F_c = K_c \left(\frac{V}{1000} \right)^2 \quad (2.11.8)$$

Diferencia de tensiones en banda

$$\Delta F = F_1 - F_2 \quad (2.11.9)$$

Potencia que se transmite por banda

$$\Delta F = \frac{63025 H_a / N_b}{n(d/2)} \quad (2.11.10)$$

Tensión mayor

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F e^{0.5123\phi}}{e^{0.5123\phi} - 1} \quad (2.11.11)$$

Tensión menor

$$F_2 = F_1 - \Delta F \quad (2.11.12)$$

Tensión inicial

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c \quad (2.11.13)$$

Factor de seguridad

$$n_{fs} = \frac{H_a N_b}{H_{nom} K_s} \quad (2.11.14)$$

Correlaciones de durabilidad (vida de banda) que depende de la tensión mayor.

$$T_1 = F_1 - \frac{K_b}{d} \quad (2.11.15)$$

$$T_2 = F_1 + \frac{K_b}{D} \quad (2.11.16)$$

Número de pasadas

$$N_p = \left[\left(\frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left(\frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1} \quad (2.11.17)$$

Vida en horas

$$t = \frac{N_p L_p}{720V} \quad (2.11.18)$$

2.12 TRANSPORTE NEUMÁTICO DE POLVOS

En esta sección las ecuaciones y parámetros utilizados para determinar las velocidades de aire y del polvo a través de la red de tuberías, además se determinó las caídas de presión, con información de la tesis (Salazar. G, 2018) y la información del libro (Yunus. Cengel, 2006).

Capacidad transporte de polvos

$$C_{tp} = V(rpm)C_{válvula} \quad (2.12.1)$$

Tiempo en hacer pasar un saco

$$t = \frac{Vol_{saco}}{C_{tp}} \quad (2.12.2)$$

Flujo másico

$$\dot{m}_{polvo} = \frac{m_{saco}}{t} \quad (2.12.3)$$

Velocidad aire mínimo

$$U_g = \frac{\dot{m}_{polvo}}{A \rho_p} \quad (2.12.4)$$

Velocidad tramo horizontal

$$U_s = \frac{U_g}{1.20} \quad (2.12.5)$$

Velocidad atascamiento (velocidad vertical)

$$U_{ch} = \frac{U_g}{1.15} \quad (2.12.6)$$

Velocidad terminal

$$U_t = \frac{U_{ch}}{(0.102 \mu + 1.313)} \quad (2.12.7)$$

Velocidad de purga

$$U_{purga} = \frac{U_t}{1.18} \quad (2.12.8)$$

Caída de presión total

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{gas} + \Delta P_{aceleración} + \Delta P_{cañería} \quad (2.12.9)$$

Caída de presión fase gaseosa, fricción del gas, Reynolds, longitud total y longitud equivalente.

$$Re = \frac{D U_g}{\nu} \quad (2.12.10)$$

$$f_g = 0.3164 Re^{-0.25} \quad (2.12.11)$$

$$L_{total} = L_{horizontal} + L_{vertical} + L_{eq} \quad (2.12.12)$$

$$L_{eq} = \frac{D K_L}{f} \quad (2.12.13)$$

$$\Delta P_{gas} = f_g \left(\frac{L}{D} \right) \frac{\rho_g U_g^2}{2} \quad (2.12.14)$$

Caída de presión por aceleración de partículas (polvo), además de velocidad de partícula.

$$U_p = U_g (1 - 0.0637 d_p^{0.3} \rho_p^{0.5}) \quad (2.12.15)$$

$$\Delta P_{aceleración} = \mu \rho_g U_g U_p \quad (2.12.16)$$

Caída de presión en cañería horizontal

$$\Delta P_{fricción sólido} = \lambda_s \mu \left(\frac{L}{D} \right) \frac{\rho_g U_g^2}{2} \quad (2.12.17)$$

$$\Delta P_{cañería horizontal} = \Delta P_{gas horizontal} + \Delta P_{fricción horizontal} \quad (2.12.18)$$

Caída de presión en cañería vertical

$$U_p = U_g - U_t \quad (2.12.19)$$

$$\Delta P_{EP} = \rho_g \left(\frac{U_g}{U_p} \right) \mu L g \quad (2.12.20)$$

$$\Delta P_{cañería\ vertical} = \Delta P_{gas\ vertical} + \Delta P_{fricción\ vertical} + \Delta P_{EP} \quad (2.12.21)$$

Presión dinámica

$$P_d = \frac{\rho v^2}{2} \quad (2.12.22)$$

2.13 COMPACTADOR SACOS VACÍOS

Para el sistema de compresión de sacos vacíos, se utilizó un tornillo helicoidal sin eje, en la sección (ver **Apéndices, V. Selección compresión sacos vacíos**) se describe las dimensiones del tornillo, material y selección de motor reductor para su funcionamiento.

2.14 SISTEMA FILTRO DE POLVOS

Para el sistema de colector o filtrado de polvos, se utilizó un ventilador de aspas radial (ver **Apéndices, VI. Selección colector de polvos**) donde se describe cuál fue la velocidad de aire, dependiendo del área del ducto del ventilador escogido y el caudal de este como lo indica la gráfica del fabricante (DONALDSON, 2017). Por último, se seleccionó el tipo de filtro que depende del diámetro de la partícula de polvo en micras.

CAPÍTULO 3

3 RESULTADOS Y ANÁLISIS

3.1 Diseño Cinta Transportadora

En la sección (ver **Apéndices, Cálculos Cinta Transportadora**) para la configuración escogida, se obtuvo que la banda tiene una fuerza tangencial de 1.45 [kN], con una fuerza a la tracción máxima de 3.92 [kN]. Además, el rodillo motriz se ve afectado por fuerza de tensión de arranque con holgura y sin holgura de 5.18 [kN] y 1.26 [kN] respectivamente, la velocidad de giro del rodillo motriz será de 14[rpm] con un torque de 418.60 [Nm] y carga total de 6.44 [kN]. En el diseño del eje AISI 1040 con cambio de sección por los apoyos se obtuvo diámetros de 25[mm] considerando un factor de seguridad de 1.5, donde la carga dinámica para rodamientos fue de 8.95 [kN] al escoger un soporte de rodamiento UCF205 este tiene una carga dinámica de 14.9 [kN] suficiente para el giro del rodillo motriz debido a un motor reductor de 2[hp]. Por último, realizando una simulación estática con cargas continuas (ver **Figura 3.1 y Tabla 3.1 a 3.2**) se muestra que los perfiles 70x50x3 escogidos para la estructura de este, serán los suficientes para soportar todas las cargas presentes, ya que el factor de seguridad resultó **9.85** debido a la relación entre la resistencia del material y el esfuerzo máximo.

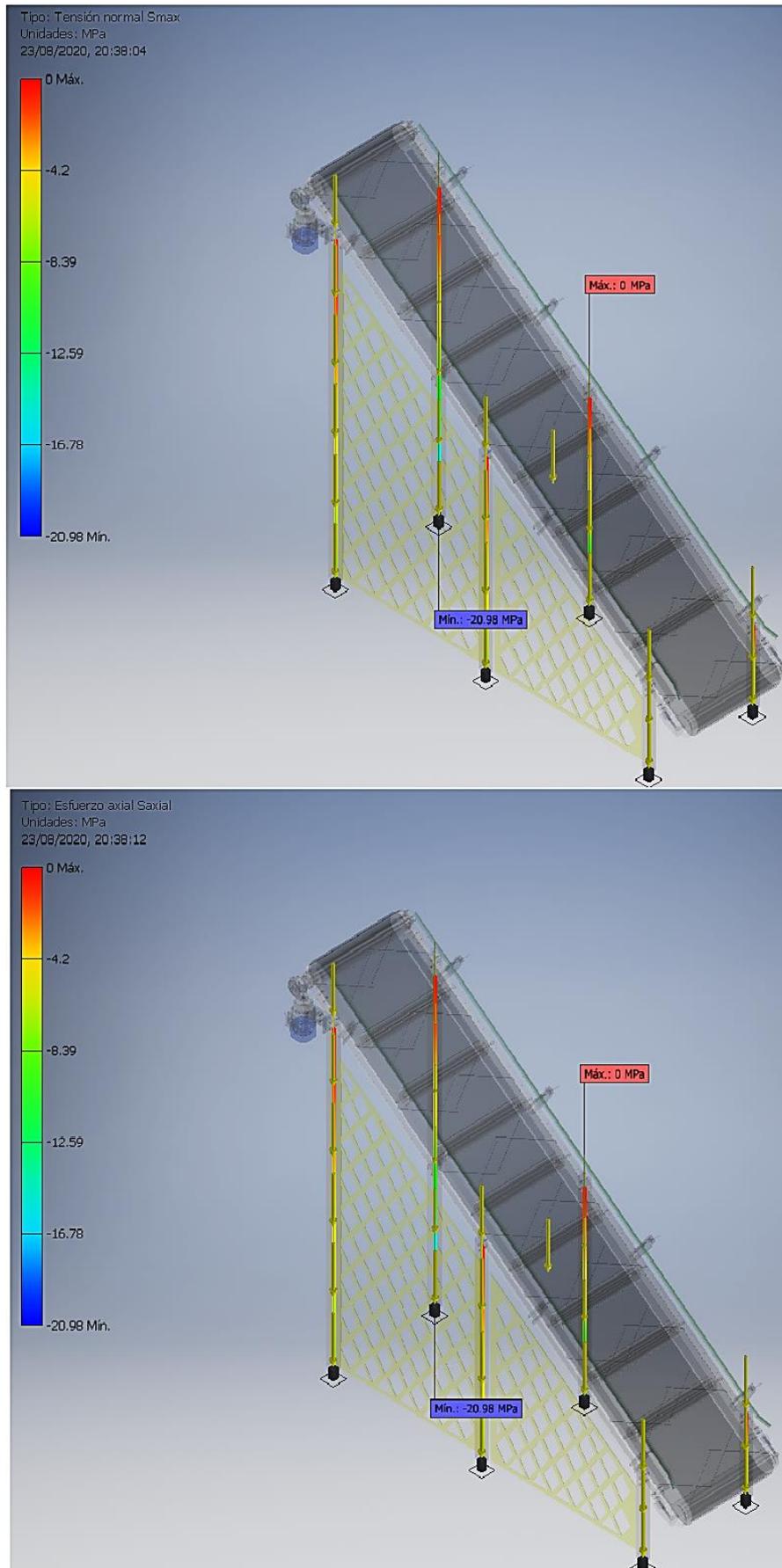


Figura 3.1 Tensión normal y esfuerzo máximo (Inventor 3D, Autores)

Tabla 3.1 Fuerza y par de reacción en Transportador (Inventor 3D, Autores)

Nombre restricción	Fuerza reacción [N]	Par reacción [Nmm]	Resistencia [Mpa]
Perfil 70x50 2200mm	13862	0	207
Perfil 70x50 1380mm	9730	0	
Perfil 70x50 530mm	5612	0	

Tabla 3.2 Resultados estáticos Transportador (Inventor 3D, Autores)

Detalle	Mínimo	Máximo
Desplazamiento [mm]	0	0.084
Fuerzas [N]	0	13862
Momentos [N]	0	0
Tensiones normales [MPa]	0	21
Tensión de corte [MPa]	0	0
Tensión torsión [MPa]	0	0

3.2 Diseño Sistema de Corte

En la sección (ver **Apéndices, Cálculos Sistema de Corte**) bajo el estudio mencionado (Tumalli. F, 2015), escogiendo un disco de corte diamantado de 250[mm], altura de corte de 3.2 [mm], este puede girar a 3600[rpm] como máximo, pero para una velocidad de 1800[rpm] la fuerza tangencial es de 41.8 [N] la suficiente para cortar el papel del saco. En el diseño de eje con AISI 1010 con cambios de sección de diámetro 20[mm] para apoyos y 30[mm] del agujero de disco de corte, se tiene factores de seguridad de 4 y 7 respectivamente, donde la carga dinámica para selección de rodamientos fue de 4.06 [kN] escogiendo un soporte de rodamiento UFC204 este tiene una carga dinámica de 13.6 [kN] suficiente para el giro del eje conectado a un motor WEG de 1800[rpm] y potencia de 0.37 [kW].

3.3 Sistema Desempolvado Propio

En la sección (ver **Apéndices, Cálculos Desempolvado Propio**) con un diámetro de tamiz giratorio de 800[mm], al seleccionar una banda tipo V se requirió una polea motriz con diámetro de 137[mm], la longitud de dicha banda fue de 2890[mm] con una distancia entre centros de 620[mm], se escogió un motor reductor de 81[rpm] al analizar la velocidad tangencial puntual en ambos diámetros, se determinó que la velocidad de giro del tamiz debe ser de 14[rpm] para que se produzca el vaciado

del saco cortado. Será necesario de una banda de transmisión con tensión máxima y mínima de 1384[N] y 494[N] respectivamente, así mismo una tensión inicial de 939[N], el cual nos permitió determinar que bajo estas condiciones se tiene un factor de seguridad de 2.90. Por último, bajo las cargas de tensión obtenidas, se tiene que la banda puede durar aproximadamente 45.45×10^3 [horas], suponiendo que la banda durante su funcionamiento no presenta desgaste alguno cuando está en contacto con los polvos durante el vacío de los sacos dentro del tambor giratorio. Realizando una simulación estática con cargas continuas (ver **Figura 3.2 y Tabla 3.3 a 3.4**) se muestra que los perfiles 40x40 escogidos para la estructura de este, serán los suficientes para soportar todas las cargas presentes, ya que el factor de seguridad resultó **14.60** debido a la relación entre la resistencia del material y el esfuerzo máximo. Por último, observando con detalle las imágenes (ver **Apéndices, Figura III.3 a III.7**), al pasar el tiempo estos perfiles se deforman en la parte superior ya que estos soportan el peso del motor reductor del tambor giratorio y la caja del filtro extractor de polvos.

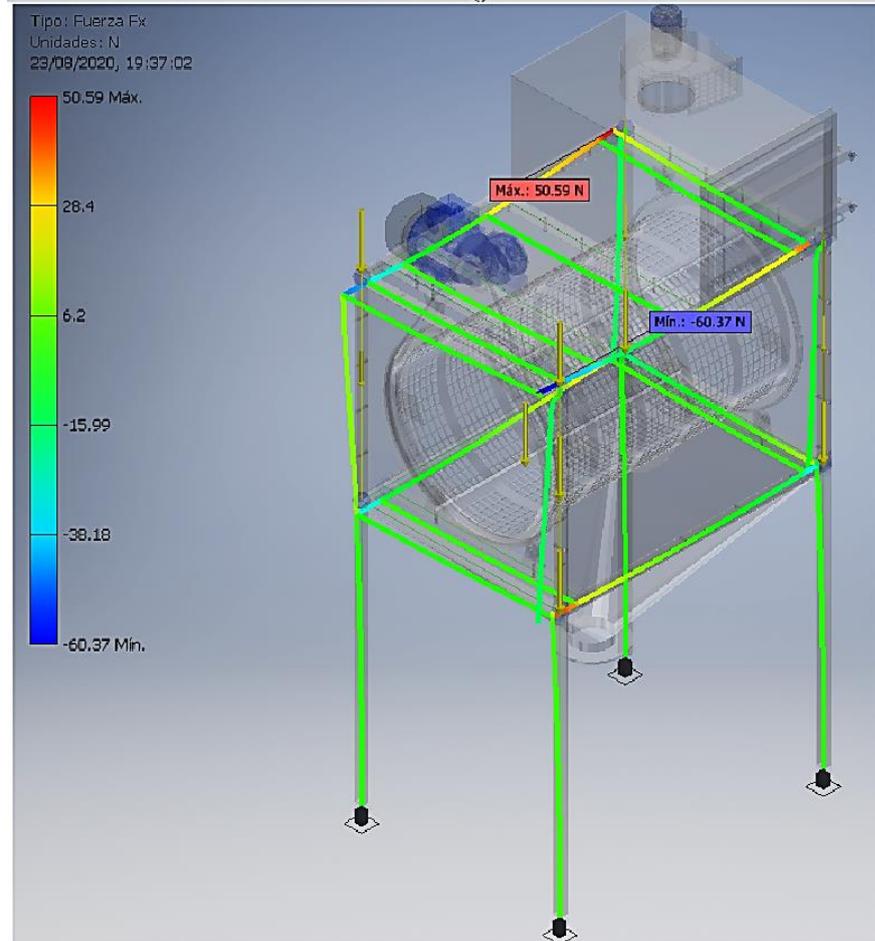
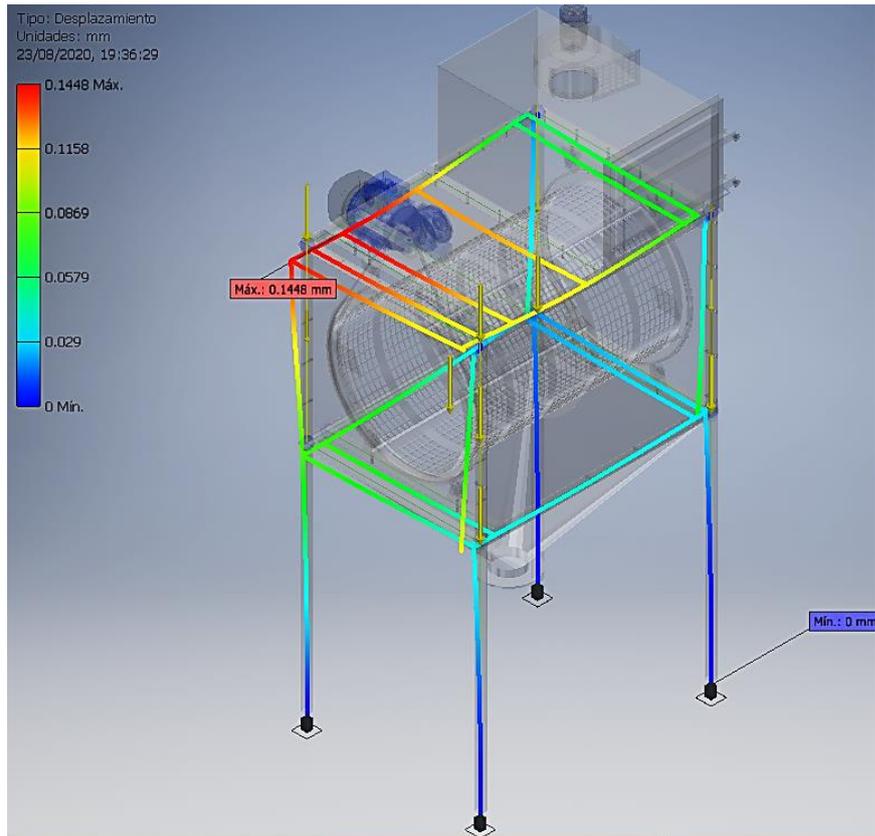


Figura 3.2 Desplazamiento, Fuerza X Tambor (Inventor 3D, Autores)

Tabla 3.3 Fuerza y par en Tambor giratorio (Inventor 3D, Autores)

Nombre restricción	Fuerza reacción [N]	Par reacción [Nmm]	Resistencia [Mpa]
Perfil 40x40 - 980mm	5591	1572	207

Tabla 3.4 Resultados estáticos Tambor giratorio (Inventor 3D, Autores)

Detalle	Mínimo	Máximo
Desplazamiento [mm]	0	0.145
Fuerza X [N]	-60.37	50.60
Fuerza Y [N]	-17.32	18.51
Fuerza Z [N]	-12.67	5591
Momento X [Nmm]	-5150	3454
Momento Y [Nmm]	-9578	9101
Momento Z [Nmm]	-1663	1983
Tensiones normales [MPa]	0.03	14.20
Tensión de corte [MPa]	0.112	0.309
Tensión torsión [MPa]	0.235	0.280

3.4 Transporte Neumático de Polvos

En la sección (ver **Apéndices, Cálculos Transporte Neumático**) en la página (SOLID SOLUTIONS, 2016) establece que para un transporte de polvos en fase diluida, la velocidad del aire es 5 a 25 [m/s], además de que la presión va de 0.01 a 4[bar], se escogió una válvula rotativa que gira a 22[rpm] con un paso de polvo de 5.66×10^{-3} [m³/rev], el tiempo que se demora en transportar por lo menos un saco de 40[kg] es de 27[seg] con un flujo másico de 1.5[kg/s]. Se determinó la velocidad del aire dentro de la red de tuberías de 3[in] de diámetro, el cual fue de 21[m/s] esto quiere decir que se encuentra dentro del rango y no existirá problema durante el transporte del fluido. Por último, cuando se realizó el cálculo de las velocidades por los tramos de tubería de forma horizontal y vertical, con sus respectivas caídas de presión, se tiene que la caída de presión total fue de 1.62 [kPa], demostrando que también está dentro del rango de trabajo para fase diluida de polvos.

Utilizando el software ANSYS CFD (Fluent), con datos de entrada de polvos, se consideró propiedades de arena seca, con el fin de recrear la simulación del transporte neumático y comparar con los datos obtenidos, el cuál estos resultados se muestran en (ver **Apéndices, Cálculos Transporte Neumático**).

Se muestra que las líneas de velocidad (**Figura 3.3**) alcanzan los 27[m/s], esto equivale a un error de 28.6%, como se mencionó, las propiedades de arena se aproximan a las propiedades de polvos mortero. Así mismo (ver **Apéndices, Figura IV.3**) se muestra el contorno de presión dentro de las tuberías con 7.64 [kPa] en la entrada de aire, en esa zona se produce la mayor caída de presión, donde empieza la circulación de polvos desde la válvula rotativa y por la inyección de aire a través de la sección con diámetro de 1 [in].

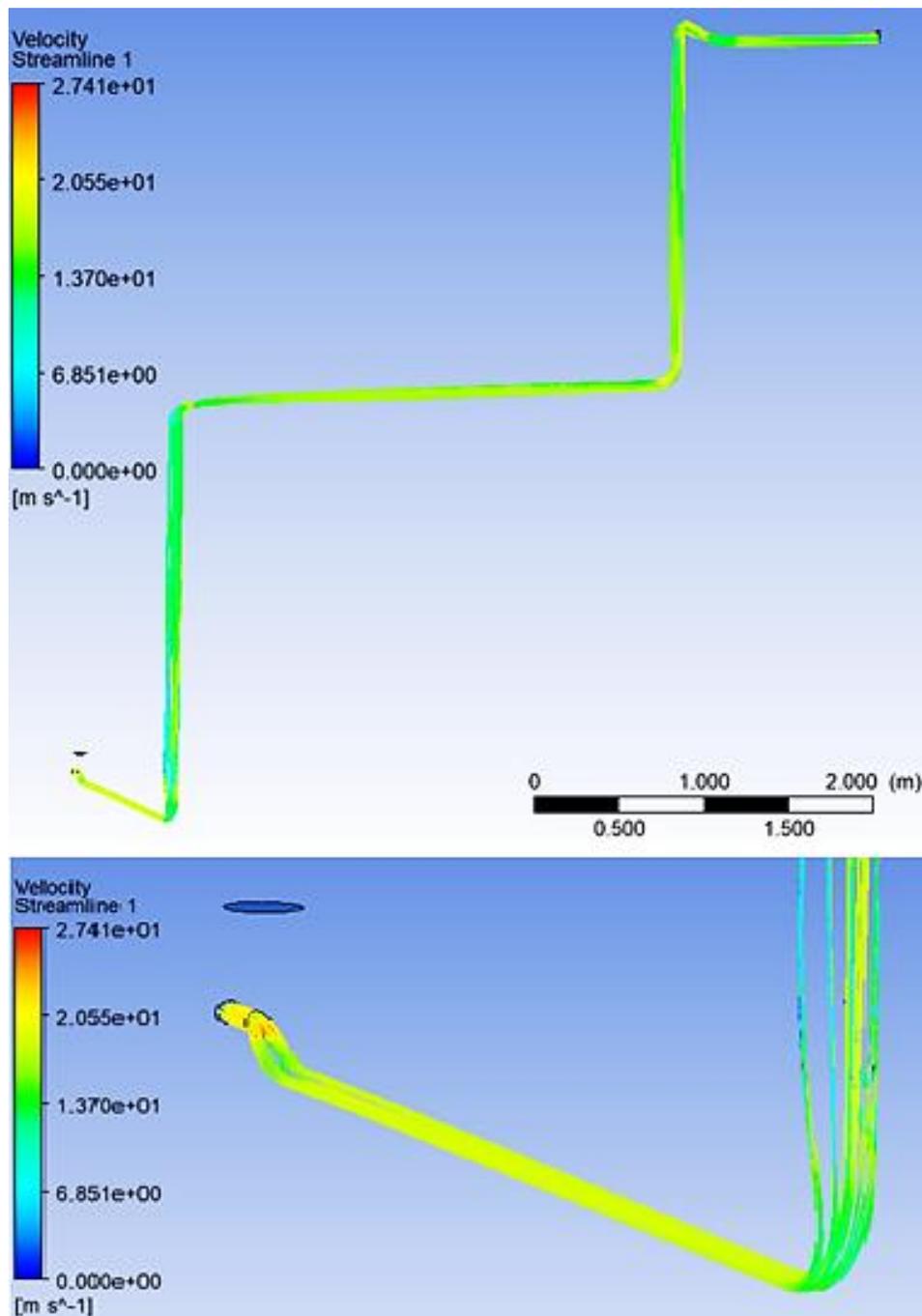


Figura 3.3 Líneas de flujo, entrada de aire (Autores, ANSYS CFD)

Error para el caso de velocidades.

$$e_{velocidad} = \frac{|V_{real} - V_{aprox}|}{V_{real}} * 100 = \frac{|21 - 27|}{21} * 100 = 28.6\%$$

3.5 Sistema Compresión sacos vacíos

Utilizando el software INVENTOR 3D, se realizó la simulación estática con cargas continuas (ver Figura 3.4 y Tabla 3.5 a 3.6) se muestra que los perfiles 30x30 escogidos para la estructura de este, serán los suficientes para soportar todas las cargas presentes, ya que el factor de seguridad resultó 17 debido a la relación entre la resistencia del material y el esfuerzo máximo. Esto se debe a que estos perfiles no son los únicos en soportar la carga de esta etapa del equipo, existe una artesa como pared de la estructura del tornillo helicoidal, que se considera como una base extra y así evitar el pandeo de los perfiles seleccionados.

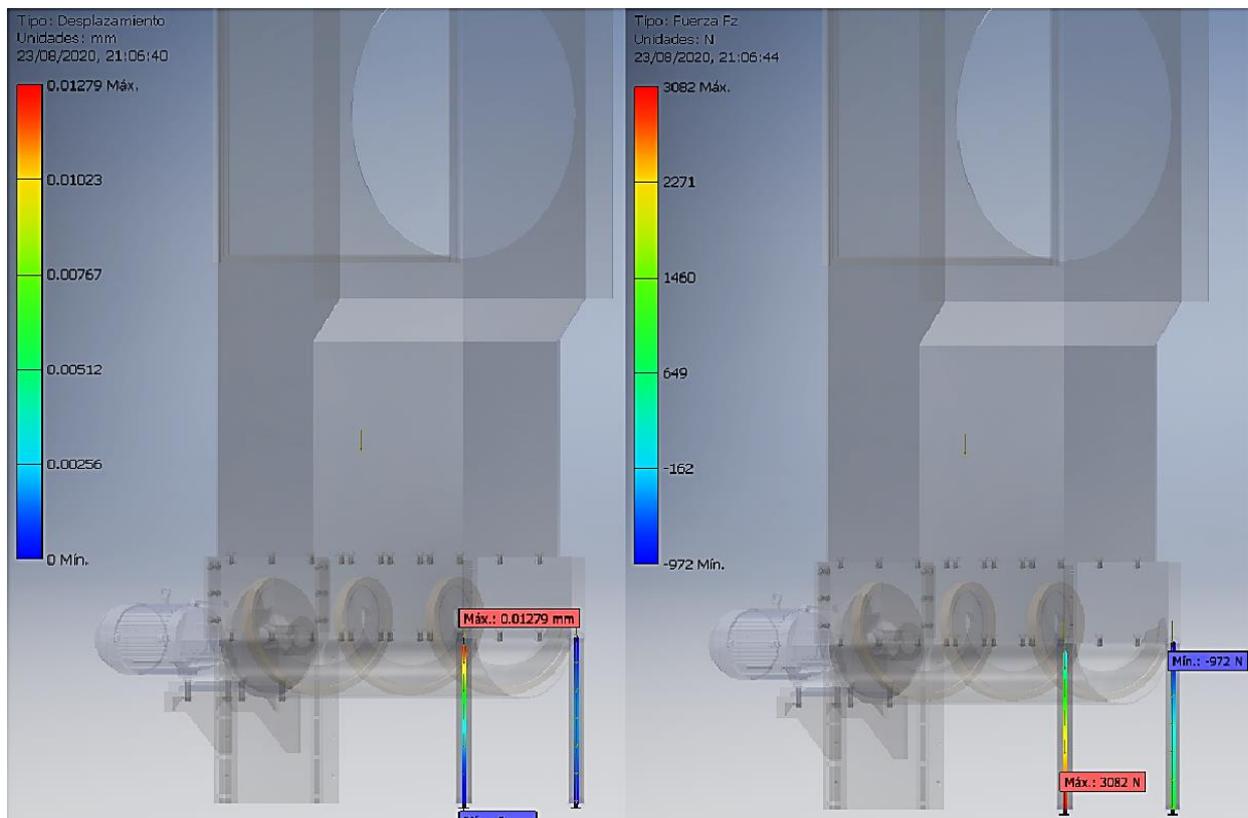


Figura 3.4 Desplazamiento, Fuerza Z Tornillo (Inventor 3D, Autores)

Tabla 3.5 Fuerza y par de reacción en Tornillo helicoidal (Inventor 3D, Autores)

Nombre restricción	Fuerza reacción [N]	Par reacción [Nmm]	Resistencia [Mpa]
Perfil 70x50 2200mm	972	0	207

Tabla 3.6 Resultados estáticos Tornillo helicoidal (Inventor 3D, Autores)

Detalle	Mínimo	Máximo
Desplazamiento [mm]	0	0.013
Fuerzas [N]	0	972
Momentos [N]	0	0
Tensiones normales [MPa]	0	11.90
Tensión de corte [MPa]	0	0
Tensión torsión [MPa]	0	0

3.6 Análisis de costos

A continuación, se muestra el costo de cada etapa del sistema con el respectivo detalle de accesorio, material o mano de obra implementado para su fabricación.

Tabla 3.7 Costo cinta transportadora (Autores)

CINTA TRANSPORTADORA					
Equipos / accesorios / elementos	Cantidad	Precio por m [\$]	Precio unitario [\$]	Precio total [\$]	Página / local
Perfiles 70x50 – 530mm	2	\$80,00	Venta por 6 metros	\$80	GERONETO S.A
Perfiles 70x50 – 1380mm					
Perfiles 70x50 – 2200mm					
Eje para tambor motriz A36 con mano de obra	2		\$85,00	\$170,00	Taller Mecánico Vélez
Rodillos auxiliares d=130mm acero inoxidable	8		\$40,00	\$320,00	Fertisa
Viga C 130x40 – 3220mm	2	\$60,00		\$42,00	Mercado libre
Soporte para 2do rodillo motriz	2		\$3,00	\$6,00	Ferretería
Soporte para rodillo motriz	2		\$3,00	\$6,00	Ferretería
Chumacera de pared UCF d=25mm con rodamiento	1		\$5,00	\$5,00	Mercado libre
Tornillo sujetador 2do rodillo motriz	2		\$2,00	\$4,00	Ferretería
Pernos cabeza hexagonal	36		\$0,70	#25,20	Ferretería
Tuercas cabeza hexagonal	38		\$0,50	\$19,00	Ferretería
Arandelas planas	38		\$0,50	%19,00	Ferretería
Sujetador barras laterales	8		\$5,00	\$40,00	Contratista
Barras laterales	2		\$20,00	\$40,00	Mercado libre Argentina
Tornillo sujetador barras laterales	8		\$5,00	\$40,00	Contratista Fertisa
Rodamiento de bolas SKF	16		\$6,00	\$96,00	Mercado libre
Banda de goma con relieve V	1	\$40,00		\$280,00	Contratista Fertisa
Malla galvanizada d=2.1mm de alambre	1	\$30,00		\$90,00	Contratista Fertisa
Soporte motor reductor	1		\$3,00	\$3,00	Ferretería
Motor reductor FAMA 15[rpm]	1		\$320,00	\$320,00	Mercado libre Quito
Mano de obra, instalación del equipo	2		\$300,00	\$600,00	Contratista Fertisa
TOTAL				\$2.205,20	

Tabla 3.8 Costo Sistema de corte (Autores)

SISTEMA DE CORTE					
Equipos / accesorios / elementos	Cantidad	Precio por m [\$]	Precio unitario [\$]	Precio total [\$]	Página / local
Planchas acero inoxidable, espesor 4mm	2 – ½		\$300,00	\$750,00	DIPAC
Soldadura de argón y mano de obra (Tolva)	1			\$500,00	Contratista Fertisa
Disco de corte D=250mm y d=25mm, con mano de obra	5		\$30,00	\$150,00	Contratista Fertisa
Juego de bocines para sistema de corte	1			\$50,00	Contratista Fertisa
Chumacera de pared UFC 204 d=25mm con rodamiento	1		\$5,00	\$5,00	Mercado libre
Tuercas cabeza hexagonal	8		\$0,50	\$4,00	Ferretería
Arandelas simples, planas	8		\$0,50	\$4,00	Ferretería
Pernos cabeza hexagonal	8		\$0,70	\$5,60	Ferretería
Puerta a presión, con mano de obra	1		\$120,00	\$120,00	Contratista Fertisa
Eje de acero 4340, maquinado y mano de obra	1		\$100,00	\$100	Taller mecánico Vélez
Motor eléctrico WEG 1800[rpm]	1		\$180,00	\$180,00	Mercado libre
TOTAL				\$1.868,60	

Tabla 3.9 Costo Compactador de sacos (Autores)

TORNILLO HELICOIDAL					
Equipos / accesorios / elementos	Cantidad	Precio por m [\$]	Precio unitario [\$]	Precio total [\$]	Página / local
Motor reductor CMG ½ [hp], 20-30-45 [rpm]	1		\$320,00	\$320,00	Mercado libre Quito
Perfiles 40x40x2	2		\$10,00	\$20,00	Contratista Fertisa
Curva de acero A36, espesor 4mm con mano de obra	1			\$90,00	Contratista Fertisa
Planchas de acero A36, espesor 4mm	2		\$100,00	\$200,00	Contratista Fertisa
Mano de obra y soldadura normal para carcasa (Caída de sacos)				\$300,00	Contratista Fertisa
Tuerca cabeza hexagonal	30		\$0,50	\$15,00	Ferretería
Arandelas simples, planas	30		\$0,50	\$15,00	Ferretería
Pernos cabeza hexagonal	30		\$0,70	\$21,00	Ferretería
Base motor reductor	1		\$30,00	\$30,00	Contratista Fertisa
Plancha de acero A36, espesor 6mm	1		\$150,00	\$150,00	Contratista Fertisa
Plancha de acero negro, espesor 10mm con mano de obra (Pared tornillo)	½			\$200,00	Contratista Fertisa
Tornillo helicoidal, acero negro y con mano de obra	1			\$300,00	Taller Mecánico Vélez
TOTAL				\$1.661,00	

Tabla 3.10 Costo tamiz giratorio (Autores)

TAMBOR GIRATORIO					
Equipos / accesorios / elementos	Cantidad	Precio por m [\$]	Precio unitario [\$]	Precio total [\$]	Página / local
Malla acero inoxidable, espesor 2.5mm, agujeros de 25mm ² , venta por m ²	2		\$28,00	\$56,00	Contratista Fertisa
Perfiles 40x40x3, venta por 6m	4		\$30,00	\$120,00	Import Aceros
Plancha de acero lisa, espesor 3mm con agarraderas y mano de obra	1		\$160,00	\$160,00	Contratista Fertisa
Planchas de acero A36, espesor 4mm	3		\$100,00	\$300,00	Contratista Fertisa
Ruedas con canal de acero	8		\$11,00	\$88,00	Marcado libre
Plancha acero inoxidable (Aletas)	½		\$150,00	\$150,00	Contratista Fertisa
Tuerca cabeza hexagonal	40		\$0,50	\$20,00	Ferretería
Arandela simple, plana	40		\$0,50	\$20,00	Ferretería
Pernos cabeza hexagonal	40		\$0,70	\$28,00	Ferretería
Caja filtro colector de polvos, cartucho filtrante con costo de importación	1		\$2.000,00	\$2.000,00	WAMGROUP México
Mano de obra (Tolva), con soldadura y dobléz				\$340,00	Contratista Fertisa
Ángulo circular de aros para formar el tamiz con mano de obra	2		\$180,00	\$360,00	Contratista Fertisa
Tubo cedula 40 de 1 pulgada, venta por 6m, mano de obra	1		\$100,00	\$100,00	Import Aceros
Mano de obra para estructura del tamiz con soldadura y agujeros	1		\$150,00	\$150,00	Contratista Fertisa
Banda de transmisión V, dentada de 3m				\$100,00	Mercado libre
TOTAL				\$3.992,00	

Tabla 3.11 Costo transporte neumático (Autores)

TRANSPORTE NEUMÁTICO					
Equipos / accesorios / elementos	Cantidad	Precio por m [\$]	Precio unitario [\$]	Precio total [\$]	Página / local
Válvula 6 a 3 [in], precio con costo de importación	1		\$3.000,00	\$3.000,00	WAMGROUP México
Tubería sanitaria 3 pulgadas, venta por 6m	2		\$100,00	\$200,00	Import Aceros
Tuerca cabeza hexagonal	12		\$0,50	\$6,00	Ferretería
Arandelas simples, planas	12		\$0,50	\$6,00	Ferretería
Pernos cabeza hexagonal	12		\$0,70	\$8,40	Ferretería
Mano de obra con soldadura, tubería 3 pulgadas, costo por unión	24		\$60,00	\$1.440,00	Contratista Fertisa
Mano de obra con soldadura, tubería 1 pulgada, costo por unión	24		\$25,00	\$600,00	Contratista Fertisa
Tubería sanitaria 1 pulgada, costo por 6m	2	\$67,50		\$135,00	Import Aceros
TOTAL				\$5.395,40	

Al sumar los costos de cada etapa, se obtuvo un total de **\$15,122** dólares.

El equipo dedicado al diseño del sistema rompesacos trabajó 4 horas diarias de lunes a viernes, alrededor de 300 horas en total considerando desde el inicio del proyecto 1 de junio hasta 4 de septiembre de 2020, el cual ellos pueden llegar a cobrar hasta \$10 la hora, donde el costo de idea del diseño es de **\$3,000** dólares. El costo total del sistema incluido el trabajo realizado por el equipo es de **\$18,122** dólares.

Si se requiere saber cuál es el precio de ganancia y utilidad del sistema rompesacos, se puede observar en la siguiente tabla:

Tabla 3.12 Precio de venta y utilidad del proyecto (Autores)

Costo de equipo	\$18.122,20
Margen de ganancia	30,00%
Precio de Venta	\$25.888,86
Utilidad	\$7.766,66

Debido a la implementación de acero inoxidable para la tolva del sistema de corte, tolva de recuperación de polvos y malla del tamiz giratorio, además de acero sanitario o cedula 40 para la red de tuberías del transporte neumático y de las tuberías para inyección de aire comprimido, son costos elevados en cuanto al precio de adquisición y mano de obra, ya que a estos materiales se lo realiza con un trabajo especial de uniones por medio de TIG, nos comentó un contratista de la empresa FERTISA que trabajar con este tipo de soldadura resulta caro, ya que se debe tener cuidado que durante el proceso, los materiales no presenten defectos y que no exista fugas para evitar pérdidas de material.

Existen equipos especiales como la válvula rotativa y caja de filtro de polvos poligonal que no se encuentra en el mercado local, es por eso por lo que se consultó a la empresa (WAMGROUP, México) la cual proporcionó la cotización de equipos incluyendo su costo de importación.

Aprovechando la consulta de los equipos mencionados, se cotizó el precio del Sistema Rompesacos que tienen a disposición, al final del documento se adjunta un PDF (ver Apéndices, VII. Cotización en WAMGROUP) con los detalles de costos de cada elemento con su respectivo valor de importación ya agregado,

ellos detallan que el costo total del sistema es de \$70,000 y que el tiempo de entrega a Ecuador tiene una demora de 6 a 7 semanas.

Durante las reuniones con un contratista para saber cuántos días se toma en la fabricación e instalación del equipo, se comentó que esta demora 3 a 4 semanas con al menos cuatro trabajadores.

Comparando el precio del equipo fabricado en el país con materiales que existen en el mercado local, se puede decir que es más rentable realizarlo que pedirlo a una compañía en el exterior.

Se puede determinar el porcentaje de ahorro:

$$\% = \frac{70,000 - 18,122}{70,000} * 100 = 74\%$$

CAPÍTULO 4

4 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- Basado en la metodología aplicada para el desarrollo del proyecto, se diseñó un sistema mecánico de 5 etapas capaz de cumplir los requerimientos que plantea la empresa, este equipo permite al operador realizar las tareas de transporte, corte y vaciado de sacos de manera eficiente, evitando su contacto con los polvos y que los trabajadores no deban levantar los sacos desde el suelo.
- Para seleccionar las mejores alternativas de solución en el diseño del equipo, se consideró costo, material, dimensiones y desempeño, como los criterios más importantes, además de criterios cuantitativos descritos en las matrices de decisión.
- Durante la evolución del diseño en las distintas etapas del equipo, se implementó varios modelos de estructura para el caso del levantamiento de la cinta transportadora, el cual se logró dimensionar con materiales que se encuentren en el mercado, para ello, mediante la simulación en INVENTOR 3D, se pudo concluir que los perfiles seleccionados fueron los adecuados para soportar todas las cargas presentes durante el funcionamiento del equipo.
- De la misma manera, utilizando INVENTOR 3D se pudo observar el comportamiento de la estructura en las demás etapas del equipo; el tambor giratorio, presentó deformaciones en la parte superior, pero no presenta inconvenientes porque su máxima deflexión fue de 0.1mm y un esfuerzo axial de 0.03MPa, esto se generó debido al peso de la caja del filtro de polvos, el motor reductor y el constante movimiento del tamiz durante el sacudido de los sacos.
- Para el caso del sistema de compresión de sacos vacíos, por medio de un tornillo helicoidal, los perfiles utilizados fueron adecuados para soportar todos los elementos y accesorios implementados, esto se demostró en la simulación de

esfuerzos con INVENTOR 3D, se pudo concluir que debido a la artesa pared del equipo que funciona como una base extra, permite que los perfiles no se deformen.

- Se utilizó el software ANSYS CFD FLUENT para el análisis y simulación del transporte neumático de polvos, sin embargo, solo se pudo obtener el programa en su versión estudiantil, esto limitó en el ingreso de datos, como es el caso de la caída de polvos mortero desde la válvula rotativa, entonces se consideró ciertas propiedades como arena seca, con el fin de aproximar la velocidad de aire de la simulación con los resultados obtenidos durante los cálculos.
- El uso de las herramientas digitales como INVENTOR 3D y ANSYS CFD FLUENT, fueron de vital importancia para el diseño del equipo, ya que se pudo realizar animaciones de los ensambles de cada etapa del sistema rompesacos, además de recrear como los polvos mortero viajan a través de la red de tuberías hasta llegar a los silos de descarga.
- Teniendo en cuenta el costo total del sistema rompesacos en el país y haciendo una comparación con el precio de este sistema importado desde México, se puede concluir que, para la empresa como objeto de estudio, resulta más económico fabricar el equipo que pedirlo en el extranjero, además de que toma menos tiempo realizarlo en el país que esperar el envío desde otro lado. Por otra parte, se puede concluir que la empresa se puede ahorrar hasta un 74% del capital.

4.2 Recomendaciones

- Cuando se empieza por el diseño conceptual del equipo, es recomendable tener en claro que accesorios, máquinas o elementos componen cada una de las etapas del sistema, ya que permite agilizar la selección y ubicación de estos, además realizar los cálculos, diseño detallado y planos.
- Durante el diseño de la cinta transportadora, se recomienda plantear cuál será su configuración, estableciendo la longitud, inclinación y ancho de banda, además visualizar como este equipo será suspendido, como el material se va a transportar,

de qué manera se hace girar los rodillos auxiliares y motrices, que motor reductor será necesario y suficiente para que el equipo arranque sin presentar problemas. Por otra parte, es recomendable colocar el motor en la parte superior, ya que al girar el rodillo motriz este tensa la banda y así se evita las holguras o zonas “montañosas”. Todo lo mencionado, se realizó de manera minuciosa, coherente y bajo las observaciones que indicaba el tutor. Es recomendable realizar un plan de mantenimiento, con la finalidad de corregir fallas como es el caso de la banda de caucho, podría llegar a presentar ruptura o desgaste; lubricación de los rodamientos, ejes motriz y auxiliares, ajuste de uniones empernadas y chequeo de soldadura aplicada.

- En el diseño del sistema de corte, cuando no se tenía idea de cuanta fuerza se requería para romper el papel del saco, fue necesario investigar documentos de tesis donde se haya realizado pruebas de corte a través de discos diamantados a una velocidad de 1800rpm, con dicha información se pudo realizar los cálculos para el diseño del eje, selección de rodamientos y selección del motor. Se recomendó que, para la unión de los discos con el eje, era necesario implementar un juego de bocines que consiste en tubos con diámetros al ras con el eje, donde estos eran separados por los discos y sujetos a presión, además de colocar una tuerca al final de las uniones y así evitar vibraciones o daños al eje. Es recomendable que la caída del saco cortado hacia el tambor giratorio tenga buena inclinación para que los sacos no queden atrapados y no se acumulen en la entrada del sistema de tamizado. Es recomendable establecer un plan de mantenimiento, para prevenir las posibles fallas como desgaste filo de los discos de corte, ruptura de disco de corte, lubricación de rodamientos y eje motriz, además de prevenir el desajuste del juego de bocines para la colocación de los discos, cambio del borde la puerta para evitar fugas de material durante el corte, ajuste de uniones empernadas, etc.
- Para la selección del ventilador en el sistema de filtrado de polvos, se recomienda determinar el tipo de contaminante a filtrar, además de establecer una velocidad adecuada, el giro del ventilador debe ser suficiente para elevar los polvos hacia los cartuchos donde el químico se va a adherir. Es recomendable que el aire circule por toda el área de la caja del filtro, además este debe ser de acero

inoxidable para evitar que los polvos se peguen a las paredes y no exista pérdidas de material mortero durante el sacudido del saco dentro del tamiz giratorio.

- Durante el diseño del tambor giratorio, se recomienda establecer el mecanismo adecuado para el funcionamiento, en este caso se optó por utilizar una banda de transmisión conectada a una polea para mover el tamiz. Es recomendable que la banda tenga la suficiente adherencia y no resbale durante el trabajo, además se debe procurar que exista el suficiente espacio cuando se requiera realizar un mantenimiento, sea por limpieza del equipo o por cambio de banda. Se recomienda colocar aletas separadas dentro del tamiz para que empuje a los sacos cortados y vaciados hacia la salida del tambor, además la malla del tamiz debe tener agujeros muy espaciados para que los polvos caigan sin problema a la tolva de recolección, cabe mencionar que esta tolva debe ser de acero inoxidable para evitar que el contenido de los sacos no se pegue a las paredes y no presente pérdidas de material. Se recomienda establecer plan de mantenimiento para prevenir fallas como la banda de transmisión en caso de desgaste o ruptura por exceso de tensión, lubricación de ruedas para evitar rigidez durante el giro del tambor tamiz, chequear el ajuste de las uniones empernadas y soldadura aplicada para las uniones de la tolva de recuperación de material, etc.
- Para la selección del tornillo helicoidal que se encarga de comprimir los sacos vacíos al terminar el proceso de sacudido, se recomienda que este sea de acero negro ya que, bajo las dimensiones establecidas durante el diseño, se requiere que este no se deforme o presente complicaciones cuando los sacos caigan desde el tambor giratorio y sean comprimidos hasta su salida. Es recomendable que los materiales de construcción para armar la artesa que cubre al tornillo tengan suficiente distancia para evitar el rozamiento con este, además de evitar posibles vibraciones cuando se haga girar por medio de un motor reductor. Se recomienda establecer un plan de mantenimiento para evitar las posibles fallas como; vibraciones del eje.
- En el sistema de transporte neumático, se utilizó una válvula rotativa para controlar el paso de polvos hacia la red de tuberías, se recomienda establecer un flujo másico adecuado para que no exista acumulación de los polvos desde la

tolva de recolección, además se debe ingresar aire comprimido desde una tubería de 1 pulgada a un codo de 90° colocado por debajo de la válvula, esto ayuda a que los polvos no queden atrapados en la parte inferior dentro de la tubería de 3 pulgadas. Se recomienda utilizar cedula 40 o tubería sanitaria para los ductos del transporte neumático, estos deben ser conectados por medio de soldadura TIG en todo su contorno, además se debe colocar un regulador de presión para no exceder el límite admiso cuando se trabaja en fase diluida.

- Durante el modelado del equipo con INVENTOR 3D, se recomienda establecer correctamente las restricciones de movilidad de los accesorios, como fijar la base de la estructura la cinta transportadora, del tambor giratorio y el compactador de sacos vacíos, otra restricción como coincidencia, si se refiere a la colocación de elementos cilíndricos en agujero, como el caso de los ejes de motriz y auxiliares, pernos o eje para la cuchilla de corte. Es recomendable colocar estas restricciones para que no exista problemas si se desea analizar por medio de la simulación en elementos finitos o si se quiere crear animaciones que muestren como se hace el ensamblaje de los equipos de manera individual o en conjunto para formar el sistema rompesacos.
- Para el análisis de costos, se recomienda investigar accesorios, materiales o equipos que se encuentren disponibles en el mercado local, con la finalidad de que estos se puedan adaptar a las necesidades durante el desarrollo del diseño. Es recomendable tener contacto con talleres mecánicos para consultas sobre la fabricación especial que se requiera aplicar a cualquier etapa del sistema, además de consultar sobre costos de uniones por soldadura, cortes en acero, perforaciones o agujeros para uniones empernadas, dobléz y mano de obra que permitan tener un ensamble correcto, acorde a las dimensiones plasmadas en los planos de construcción. Se recomienda de ser posible, contactar a empresas fuera del país que faciliten con la cotización de maquinarias o equipos que no se encuentren en el mercado local, esto nos ayuda a tener una referencia de que es más conveniente para la empresa, si se fabrica el sistema o si se lo pide en el extranjero.

BIBLIOGRAFÍA

- Agrupación de fabricantes de cemento de España (oficemen. (2017). *Historia del cemento | Cronología histórica | Oficemen*. <https://www.oficemen.com/el-cemento/historia-del-cemento/>
- Aitor, H. (2014). *Diseño de Cinta Transportadora y Estructura auxiliar para planta de procesamiento de arcilla*.
- BEGA, H. (2008). *Catálogo de productos, tornillos helicoidales*. www.begahelicoidales.com
- Chalco, J, E. J. (2011). *Diseño de un sistema de extracción de polvos para la empresa ISOMET*.
- Construmatica. (2016). *Morteros y tipos de morteros*. Construpedia. <https://www.construmatica.com/construpedia/Morteros>
- DONALDSON. (2017). *Torit Radial Blade Fan*. <https://www.donaldson.com/content/dam/donaldson/dust-fume-mist/literature/north-america/equipment/accessories/fan-and-motors/f118167/Torit-Radial-Blade-Fans.pdf>
- DONALDSON. (2018). *VÁLVULAS ROTATIVAS*. <https://www.donaldson.com/content/dam/donaldson/dust-fume-mist/literature/latin-america/equipment/accessories/rotary-valves/f118037-spc/Valvulas-Rotativas.pdf>
- ERMARLO S.A. (2017). *Políticas de la empresa*. Mayo. <http://www.ermarlo.com/politica/>
- FORBO, M. S. (2016). *Cálculo de la Banda Transportadora*.
- FREZITE Group. (2014). *Sierras Circulares Sierras Circulares*.
- INGEMECÁNICA, G. R. (2018a). *Cálculo de Transportadores de Tornillo Sin Fin*. <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn143.html>
- INGEMECÁNICA, G. R. (2018b). *Cálculo y Diseño de Cintas Transportadoras*. <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn84.html>
- J. Keith Nisbet, R. G. B. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (M. G. Hill (ed.); 9na edición).

- MOTORES WEG. (2008). *Catálogo de productos*. <http://ecatalog.weg.net/>
- Mott, R. L. (2004). *Elementos de máquinas en Diseño Mecánico* (Pearson (ed.); 6ta edición).
- Occupational Safety and Health. (2017). *CONTROL OF SILICA DUST IN CONSTRUCTION*. www.osha.gov
- Salazar, G, F. A. (2018). *Parámetros de diseño para un Sistema de Transporte Neumático de arena para el frenado de trenes* [Universidad Técnica Federico Santa María]. <http://hdl.handle.net/11673/24330>
- SCHAEFFLER. (2016). *Soportes - UCF205*. https://medias.schaeffler.com/medias/es!hp.ec.br.pr/UCF*UCF205
- SOLID SOLUTIONS, G. (2016). *Tipos de sistemas de transporte neumático*. https://www.solids.es/fileadmin/content/pdf/Tabellen_Pn.F/span_Tabelle_Pn._F._h och.pdf
- TRANSTECNO. (2012). *Catálogo de Motorreductores CMG*. https://www.transtecno.com/wordpress/wp-content/uploads/2017/11/270id-Transtecno-Catalogue-Alu-AC-IEC-60-Hz-Gearmotors_0817.pdf
- Tumalli, F, V. J. (2015). *Diseño de una máquina cortadora de y vaciadora de sacos de cemento (50kg) con una capacidad de 120 sacos por hora para la industria de la construcción*. Escuela Politécnica Nacional.
- VENTURY. (2017). *Enemigos de los colectores de polvo – Primera parte - Colectores de Polvos*. <https://www.colectordepolvos.com/enemigos-colectores-de-polvos/>
- WAMGROUP. (2018). *Automatic Bag Splitters RSA - sack opener, bulk bag handling system, bulk bag emptier, bulk bag discharger, bulk bag discharge station, bag opener, bag dumper, bag dump system, bag dump station, automatic sack opening machine, automatic bag splitter, automatic bag*. Mayo. <https://wamgroup.com/en-GB/corporate/Product/RSA/Automatic-Bag-Splitters>
- Yunus. Cengel, J. C. (2006). *Mecánica de Fluidos, Fundamentos y Aplicaciones*. 1ra edición, 997.

APÉNDICES

I. CÁLCULOS CINTA TRANSPORTADORA

Para proceder a los cálculos, con las ecuaciones descritas en el marco teórico, se debe tener en cuenta los siguientes datos:

Saco de 40[kg] con dimensiones 450x520x115[mm]

Para determinar la masa de la cinta, se establece un ancho de banda de 650[mm] y longitud de 9[m], donde la carga de rotura es de 800[N/mm] (ver **Anexos, Tabla B.5**), dado la carga se escoge una cinta reforzada por EP de 6.6[kg/m²] (ver **Anexos, Tabla B.6**), para determinar la masa de los rodillos, se tendrá en cuenta rodillos inferiores 6.5[kg/m] (ver **Anexos, Tabla B.7**) y así diámetro de 89[mm] estándar para los mismos. De (ver **Anexos, Tabla B.1**) con tipo de banda U1, V1, UH se determina los coeficientes de fricción.

Se calcula la fuerza tangencial (ecu.2.6.1):

$$F_U = 0.5 * 9.8 * \left(120 + \frac{38.61}{2}\right) + 0.033 * 9.8 * \left(\frac{38.61}{2} + 21.125\right) + 9.8 * 120 * \text{sen}(40)$$
$$F_U = 1451.58 \approx 1451.60[\text{N}]$$

Para determinar la fuerza de tracción máxima de la banda F₁ (ecu.2.6.2), con el tipo de banda U1/V1UH tambor con forro de fricción seco y ángulo de contacto de 180°, se escoge el factor C₁ de 1.6 (ver **Anexos, Tabla B.2**).

$$F_1 = 1451.60 * 1.6 = 2322.56 \approx 2322.60[\text{N}]$$

Para determinar el diámetro mínimo motriz (ecu.2.6.3), ancho de banda 650[mm], ángulo de contacto 180°, se utiliza la fuerza F₁ y (ver **Anexos, Tabla B.3**) se toma el factor C₃.

$$d_A = \frac{2322.60 * 25 * 180}{650 * 180} = 89.33 \approx 89[\text{mm}]$$

Demostrando que debe ser el diámetro mínimo del tambor motriz, como se especifica en (ver **Anexos, Tabla B.7**).

Para determinar la potencia mecánica (2.6.4, 1), con velocidad que requiere el cliente de 0.1 [m/s], se tiene:

$$P_A = \frac{2322.60 * 0.1}{1000} = 0.232[\text{kW}]$$

Para valores de potencia estándar, se debe aproximar a un valor de **0.245[kW]**.

Para determinar la fuerza de tracción máxima de la banda (ecu.2.6.5, 1)

$$F_b = \frac{1000 * 0.245 * 1.6}{0.1} = 3920[\text{N}]$$

Además, se calcula la resistencia nominal de la banda (ecu.2.6.5, 2).

$$R = \frac{3920 * 10}{650} = 60.31 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$$

Fuerza tangencial debido a la tensión de trabajo (ecu.2.6.6, 1)

$$F_t = \frac{1000 * 0.245}{0.1} = 2450[\text{N}]$$

Fuerza tangencial máxima debido al arranque (ecu.2.6.6, 2)

$$F_{tA} = 1.6 * 2450 = 3920[\text{N}]$$

Tensión máxima aplicado al tambor motriz (ecu.2.6.6, 3)

$$T_1 = \frac{3920 * e^{0.45 * \pi}}{e^{0.45 * \pi} - 1} = 5179.96 \approx 5180[\text{N}]$$

Tensión mínima aplicado al tambor motriz (ecu.2.6.6, 4)

$$T_2 = \frac{3920}{e^{0.45 * \pi} - 1} = 1259.96 \approx 1260[\text{N}]$$

Diámetro tambor motriz (ecu.2.6.7)

$$D_{tm} = \frac{36 * 2450}{1800 * 0.65 * \pi * 180} = 0.133[\text{m}] \approx 13.3 \approx 13[\text{cm}]$$

Velocidad giro tambor motriz (ecu.2.6.8)

$$n_T = \frac{60 * 0.1}{\pi * 0.133} = 14.691 \approx 14.70[\text{rpm}]$$

Carga aplicada sobre tambor motriz (ecu.2.6.9, 1)

$$F_{tA} = 5180 + 1260 = 6440[\text{N}]$$

Par momento sobre tambor motriz (ecu.2.6.9, 2)

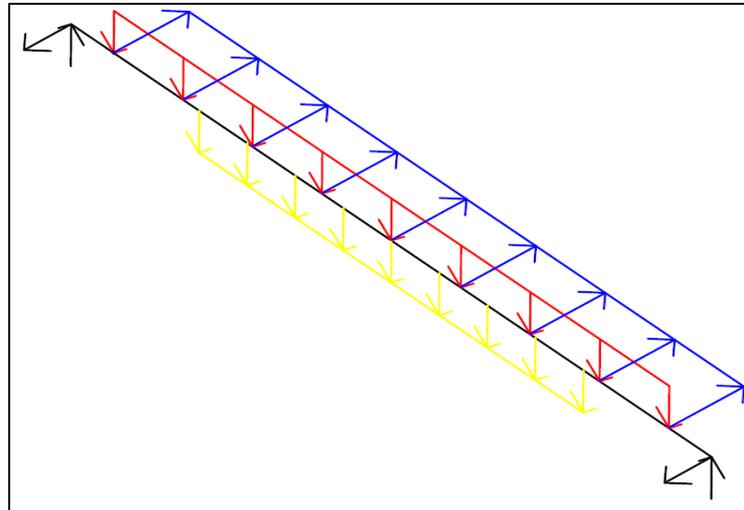
$$M_A = \frac{6440 * 0.13}{2} = 418.60[\text{Nm}]$$

Diseño de eje

Conociendo el peso de los sacos, el peso de la cinta transportadora y las tensiones que se aplican a la misma, se establece como cargas distribuidas en el eje a diseñar:

$$Q_s = \frac{40 * 9.8}{0.45} = 871.11 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$
$$Q_b = \frac{38.61 * 9.8}{0.65} = 582.12 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$
$$Q_t = \frac{6440}{0.65} = 9907.70 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$$

En la siguiente (**Figura I.1**), se muestra el DCL de las cargas aplicadas al eje.



**Figura .1 DCL (eje). Rojo: carga distribuida banda
Azul: carga distribuida tensión
Amarillo: carga distribuida sacos
Negro: reacciones de los apoyos (Autores)**

Por medio del software demo (**MdSolids**) se procede a calcular todas las fuerzas involucradas en el plano XY, además de los diagramas de cortante y momento.

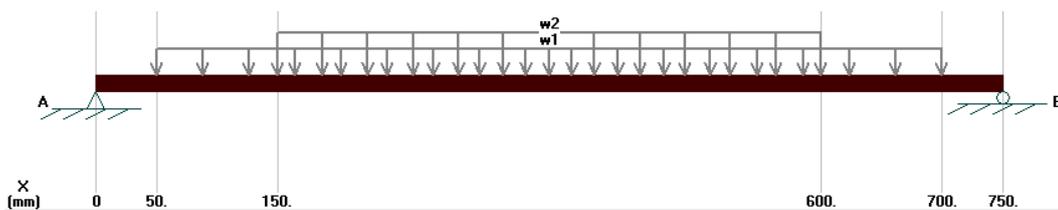


Figura I.2 DCL plano XY

En (Figura I.3 y Figura I.4) se muestra diagrama de fuerza cortante y momento flector respectivamente.

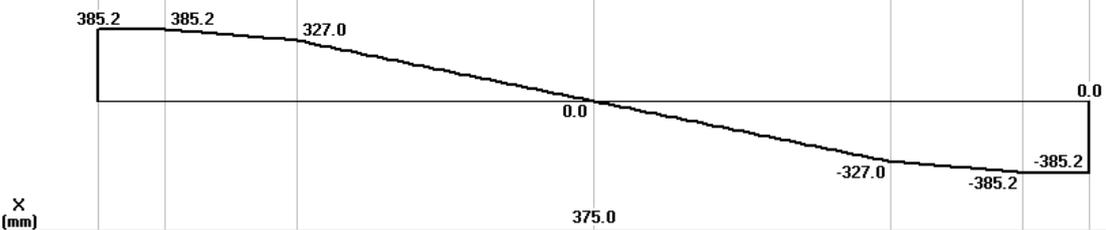


Figura I.3 Diagrama cortante plano XY

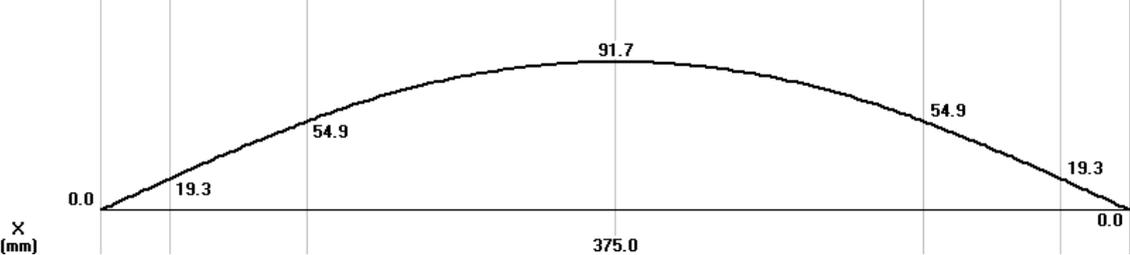


Figura I.4 Diagrama momento plano XY

De la misma manera para el plano XZ.

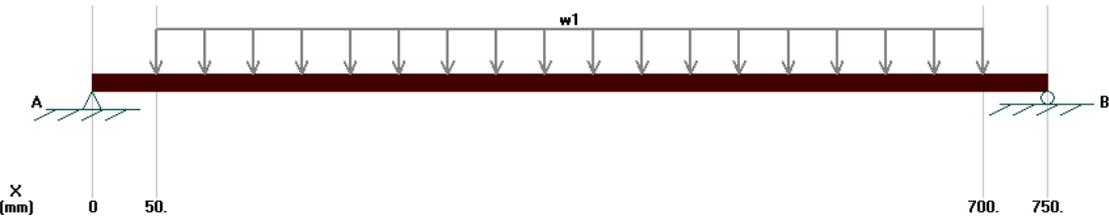


Figura I.5 DCL plano XZ

En (Figura I.6 y Figura I.7) se muestra diagrama de fuerza cortante y momento flector respectivamente.

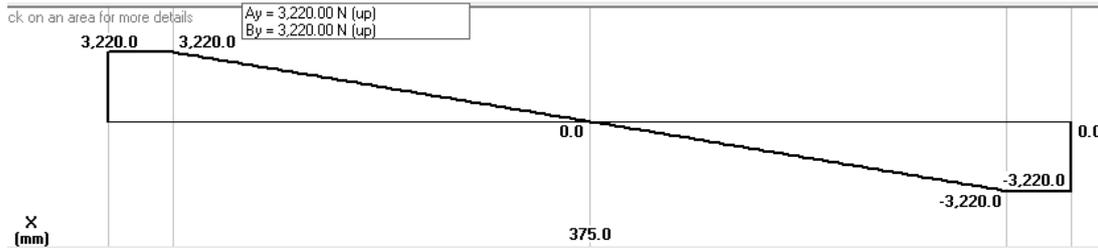


Figura I.6 Cortante plano XZ

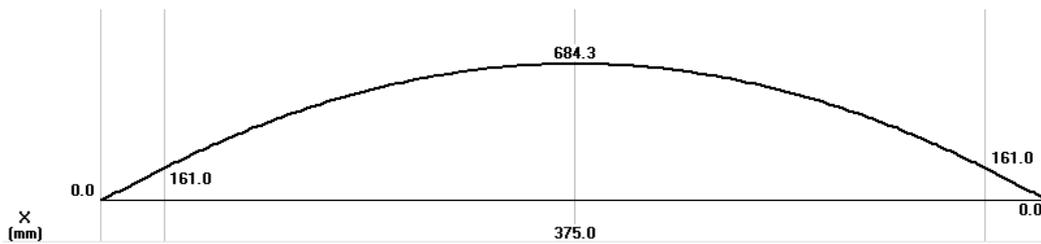


Figura I.7 Momento plano XZ

Se calcula la magnitud de las reacciones en A y B (ecu.2.7.1)

$$|\mathbf{R}_A| = |\mathbf{R}_B| = \sqrt{(385.2)^2 + (3220)^2} = 3242.95 \approx 3243[\text{N}]$$

Se calcula el momento máximo en el punto medio (ecu.2.7.2)

$$|\mathbf{M}_C| = \sqrt{(91.7)^2 + (684.3)^2} = 690.417 \approx 690.42[\text{Nm}]$$

Tomando en cuenta el torque constante debido al motor que es de 418.60 [Nm] y el momento máximo 690.42 [Nm], se determina los diámetros mínimos del eje para la sección A, B y C.

Análisis punto A y B

Se deberá seleccionar el material para el diseño del eje, este será AISI 1040 HR (Shigley 9na edición, pg 1004) (ver **Anexos, Tabla C.1**)

Se calcula resistencia límite a la fatiga (ecu.2.7.3)

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e (0.5 * S_{ut})$$

Factor de superficie k_a , maquinado o laminado en frío (ecu.2.7.4)

$$k_a = 4.51 * (520)^{-0.265} = 0.86$$

Factor de tamaño k_b , diámetro aproximado de 20mm (ecu.2.7.5)

$$k_b = 1.24 * (20)^{-0.107} = \mathbf{0.90}$$

Factor de carga k_c , en este caso para el punto de análisis solo existe torsión **$k_c=0,59$** .

Factor temperatura k_d , a temperaturas ambientes **$k_d=1$** .

Factor confiabilidad k_e , con un 95% (ver **Anexos, Tabla C.3**)

$$k_e = 1 - 0.08(1.645) = \mathbf{0.868}$$

Entonces, el límite a la resistencia es:

$$S_e = 0.86 * 0.90 * 0.59 * 1 * 0.868 * (0.5 * 520) = \mathbf{103.06 [MPa]}$$

Debido al cambio de sección en el punto de análisis, se debe considerar un concentrador de esfuerzo.

Para un radio de muesca de 2[mm], la sensibilidad $q_s=0.82$ (ver **Anexos, Figura C.1**), con una relación de $r/d=0.1$ y $D/d=2$, el factor de concentración $K_{ts}=1.50$ (ver **Anexos, Figura 3.2**).

$$K_{fs} = 1 + 0.82(1.5 - 1) = \mathbf{1.41}$$

Considerando que solo existe un torque aplicado en el punto de análisis, se determina el diámetro con el método de Goodman (ecu.2.7.8) y factor de seguridad 1.5.

$$d_e = \left(\frac{16 * 1.5}{\pi} * \left(\frac{(3 * (1.41 * 428.26)^2)^{\frac{1}{2}}}{520 \times 10^6} \right) \right)^{\frac{1}{3}} = \mathbf{24.86 \approx 25 [mm]}$$

Análisis punto medio C

En este caso, como no existe un cambio de sección, no existe concentradores de esfuerzos, sin embargo, el coeficiente de tamaño cambia su valor considerando un diámetro de 30[mm] con $k_b=0.862$, se tiene carga debido a flexión con $k_c=1$, el resto de los factores se mantiene y la nueva resistencia la fatiga es:

$$S_e = 0.86 * 0.862 * 1 * 1 * 0.868 * (0.5 * 520) = \mathbf{167.30 [MPa]}$$

Utilizando la ecuación de Goodman con un factor de seguridad de 1.5, se puede determinar el diámetro de la sección C, con momento repetitivo invertible y torque constante:

$$d = \left(\frac{16 * 1.5}{\pi} * \left(\frac{(4 * (690.37)^2)^{\frac{1}{2}}}{167.30 \times 10^6} + \frac{(3 * (428.26)^2)^{\frac{1}{2}}}{520 \times 10^6} \right) \right)^{\frac{1}{3}} = 41.95 \approx 42 [\text{mm}]$$

Selección de rodamientos

Conociendo el diámetro mínimo de 25[mm] que debe tener el eje en los puntos de apoyos y las reacciones de 3243[N], se puede determinar el tipo de rodamientos a utilizar.

Escogiendo el tipo de aplicación estándar (ver **Anexos, Tabla D.1**), se podrá determinar el diseño de vida con (ecu.2.8.1):

$$L_d = 25000 * 14 * 60 = 21 \times 10^6 [\text{rev}]$$

Se calcula la carga dinámica con un factor $k=3$ debido a rodamiento de bolas (ecu.2.8.2)

$$C = 3243 \left(\frac{21 \times 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 8947.19 [\text{N}] \approx 8.95 [\text{kN}]$$

Obtenido el valor de carga dinámica, se podrá seleccionar el soporte o chumacera brida de cuatro agujeros, en este caso se escogerá UCF205.

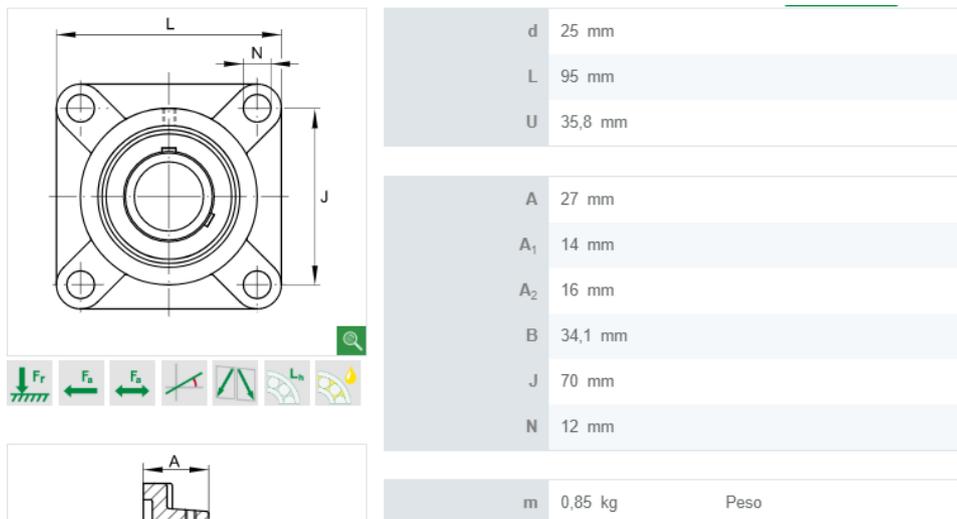


Figura I.8 Dimensiones soporte UCF205 (SCHAEFFLER, 2016)

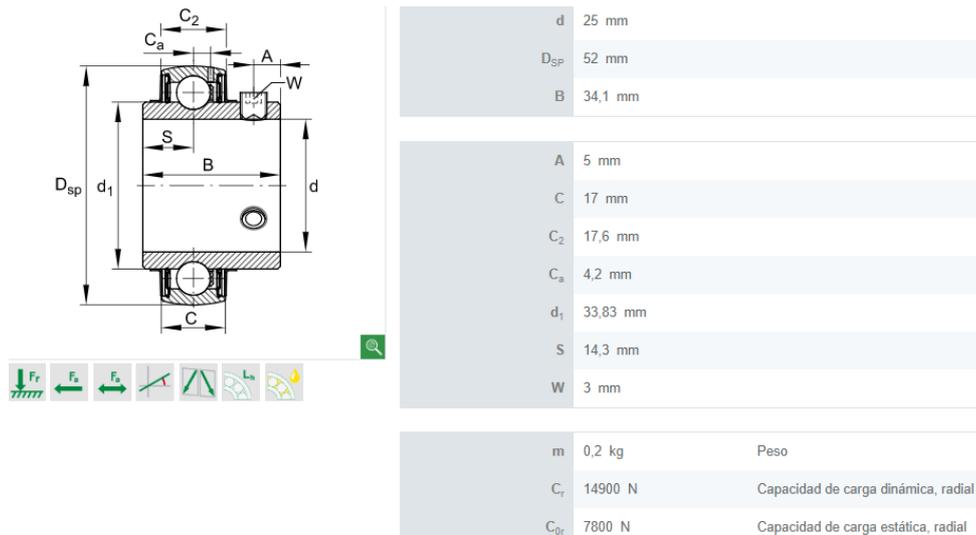


Figura I.9 Dimensiones de rodamiento UC205 (SCHAEFFLER, 2016)

Teniendo en cuenta el valor del torque requerido para el tambor motriz y la velocidad de este, se escogerá el siguiente motor reductor.

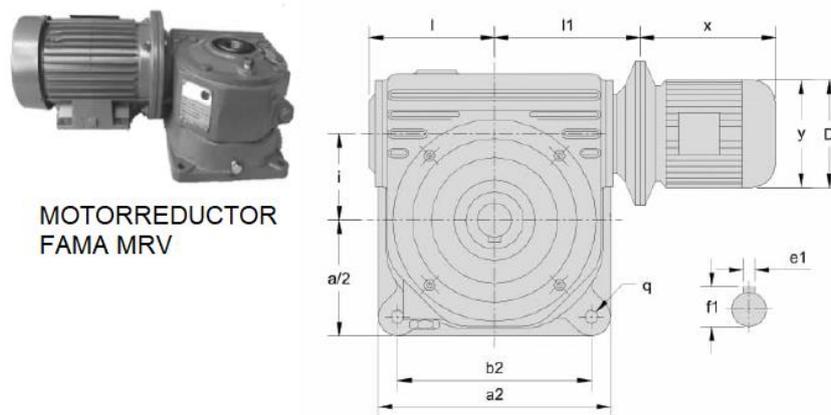


Figura I.10 Dimensiones Motor reductor FAMA MRV (TRANSTECNO, 2012)

Tabla I.1 Dimensiones motor reductor FAMA MRV (TRANSTECNO, 2012)

a2 [mm]	b2 [mm]	i [mm]	q [mm]	l [mm]	l1 [mm]	x [mm]	y [mm]	D [mm]	e1 [mm]	f1 [mm]
120	100	102	16	130	145	277	181	200	12	45

Tabla I.2 Datos técnicos motor reductor FAMA MRV (TRANSTECNO, 2012)

Potencia [hp]	Giro mínimo [rpm]	Torque [Nm]	Factor servicio	Peso [kg]	Modelo
2	14	486	1	34	MRV 102

Diseño y selección de pernos

Para la unión del soporte de rodamiento de hierro gris con una placa de acero en la zona del tambor motriz, se utiliza un perno M12x30, parte sin roscar $l_d=5$ [mm] paso grueso con $A_t=84.3$ [mm²] (ver **Anexos, Tabla E.1**), se escoge dos arandelas con espesor $t=2.5$ [mm], tuerca de espesor $H=6$ [mm], espesor soporte rodamiento 11 [mm] y espesor placa de 5 [mm].

Espesor de todo el material apretado

$$l = (2.5 * 2) + 11 + 5 = \mathbf{21[mm]}$$

Parte roscada en el agarre (ecu.2.6.2, 3)

$$l_t = 21 - 5 = \mathbf{16[mm]}$$

Área parte sin rosca (ecu.2.9.2, 4)

$$A_d = \frac{\pi * (12)^2}{4} = \mathbf{113.10[mm^2]}$$

El sujetador es fabricado con acero, por ende, el módulo de elasticidad es $E=205$ [Gpa], (ver **Anexos, Tabla E.2**)

Rigidez del perno (ecu.2.9.2, 5)

$$k_b = \frac{(113.10 \times 10^{-6})(84.30 \times 10^{-6})(205 \times 10^9)}{(113.10 \times 10^{-6} * 16 \times 10^{-3}) + (84.3 \times 10^{-6} * 5 \times 10^{-3})} = \mathbf{0.876[GPa]}$$

Así mismo, el soporte de hierro gris con $E=100$ [GPa] único a la placa de acero $E=205$ [GPa], (ver **Anexos, Tabla E.2**).

Rigidez placa de acero (ecu. 2.9.3, 1)

$$k_{acero} = \frac{0.5774 * \pi * 205 \times 10^9 * 12 \times 10^{-3}}{2 * \ln \left(\frac{0.5774 * 21 \times 10^{-3} + 0.5 * 12 \times 10^{-3}}{0.5774 * 21 \times 10^{-3} + 2.5 * 12 \times 10^{-3}} \right)} = \mathbf{2.94[GPa]}$$

Rigidez soporte hierro gris (ecu. 2.9.3, 1)

$$k_{hierro} = \frac{0.5774 * \pi * 100 \times 10^9 * 12 \times 10^{-3}}{2 * \ln \left(\frac{0.5774 * 21 \times 10^{-3} + 0.5 * 12 \times 10^{-3}}{0.5774 * 21 \times 10^{-3} + 2.5 * 12 \times 10^{-3}} \right)} = \mathbf{1.42[GPa]}$$

Rigidez de elementos en serie (ecu.2.9.3, 2)

$$k_m = \left(\frac{1}{2.94} + \frac{1}{1.42} \right)^{-1} = \mathbf{0.957[GPa]}$$

Para realizar el cálculo de uniones a tensión por carga externa, se debe determinar la carga total, para esto se tiene en cuenta el peso de rodillo motriz, peso de banda transportadora, tensión máxima y peso del saco.

$$P_{total} = (38.61 * 9.8) + (40 * 9.8) + 5180 + (12 * 9.8) = \mathbf{6068[N]}$$

Se utiliza 4 pernos para sujetar el soporte de rodamiento con la placa, entonces la carga P es:

$$P = \frac{P_{total}}{N} = \frac{6068}{4} = \mathbf{1517[N]}$$

Constante de rigidez (ecu.2.9.5, 4)

$$C = \frac{0.876}{0.876 + 0.957} = \mathbf{0.48}$$

Para determinar la carga de prueba (ecu.2.9.6, 5), es necesario el área a la tensión y resistencia a la prueba del perno, que son 84.3 [mm²] y 225[MPa] (ver **Anexos, Tabla E.3**) respectivamente.

$$F_p = A_t S_p = 84.3 \times 10^{-6} * 225 \times 10^6 = \mathbf{19[kN]}$$

Precarga, pernos no permanentes.

$$F_i = 0.75 F_p = 0.75 * 19 = \mathbf{14.25[kN]}$$

Esfuerzo a tensión en el perno (ecu.2.9.6, 1)

$$\sigma_b = \frac{(0.48 * 1517) + 14.25 \times 10^3}{84.3 \times 10^{-6}} = \mathbf{177.68[MPa]}$$

Factor de seguridad contra fluencia (ecu.2.9.6, 2)

$$n_p = \frac{225 \times 10^6}{177.68 \times 10^6} = \mathbf{1.27}$$

Factor seguridad a la carga (ecu.2.9.6, 3)

$$n_L = \frac{(225 \times 10^6 * 84.3 \times 10^{-6}) - 14.25 \times 10^3}{0.48 * 1515} = \mathbf{6.48}$$

Factor de seguridad contra separación de la unión (ecu.2.9.6, 4)

$$n_0 = \frac{14.25 \times 10^3}{1517 * (1 - 0.48)} = \mathbf{18}$$

Carga por fatiga de uniones a tensión, donde la resistencia a la fatiga de un perno M12x30 es $S_e=162$ [MPa] (ver **Anexos, Tabla E.10**), además de una resistencia a la tensión $S_{ut}=400$ [MPa] (ver **Anexos, Tabla E.3**).

Esfuerzo alternante (ecu.2.9.7, 1)

$$\sigma_a = \frac{CP}{2At} = \frac{0.48 * 1517}{2 * 84.3 \times 10^{-6}} = \mathbf{4.32 [MPa]}$$

Esfuerzo medio (ecu.2.9.7, 2)

$$\sigma_m = \frac{CP}{2At} + \frac{Fi}{At} = \frac{0.48 * 1517}{2 * 84.3 \times 10^{-6}} + \frac{14.25 \times 10^3}{84.3 \times 10^{-6}} = \mathbf{173.36 [MPa]}$$

Factor de seguridad Goodman, debido a la fatiga (ecu.2.9.8, 3)

$$n_f = \frac{162 * (400 - 169)}{(400 * 4.32) + 162 * (173.36 - 169)} = \mathbf{15.38}$$

Se verifica el factor de seguridad (ecu.2.9.8, 4)

$$n_p = \frac{225}{173.36 + 4.32} = \mathbf{1.27}$$

A continuación, se muestra los resultados obtenidos durante la simulación del análisis estático mediante el software INVENTOR 3D.

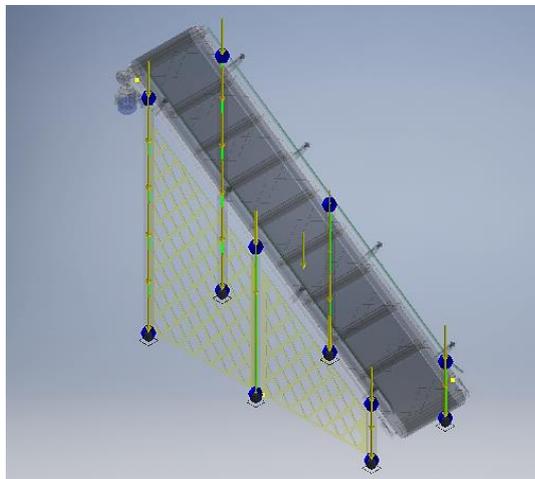


Figura I.11 Cargas aplicadas Transportador (Inventor 3D, Autores)

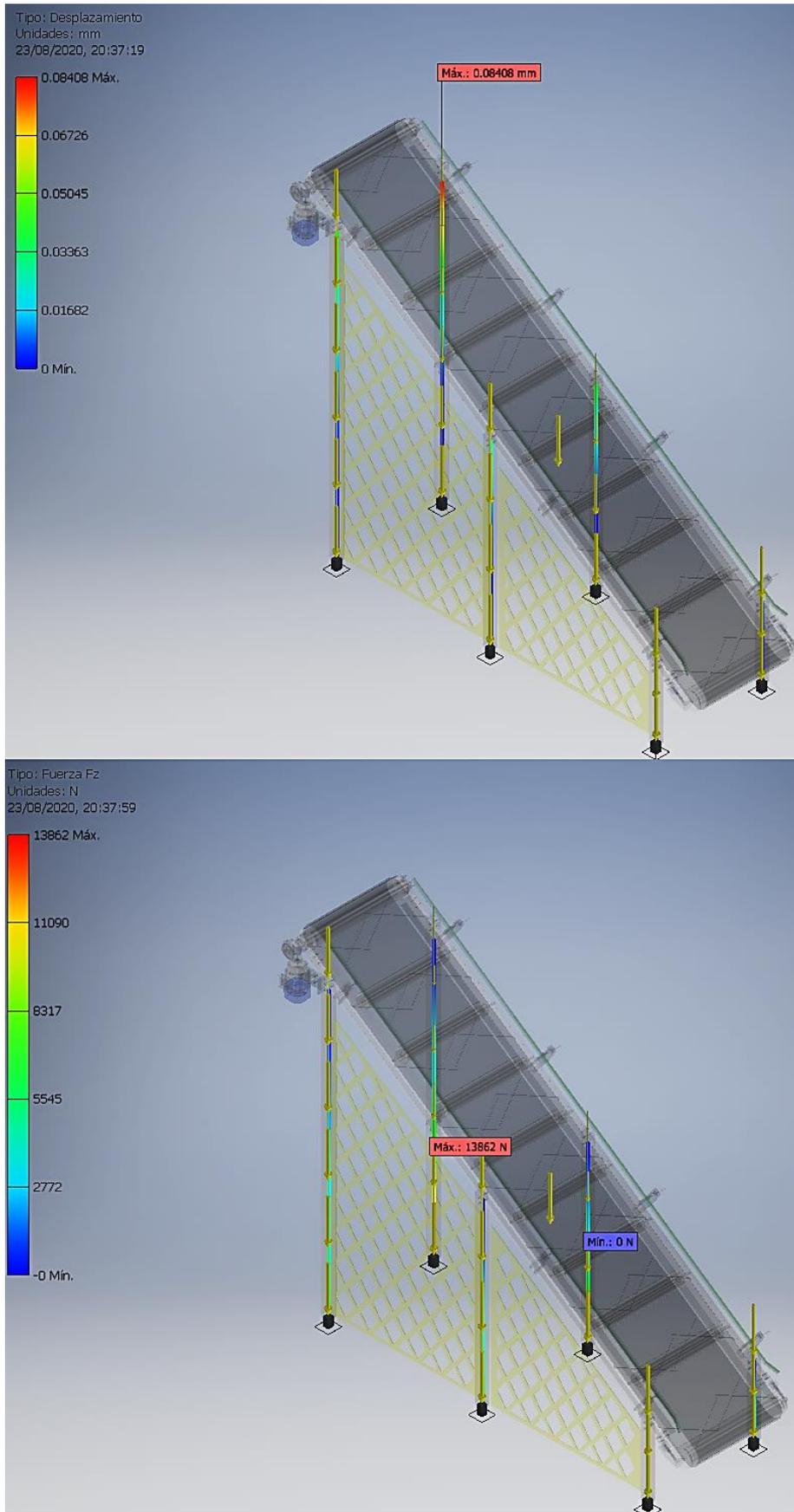


Figura I.12 Deformación y fuerza de reacción (Inventor 3D, Autores)

II. CÁLCULOS SISTEMA DE CORTE

Se escoge discos de corte con las siguientes especificaciones:

Tabla I.3 Datos técnicos, disco de corte (FREZITE Group, 2014)

Diámetro ext [mm]	250	Agujero fijación	2/7/42 [mm]
Diámetro int [mm]	30	Distancia agujeros	2/10/60 [mm]
N° dientes	50	Espesor disco [mm]	2.2
Altura corte [mm]	3.2	Velocidad máxima [rpm]	3600

Tabla III.2 Datos técnicos, motor WEG (MOTORES WEG, 2008)

Potencia [kW]	0.37	Tor. Máximo [Nm]	5.23
N° polos	4	Factor servicio	1.15
Velocidad [rpm]	1700	Peso [kg]	8
Par nominal [Nm]	2.09	Mo. Inercia [kgm ²]	0.00066
Tor. Arranque [Nm]	5.02	Nivel ruido [dB A]	47

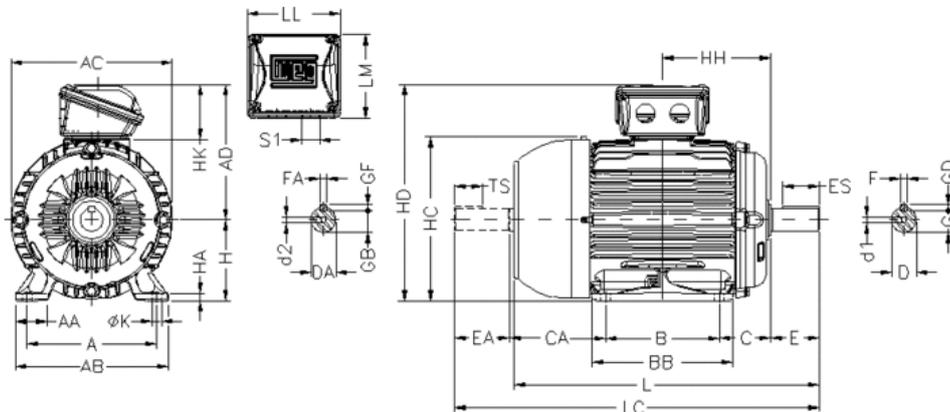


Figura I.13 Motor eléctrico trifásico 4 polos (MOTORES WEG, 2008)

A	AA	AB	AC	AD	B	BB	C	CA	D	E
112	28.5	132	141	131	90	113.5	45	88	14j6	30
ES	F	G	GD	DA	EA	TS	FA	GB	GF	H
18	5	11	5	11j6	23	14	4	8.5	4	71
HA	HB	HC	HD	HF	HH	HK	K	L	LC	LL
7	33	145	202	76	90	59	7	250	276	108
LM	S1					d1			d2	
98	2xM20x1,5					DM5			EM4	

Figura I.14 Dimensiones motor eléctrico trifásico (MOTORES WEG, 2008)

Teniendo en cuenta el torque del motor y diámetro del disco de corte, se puede determinar la fuerza tangencial (ecu.2.10.1).

$$F = \frac{2 * 5.23}{0.25} = 41.84[N]$$

Dado que la fuerza tangencial es superior a la fuerza promedio (ver **Metodología, Tabla 2.5**) será suficiente para cortar el saco de cemento.

Diseño de eje

Para el diseño del eje, se establece que existirán 3 discos de corte, por ende, para obtener los diagramas de fuerza cortante y momento, se analiza en un instante la caída del saco hacia el eje con discos a diseñar.

El diagrama de cuerpo libre es:

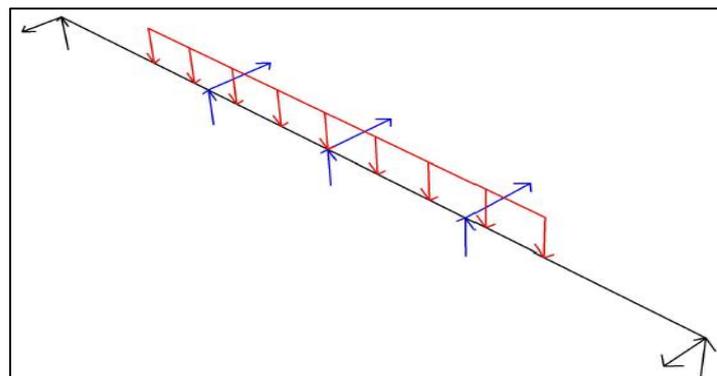


Figura I.15 DCL (eje) Rojo: carga distribuida saco
Azul: carga fuerza de corte
Negro: reacciones de los apoyos (Autores)

Por medio del software demo (**MdSolids**) se procede a calcular todas las fuerzas involucradas en el plano XY, además de los diagramas de cortante y momento.

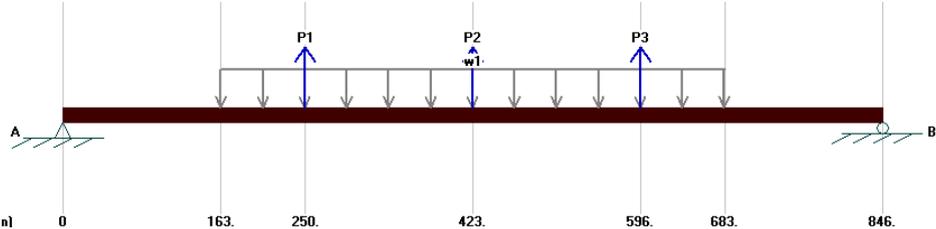


Figura I.16 DCL plano XY

En (**Figura II.5 y Figura II.6**) se muestra diagrama de fuerza cortante y momento flector respectivamente.

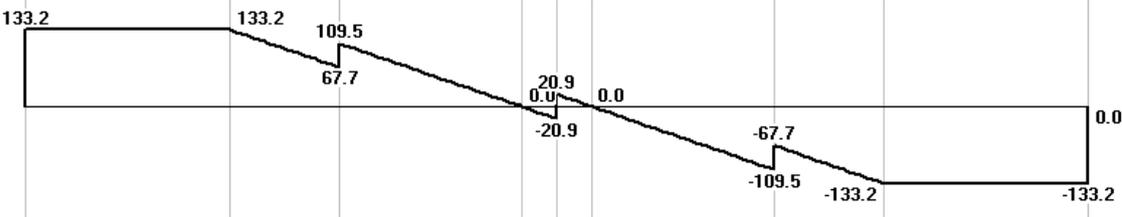


Figura I.17 Diagrama cortante plano XY

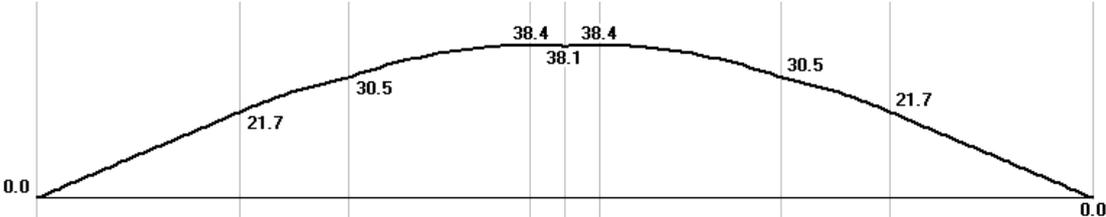


Figura I.18 Diagrama momento plano XY

De la misma manera para el plano XZ.

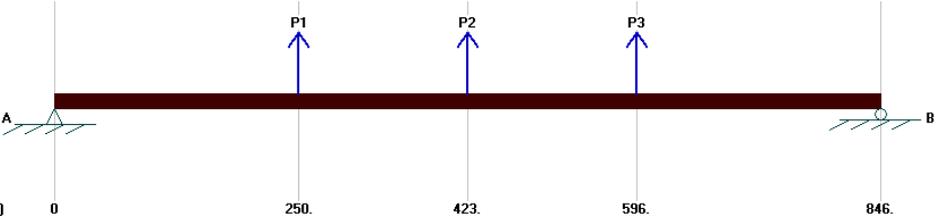


Figura I.19 DCL plano XZ

En (**Figura II.8 y Figura II.9**) se muestra diagrama de fuerza cortante y momento flector respectivamente.

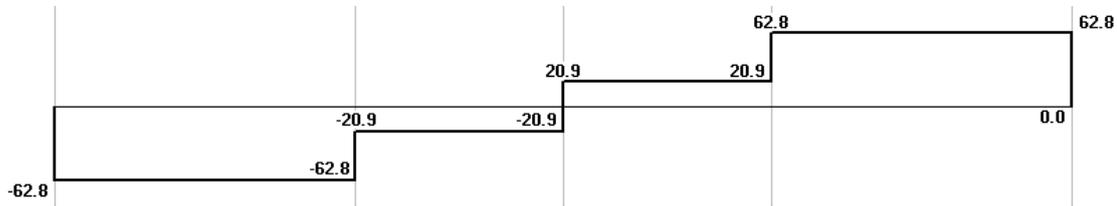


Figura I.20 Diagrama cortante plano XZ

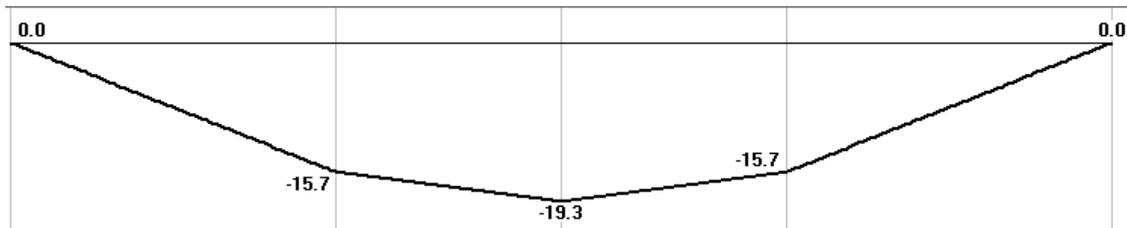


Figura I.21 Diagrama momento plano XZ

Se calcula la magnitud de las reacciones en A y B (ecu.2.7.1)

$$|\mathbf{R}_A| = |\mathbf{R}_B| = \sqrt{(133.2)^2 + (62.8)^2} = \mathbf{147.26[N]}$$

Se calcula el momento máximo en el punto medio (ecu.2.7.2)

$$|\mathbf{M}_C| = \sqrt{(38.4)^2 + (19.3)^2} = \mathbf{43[Nm]}$$

Tomando en cuenta el torque constante debido al motor que es de 6.93 [Nm] y el momento máximo 40.82 [Nm], se determina el factor de seguridad para cada sección, ya que se conoce el diámetro del eje, debido al agujero del disco de corte.

Análisis punto A y B

Se deberá seleccionar el material para el diseño del eje, este será AISI 1010 HR (Shigley 9na edición, pg 1004) (ver **Anexos, Tabla C.1**)

Se calcula resistencia límite a la fatiga (ecu.2.7.3)

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e (0.5 * S_{ut})$$

Factor de superficie k_a , maquinado o laminado en frío (ecu.2.7.4)

$$\mathbf{k_a = 4.51 * (320)^{-0.265} = 0.98}$$

Factor de tamaño k_b , diámetro aproximado de 20mm (ecu.2.7.5)

$$k_b = 1.24 * (20)^{-0.107} = \mathbf{0.90}$$

Factor de carga k_c , en este caso para el punto de análisis solo existe torsión **$k_c=0,59$** .

Factor temperatura k_d , a temperaturas ambientes **$k_d=1$** .

Factor confiabilidad k_e , con un 95% (ver **Anexos, Tabla C.3**)

$$k_e = 1 - 0.08(1.645) = \mathbf{0.868}$$

Entonces, el límite a la resistencia es:

$$S_e = 0.98 * 0.90 * 0.59 * 1 * 0.868 * (0.5 * 320) = \mathbf{72.27 [MPa]}$$

Debido al cambio de sección en el punto de análisis, se debe considerar un concentrador de esfuerzo.

Para un radio de muesca de 2[mm], la sensibilidad $q_s=0.82$ (ver **Anexos, Figura C.1**), con una relación de $r/d=0.1$ y $D/d=2$, el factor de concentración $K_{ts}=1.50$ (ver **Anexos, Figura C.2**).

$$K_{fs} = 1 + 0.82(1.5 - 1) = \mathbf{1.41}$$

Considerando que solo existe un torque aplicado en el punto de análisis, se determina el factor de seguridad con el método de Goodman (ecu.2.7.9) con diámetro 20[mm].

$$n = \left(\frac{16}{\pi(20 \times 10^{-3})^3} * \left(\frac{(3(1.41 * 5.23)^2)^{\frac{1}{2}}}{320 \times 10^6} \right) \right)^{-1} = \mathbf{3.93 = 4}$$

Análisis punto medio C

En este caso, como no existe un cambio de sección, no existe concentradores de esfuerzos, se tiene carga debido a flexión con $k_c=1$, el resto de los factores se mantiene y la nueva resistencia la fatiga es:

$$S_e = 0.98 * 0.862 * 1 * 1 * 0.868 * (0.5 * 320) = \mathbf{117.32[MPa]}$$

Utilizando la ecuación de Goodman con diámetro de 30[mm], se puede determinar el factor de seguridad para el tramo C, con momento repetitivo invertible y torque constante:

$$n = \left(\frac{16}{\pi(30 \times 10^{-3})^3} * \left(\frac{(4 * (43)^2)^{\frac{1}{2}}}{117.32 \times 10^6} + \frac{(3 * (5.23)^2)^{\frac{1}{2}}}{320 \times 10^6} \right) \right)^{-1} = 6.96 = 7$$

Selección de rodamientos

Conociendo el diámetro de 20[mm] que debe tener el eje en los puntos de apoyos y las reacciones de 140.16 [N], se puede determinar el tipo de rodamientos a utilizar.

Escogiendo el tipo de aplicación estándar (ver **Anexos, Tabla D.1**), se podrá determinar el diseño de vida con (ecu.2.8.1) a una velocidad de 1800[rpm]:

$$L_d = 25000 * 1800 * 60 = 21 \times 10^9 [\text{rev}]$$

Se calcula la carga dinámica con un factor $k=3$ debido a rodamiento de bolas (ecu.2.8.2)

$$C = 147.26 \left(\frac{21 \times 10^9}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 4062.79 [\text{N}] \approx 4.06 [\text{kN}]$$

Obtenido el valor de carga dinámica, se podrá seleccionar el soporte o chumacera brida de cuatro agujeros, en este caso se escogerá UCF204.

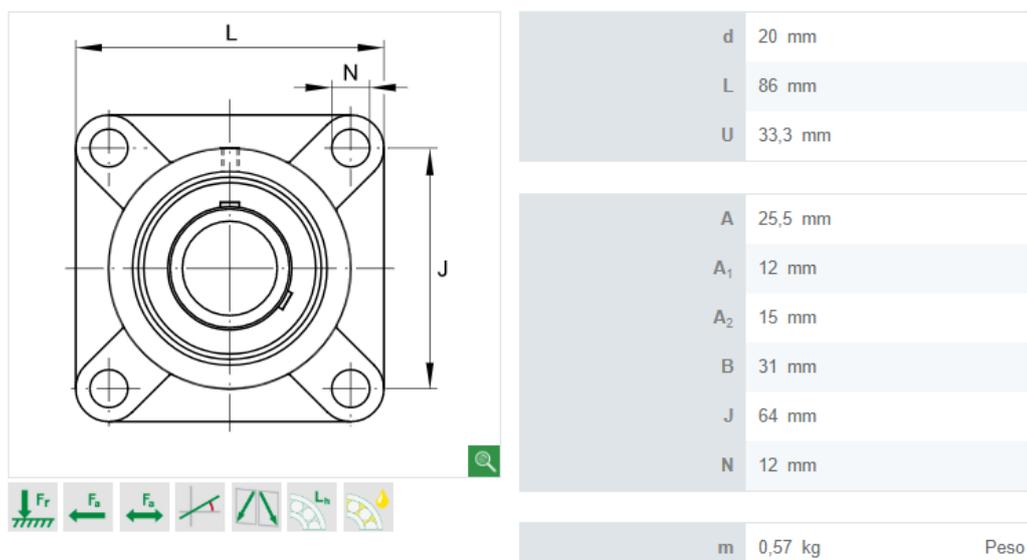


Figura I.22 Dimensiones soporte UCF 204 (SCHAEFFLER, 2016)

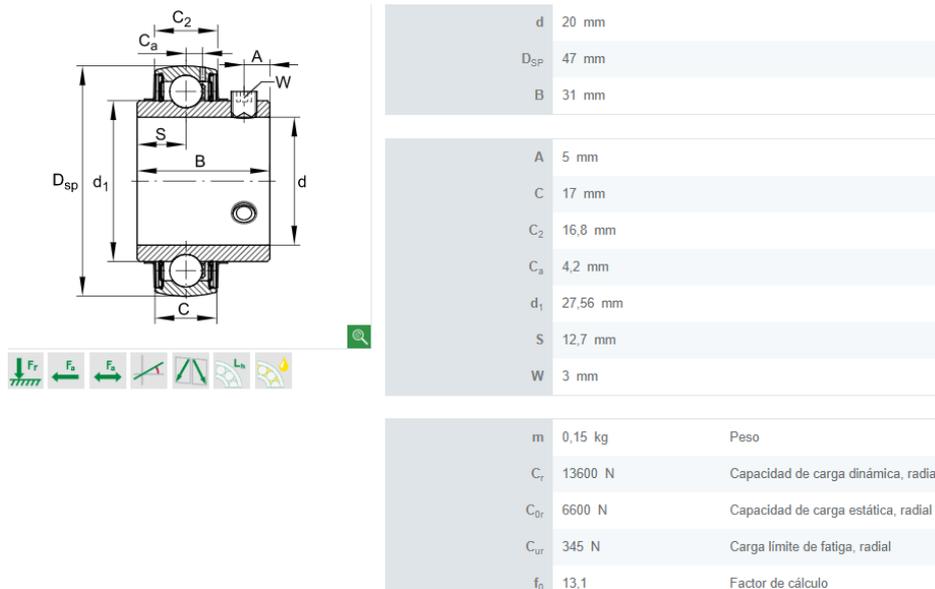


Figura I.23 Dimensiones de rodamiento UC 204 (SCHAEFFLER, 2016)

Diseño y selección de pernos

Para la unión del soporte de rodamiento de hierro gris con una placa de acero, se utiliza un perno M12x30, parte sin roscar $l_d=5$ [mm] paso grueso con $A_t=84.3$ [mm²] (ver **Anexos, Tabla D.1**), se escoge dos arandelas con espesor $t=2.5$ [mm], tuerca de espesor $H=6$ [mm], espesor soporte rodamiento 11 [mm] y espesor placa de 3 [mm].

Espesor de todo el material apretado

$$l = (2.5 * 2) + 11 + 3 = \mathbf{19[mm]}$$

Parte roscada en el agarre (ecu.2.6.2, 3)

$$l_t = 19 - 5 = \mathbf{14[mm]}$$

Área parte sin rosca (ecu.2.6.2, 4)

$$A_d = \frac{\pi * (12)^2}{4} = \mathbf{113.10[mm^2]}$$

El sujetador es fabricado con acero, por ende, el módulo de elasticidad es $E=205$ [Gpa], (ver **Anexos, Tabla D.2**)

Rigidez del perno (ecu.2.6.2, 5)

$$k_b = \frac{(113.10 \times 10^{-6})(84.30 \times 10^{-6})(205 \times 10^9)}{(113.10 \times 10^{-6} * 14 \times 10^{-3}) + (84.3 \times 10^{-6} * 5 \times 10^{-3})} = \mathbf{0.975 [GPa]}$$

Así mismo, el soporte de hierro gris con $E=100[GPa]$ único a la placa de acero $E=205[GPa]$, (ver **Anexos, Tabla D.2**).

Rigidez placa de acero (ecu. 2.6.3, 1)

$$k_{\text{acero}} = \frac{0.5774 * \pi * 205 \times 10^9 * 12 \times 10^{-3}}{2 * \ln \left(\frac{0.5774 * 19 \times 10^{-3} + 0.5 * 12 \times 10^{-3}}{0.5774 * 19 \times 10^{-3} + 2.5 * 12 \times 10^{-3}} \right)} = \mathbf{2.53 [GPa]}$$

Rigidez soporte hierro gris (ecu. 2.6.3, 1)

$$k_{\text{hierro}} = \frac{0.5774 * \pi * 100 \times 10^9 * 12 \times 10^{-3}}{2 * \ln \left(\frac{0.5774 * 19 \times 10^{-3} + 0.5 * 12 \times 10^{-3}}{0.5774 * 19 \times 10^{-3} + 2.5 * 12 \times 10^{-3}} \right)} = \mathbf{1.24 [GPa]}$$

Rigidez de elementos en serie (ecu.2.6.3, 2)

$$k_m = \left(\frac{1}{2.94} + \frac{1}{1.42} \right)^{-1} = \mathbf{0.83 [GPa]}$$

Para realizar el cálculo de uniones a tensión por carga externa, se debe determinar la carga total, para esto se tiene en cuenta peso del saco al caer, suponiendo el paso de 4 sacos por minuto.

$$P_{\text{total}} = (4 * 40 * 9.8) = \mathbf{1568 [N]}$$

Se utiliza 4 pernos para sujetar el soporte de rodamiento con la placa, entonces la carga P es:

$$P = \frac{P_{\text{total}}}{N} = \frac{1568}{4} = \mathbf{392 [N]}$$

Constante de rigidez (ecu.2.6.5, 4)

$$C = \frac{0.83}{0.83 + 0.975} = \mathbf{0.46}$$

Para determinar la carga de prueba (ecu.2.6.6, 5), es necesario el área a la tensión y resistencia a la prueba del perno, que son $84.3 [mm^2]$ y $225 [MPa]$ (ver **Anexos, Tabla D.3**) respectivamente.

$$F_p = A_t S_p = 84.3 \times 10^{-6} * 225 \times 10^6 = \mathbf{19 [kN]}$$

Precarga, pernos no permanentes.

$$F_i = 0.75F_p = 0.75 * 19 = \mathbf{14.25[kN]}$$

Esfuerzo a tensión en el perno (ecu.2.6.6, 1)

$$\sigma_b = \frac{(0.46 * 392) + 14.25 \times 10^3}{84.3 \times 10^{-6}} = \mathbf{171.18[MPa]}$$

Factor de seguridad contra fluencia (ecu.2.6.6, 2)

$$n_p = \frac{225 \times 10^6}{171.18 \times 10^6} = \mathbf{1.31}$$

Factor seguridad a la carga (ecu.2.6.6, 3)

$$n_L = \frac{(225 \times 10^6 * 84.3 \times 10^{-6}) - 14.25 \times 10^3}{0.46 * 392} = \mathbf{2.61 = 3}$$

Factor de seguridad contra separación de la unión

$$n_0 = \frac{14.25 \times 10^3}{392 * (1 - 0.48)} = \mathbf{6.7}$$

Carga por fatiga de uniones a tensión, donde la resistencia a la fatiga de un perno M12x30 es $S_e=162[MPa]$ (ver **Anexos, Tabla D.4**), además de una resistencia a la tensión $S_{ut}=400[MPa]$ (ver **Anexos, Tabla D.3**).

Esfuerzo alternante (ecu.2.6.7, 1)

$$\sigma_a = \frac{CP}{2At} = \frac{0.46 * 392}{2 * 84.3 \times 10^{-6}} = \mathbf{1.07[MPa]}$$

Esfuerzo medio (ecu.2.6.7, 2)

$$\sigma_m = \frac{CP}{2At} + \frac{Fi}{At} = \frac{0.46 * 392}{2 * 84.3 \times 10^{-6}} + \frac{14.25 \times 10^3}{84.3 \times 10^{-6}} = \mathbf{170.10[MPa]}$$

Factor de seguridad Goodman, debido a la fatiga (ecu.2.6.8, 3)

$$n_f = \frac{162 * (400 - 169)}{(400 * 1.07) + 162 * (170.10 - 169)} = \mathbf{6.17 = 6.2}$$

Se verifica el factor de seguridad (ecu.2.6.8, 4)

$$n_p = \frac{225}{170.10 + 1.07} = \mathbf{1.31}$$

III. CÁLCULO DESEMPOLVADO PROPIO

Dado las ecuaciones mencionadas en (ver **Metodología, Sistema Desempolvado Propio**) éstas se desarrollan con unidades en sistema inglés, al finalizar los cálculos se llevará a sistema internacional.

El tamiz giratorio tiene un diámetro $D=31.5$ [in]=800[mm], Se escoge un tipo de B (ver **Anexos, Tabla F.1**) donde la polea motriz debe tener un diámetro $d=5.4$ [in]=137.2 [mm], además la distancia entre centros será de 23.62 [in]=600[mm].

Longitud de paso (ecu.2.11.1)

$$L_p = (2 * 23.62) + \left(\pi * \frac{31.5+5.4}{2} \right) + \left(\frac{(31.5-5.4)^2}{4*23.62} \right) = \mathbf{112.41[in]} = \mathbf{2855.21[mm]}$$

Para determinar la longitud de paso real se tiene $L=112$ [in] (ver **Anexos, Tabla 6.2**) y $L_c=1.8$ (ver **Anexos, Tabla F.3**).

$$L_p = 112 + 1.8 = \mathbf{113.8[in]} = \mathbf{2890.52[mm]}$$

Con ello se puede determinar la distancia entre centros real (ecu.2.11.2)

$$C = 0.25 \left[\left(113.8 - \frac{\pi}{2} (31.5 + 5.4) \right) + \sqrt{\left(113.8 - \frac{\pi}{2} (31.5 + 5.4) \right)^2 - 2(31.5 - 5.4)^2} \right] =$$

$$\mathbf{24.43[in]} = \mathbf{620.62[mm]}$$

Se va a escoger un motor reductor, con los siguientes datos técnicos:

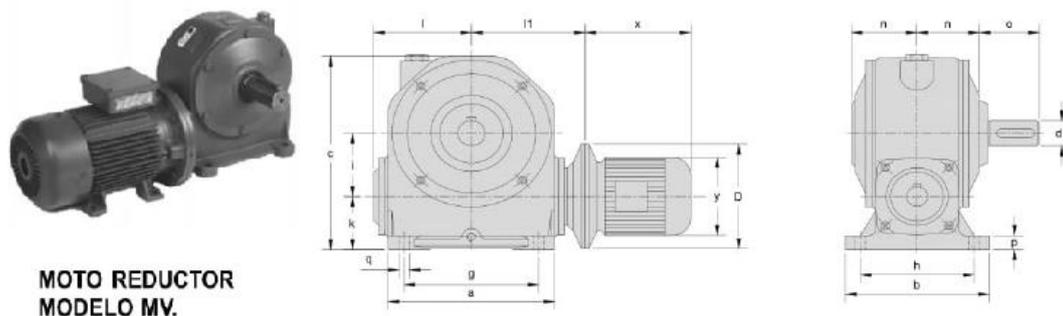


Figura I.24 Dimensiones motor reductor FAMA MV102 (TRANSTECNO, 2012)

Tabla I.4 Dimensiones motor reductor FAMA MV102 (TRANSTECNO, 2012)

c [mm]	k [mm]	i [mm]	q [mm]	l [mm]	l1 [mm]	x [mm]	y [mm]	D [mm]	g [mm]
302	75	102	16	130	145	277	181	200	180
a [mm]	h [mm]	b [mm]	n [mm]	o [mm]	p [mm]	d1 [mm]			
225	155	190	85	85	22	42			

Tabla I.5 Datos técnicos motor reductor FAMA MV102 (TRANSTECNO, 2012)

Potencia [hp]	Giro mínimo [rpm]	Torque [Nm]	Factor servicio	Peso [kg]	Modelo
2	21	330	1	34	MV 102

Con los datos presentados, es posible realizar los demás cálculos a continuación.

Velocidad periférica (ecu.2.11.3)

$$V = \frac{\pi * 5.4 * 81}{12} = 114.51 \left[\frac{ft}{min} \right] = 34.90 \left[\frac{m}{min} \right]$$

Ángulo de cobertura (ecu.2.11.4)

$$\phi = \pi - 2 \sin^{-1} \left(\frac{31.5 - 5.4}{2 * 24.43} \right) = 2.01 [rad] = 114.60^\circ$$

Potencia permitida (ecu.2.11.5), donde las constantes K1=0.8 (ver **Anexos, Tabla F.5**) y K2=1.05 (ver **Anexos, Tabla F.6**), además de la potencia tabulada (ver **Anexos, Tabla F.4**).

$$H_a = 0.8 * 1.05 * 1.59 = 1.34 [hp]$$

Potencia de diseño (ecu.2.11.6) con un impacto medio Ks=1.4 (ver **Anexos, Tabla F.7**) y un factor de diseño de 1.5 que se escoge como recomendación para los cálculos.

$$H_d = 0.33 * 1.5 * 1.4 = 0.693 [hp]$$

Para determinar el número de bandas (ecu.2.11.7) se debe redondear al entero siguiente.

$$N_p = \frac{0.693}{1.34} = 0.517 \rightarrow N_p = 1$$

Tensión centrífuga (ecu.2.11.8) donde el factor $K_c=0.965$ (ver **Anexos, Tabla F.8**).

$$F_c = 0.965 * \left(\frac{114.51}{1000}\right)^2 = 0.0126[lbf] \approx 0[lbf]$$

Potencia se transmite por banda en (ecu.2.11.10)

$$\Delta F = \frac{63025 * 0.693}{81 * (5.4/2)} = 200[lbf] = 889.64[N]$$

Tensión mayor (ecu.2.11.11)

$$F_1 = 0 + \frac{200 * e^{0.5123*2}}{e^{0.5123*2} - 1} = 311.11[lbf] = 1383.88[N]$$

Tensión menor (ecu.2.11.12)

$$F_2 = 311.11 - 200 = 111.11[lbf] = 494.24[N]$$

Tensión inicial (ecu.2.11.13)

$$F_i = \frac{311.11 + 111.11}{2} - 0 = 211.11[lbf] = 939.06[N]$$

Factor de seguridad (ecu.2.11.14)

$$n_{fs} = \frac{1.34 * 1}{0.33 * 1.4} = 2.90$$

Para determinar la vida de una banda de transmisión, es necesario calcular sus tensiones, además tener en cuenta el factor $K_b=576$ (ver **Anexos, Tabla F.8**).

Tensión 1 (ecu.2.11.15)

$$T_1 = 311.11 - \frac{576}{5.4} = 204.44[lbf] = 909.40[N]$$

Tensión 2 (ecu.2.11.16)

$$T_2 = 311.11 + \frac{576}{31.5} = 129.40[lbf] = 575.60[N]$$

El número de pasada (ecu.2.11.17) también requiere de constantes como $K=1193$ (ver **Anexos, Tabla F.9**) y $b=10.926$ (ver **Anexos, Tabla F.9**)

$$N_p = \left[\left(\frac{1193}{204.44}\right)^{-b} + \left(\frac{1193}{129.40}\right)^{-b} \right]^{-1} = 232.92 \times 10^5$$

Vida en horas (ecu.2.11.18)

$$t = \frac{232.92 \times 10^5 * 113.8}{720 * 81} = 45.45 \times 10^3 [\text{horas}]$$

Suponiendo que la banda durante su uso no presenta desgaste alguno, debido al contacto con los polvos cuando se tamiza el saco dentro del tambor giratorio.

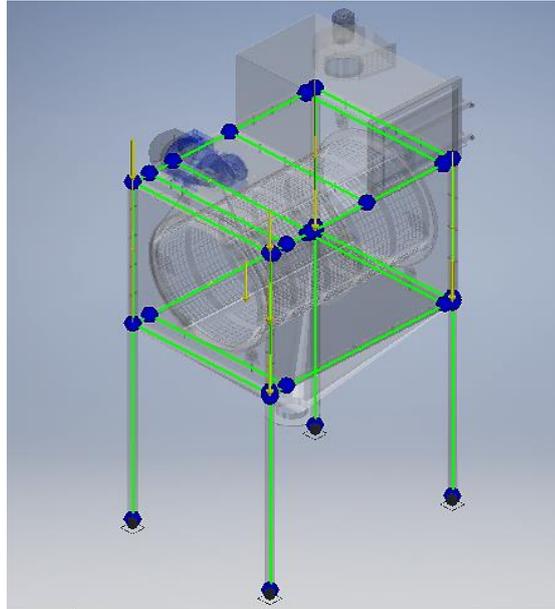


Figura I.25 Cargas aplicadas Tambor giratorio (Inventor 3D, Autores)

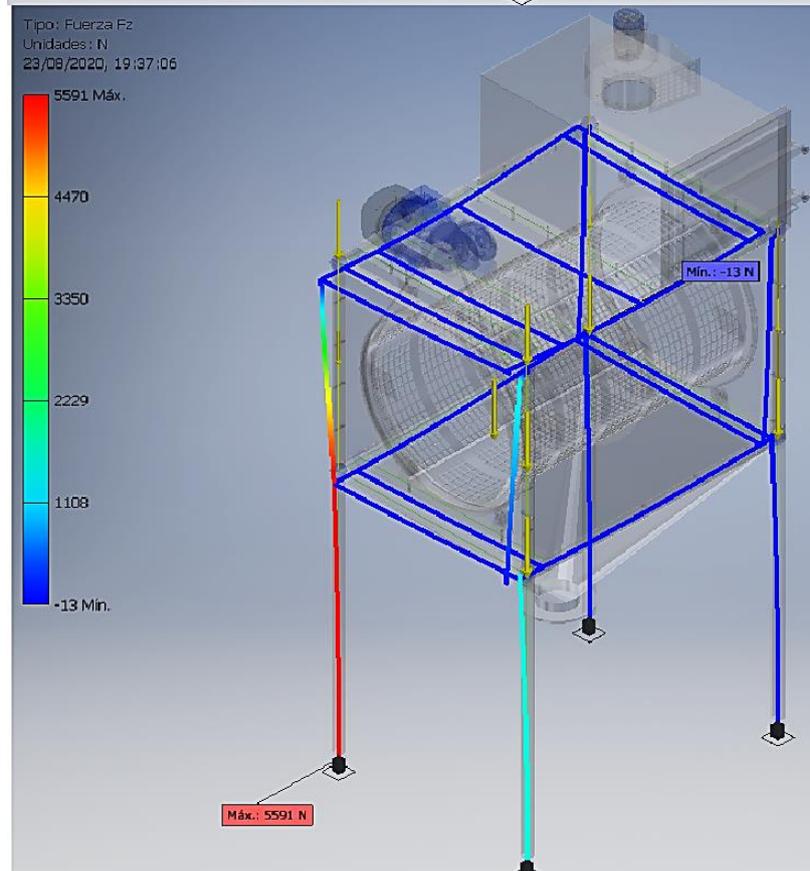
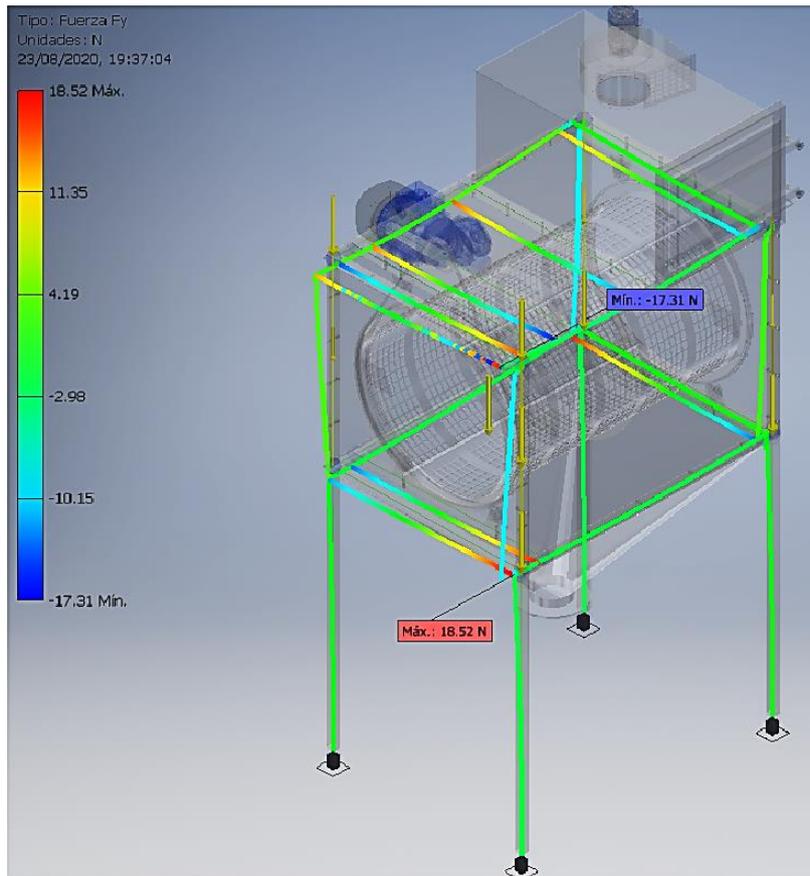


Figura I.26 Fuerza Y, Fuerza Z Tambor giratorio (Inventor 3D, Autores)

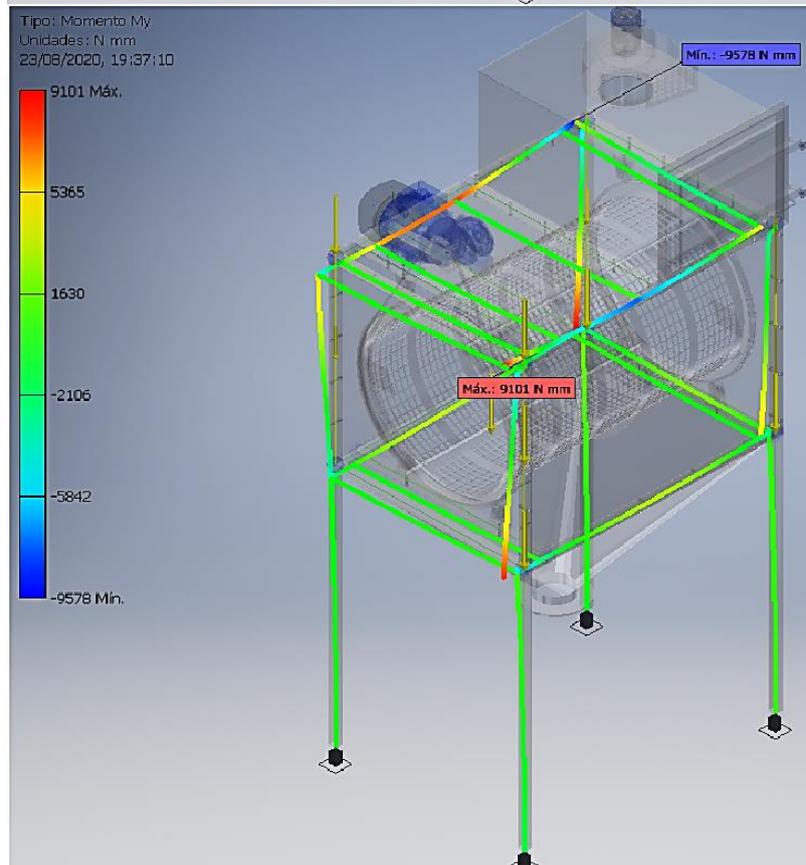
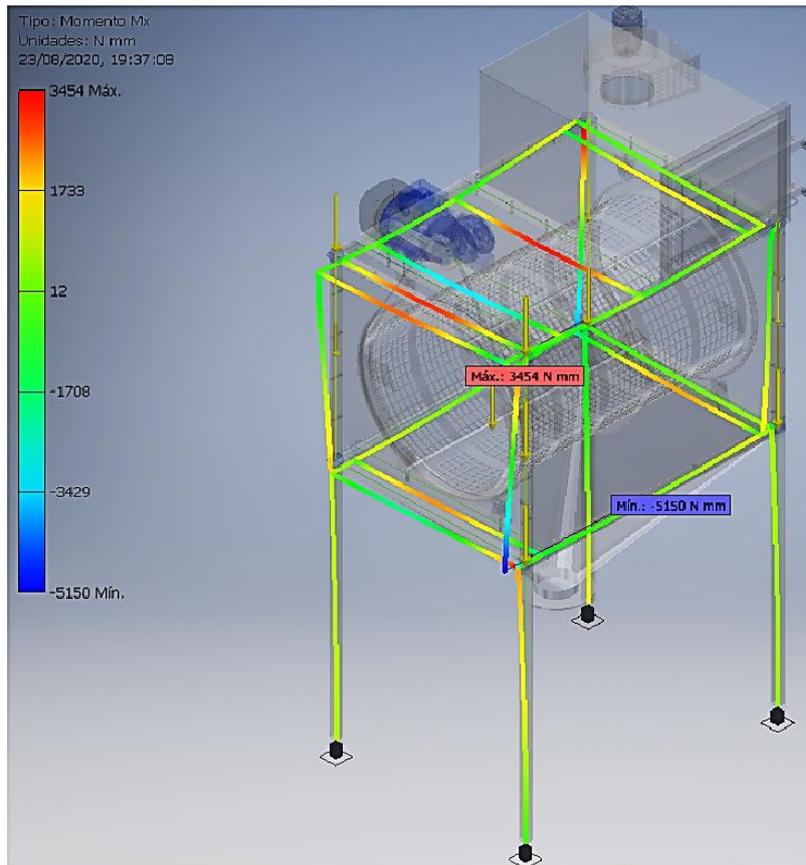


Figura I.27 Momento X, Momento Y Tambor (Inventor 3D, Autores)

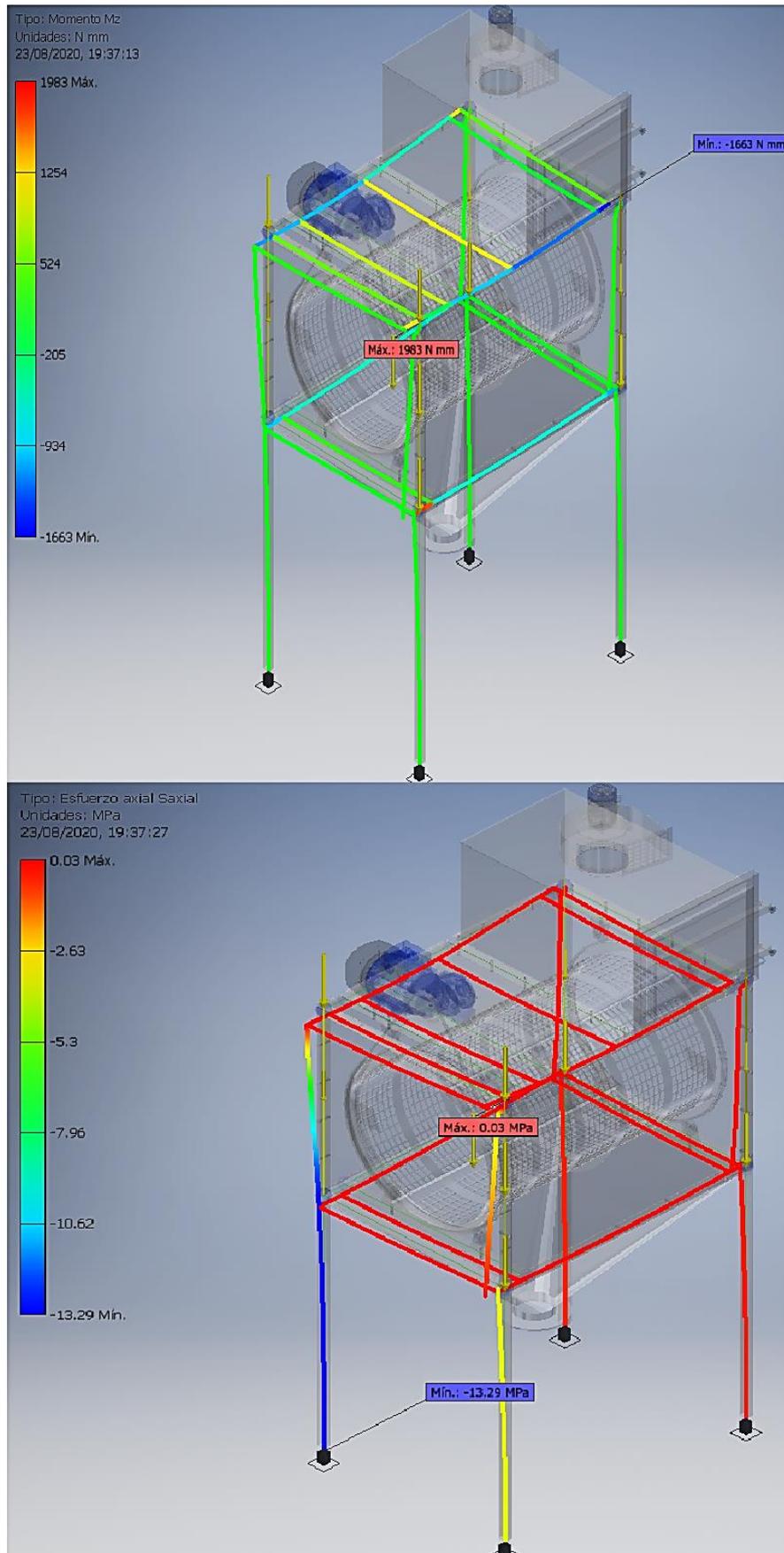


Figura I.28 Momento Z, Esfuerzo axial Tambor (Inventor 3D, Autores)

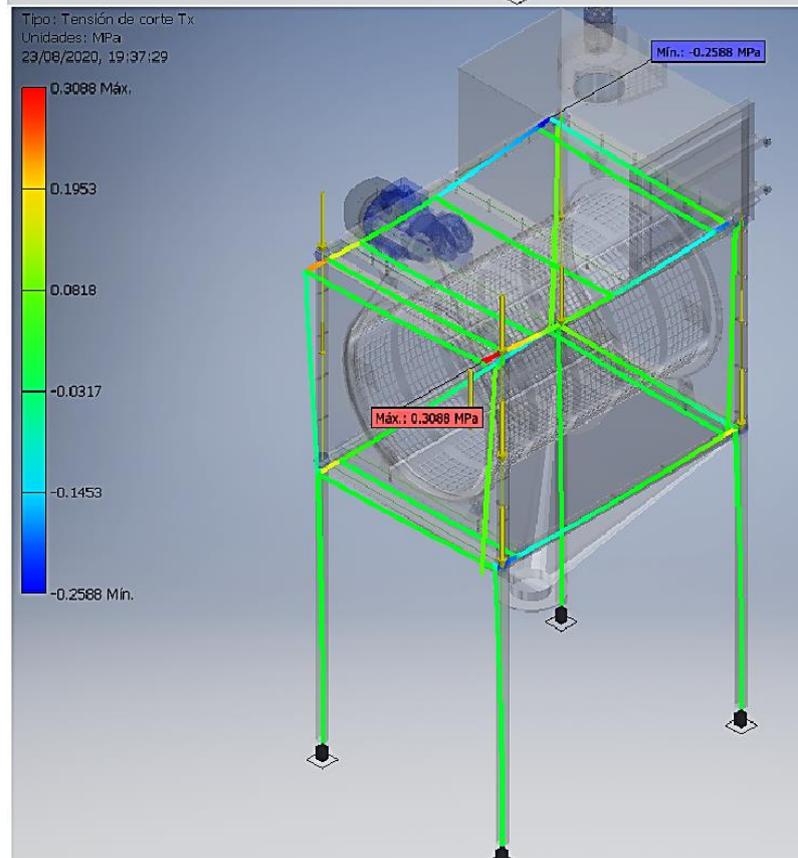
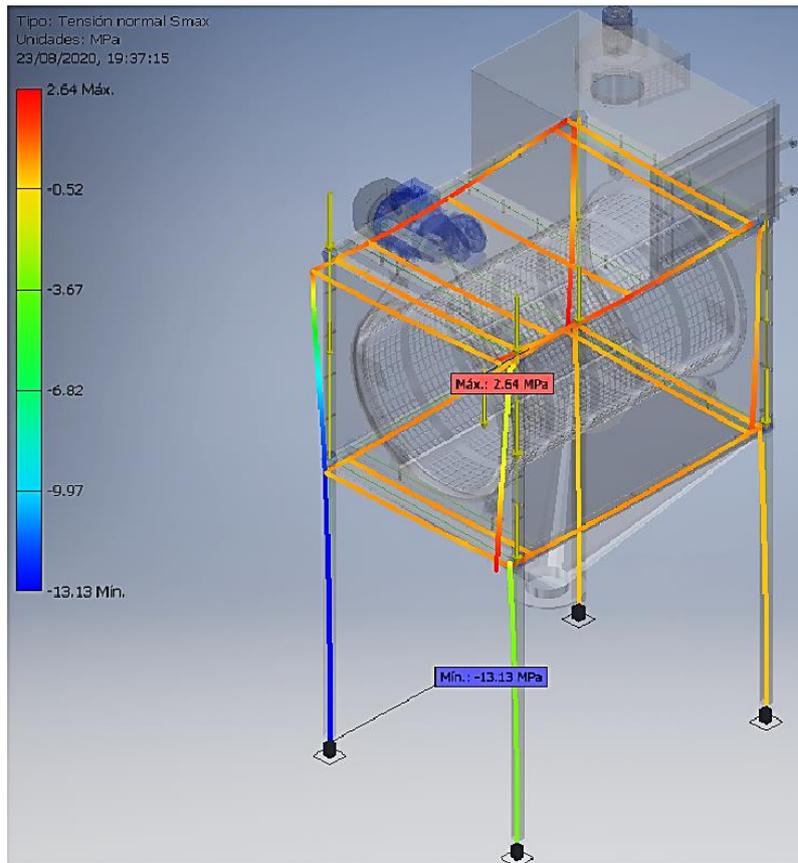


Figura I.29 Tensión normal, Tensión de corte Tambor (Inventor 3D, Autores)

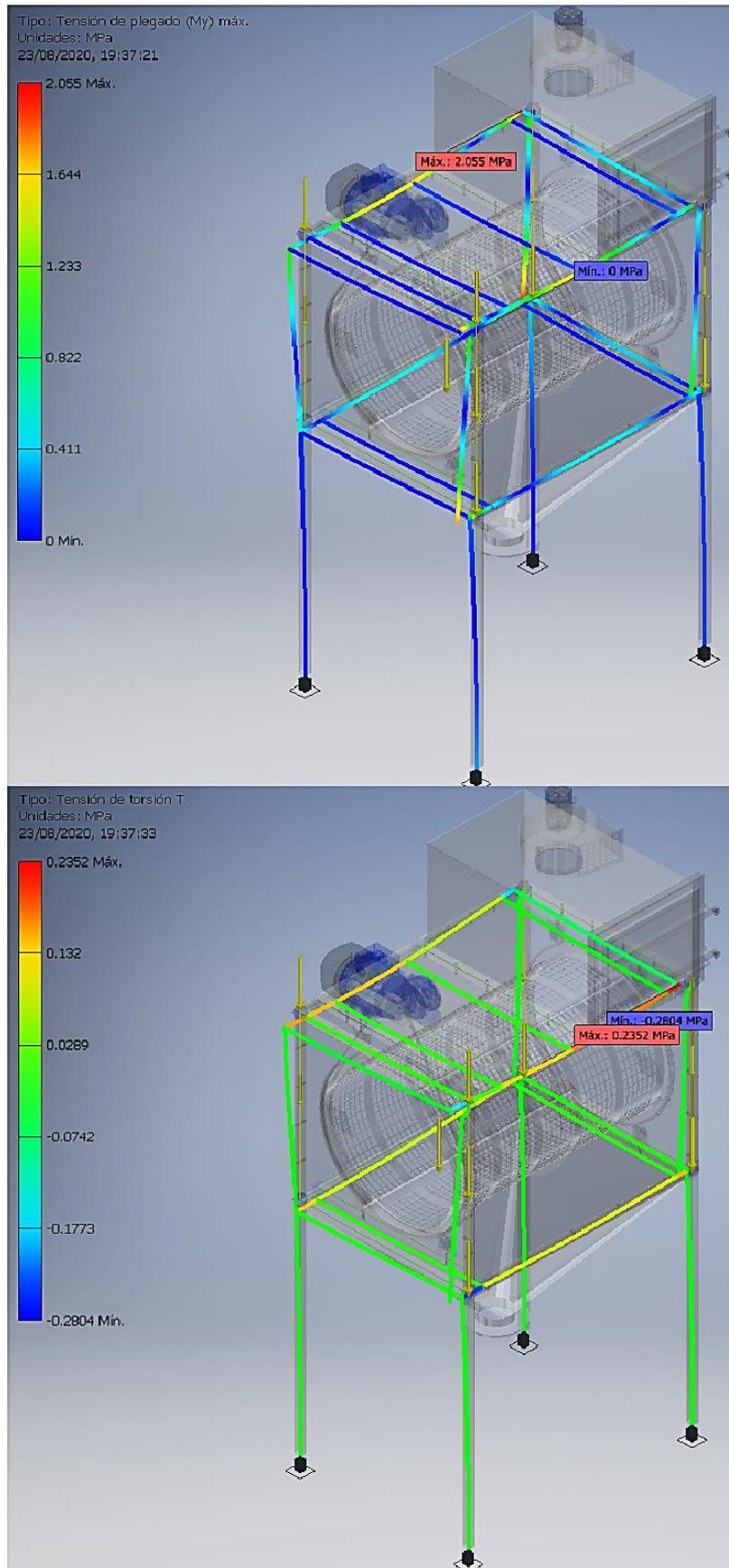


Figura I.30 Tensión de plegado, Torsión Tambor (Inventor 3D, Autores)

IV. CÁLCULO TRANSPORTE NEUMÁTICO

Tabla I.6 Datos transporte neumático de polvos (SOLID SOLUTIONS, 2016)

Depresión [Bar]	0.2	Sobrepresión [Bar]	4
Granulometría [mm]	0.01 – 1	Densidad polvo mortero [kg/m ³]	16
Velocidad producto [m/s]	3 - 15	Velocidad aire [m/s]	5 – 25
Densidad mortero compactado [kg/m ³]	1300	Relación Kg(producto) / Kg(aire)	15 – 30
Densidad aire [kg/m ³]	1.18	Viscosidad cinemática aire [m ² /s]	1.33x10⁻⁵
Fricción mortero	0.60		

Los datos que se muestran son adquiridos desde la página (SOLID SOLUTIONS, 2016) el cual son de utilidad para un sistema neumático de transporte de polvos en fase densa.

Se escogerá una válvula rotativa para el transporte de polvos marca Donaldson (DONALDSON, 2018), como se presenta a continuación.

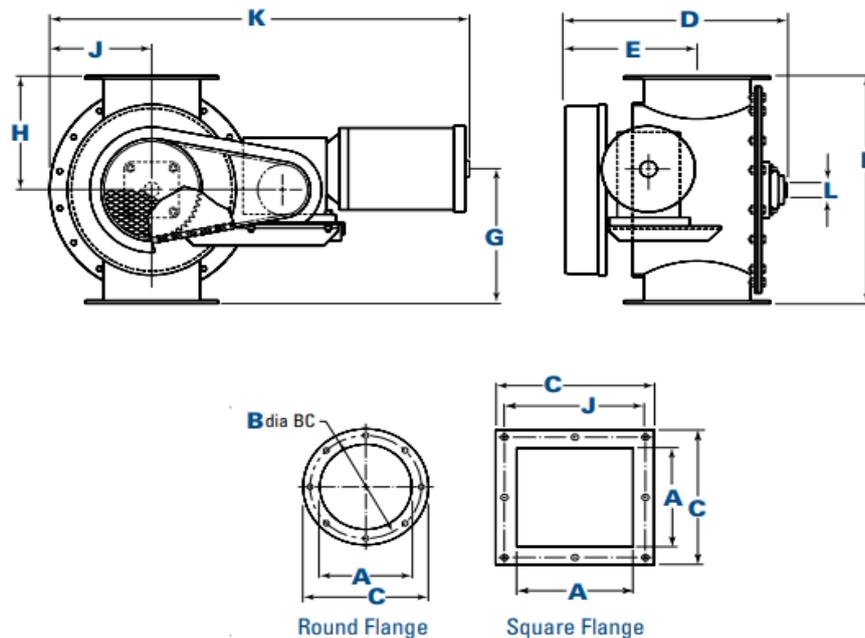


Figura I.31 Válvula rotativa de polvos modelo AN (DONALDSON, 2018)

Tabla I.7 Datos técnicos válvula rotativa (DONALDSON, 2018)

A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L (eje válvula)
-	8	9.3	14.3	8.8	15.0	9.3	7.5	6.8	-	1.2

Tabla I.8 Datos técnicos válvula rotativa (DONALDSON, 2018)

Tamaño [in]	Número agujeros		Válvula [rpm]	Capacidad válvula [m ³ /rev]	Soporte de motor [hp]	Peso aproximado de envío [kg]
	red	cua				
6	8	8	22	5.66x10 ⁻³	1/3 a 1/2	65.77

Se procede a calcular la capacidad de transporte de polvos (ecu.2.12.1)

$$C_{tp} = 22 * 5.66x10^{-3} = 0.124 \left[\frac{m^3}{min} \right] = 2.075x10^{-3} \left[\frac{m^3}{seg} \right]$$

Estableciendo un flujo másico de 1.5 [kg/s], se determina el tiempo de envío de por lo menos un saco de 40[kg] (ecu.2.12.2)

$$t = \frac{40}{1.50} = 26.67 = 27[seg]$$

Con la capacidad y tiempo de envío, se puede determinar el volumen de polvo a contener.

$$vol = 27 * 2.075x10^{-3} = 0.055[m^3]$$

Con la densidad que posee un saco de mortero, se determina cuantos sacos aproximadamente envía la válvula rotativa.

$$peso = 1300 * 0.055 = 72[kg] \text{ alrededor de dos sacos}$$

Se determina la velocidad de aire mínimo, para el transporte de polvos (ecu.2.12.4), considerando una tubería de 3[in] o 0.0762 [m] como diámetro.

$$U_g = \frac{4 * 1.50}{\pi(0.0762)^2 * 16} = 20.60 = 21 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Velocidad deposición (velocidad horizontal con pérdidas) (ecu.2.12.5)

$$U_s = \frac{20.6}{1.2} = 17.1 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Velocidad atascamiento (velocidad vertical con pérdidas) (ecu.2.12.6)

$$U_{ch} = \frac{20.6}{1.15} = 17.9 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Para determinar la velocidad terminal (ecu.2.12.7), se debe determina la rugosidad de tubería, en este caso de acero inoxidable μ : 0.002, (ver Anexos, Tabla G.1)

$$U_t = \frac{17.9}{((0.102 * 0.002) + 1.313)} = 13.61 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Así poder determinar la velocidad de purga (ecu.2.12.8) necesaria para la limpieza de tuberías por posible obstrucción de polvos.

$$U_{purga} = 1.18 * 13.61 = 16.1 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Caída de presión total, para esto se deberá empezar por el cálculo de presión fase gaseosa.

Se calcula el número de Reynolds del aire (ecu.2.12.10), con viscosidad cinemática del aire ya descrita anteriormente.

$$Re = \frac{20.6 * 0.0762}{1.33 \times 10^{-5}} = 117781$$

Fricción de gas (ecu.2.12.11)

$$f_g = 0.3164(117781)^{-0.25} = 0.0171$$

Longitud equivalente (ecu.2.12.13) debido a unión por codos de 90° (soldados), con un factor de pérdida de fricción 0.9 (ver **Anexos, Tabla G.3**) y fricción en tubería de 0.055 (ver **Anexos, Tabla G.2**).

$$L_{eq} = \frac{0.0762 * 0.9}{0.055} = 1.25[m]$$

Longitud total de cañería (ecu.2.12.12)

$$L_{total} = 6.50 + 4.7 + 1.25 = 12.45[m]$$

Caída de presión gaseosa (ecu.2.12.14)

$$\Delta P_{gas} = 0.0171 * \left(\frac{12.45}{0.0762} \right) * \frac{1.18 * (20.60)^2}{2} = 695.8 = 696[Pa]$$

Se debe determina la velocidad de partícula (2.12.15) para luego determinar la caída de presión por aceleración de la partícula de polvo (2.12.16), con un diámetro de partícula de 0.1×10^{-3} [m] y densidad de 16[kg/m³].

$$U_p = 20.60(1 - (0.0637 * (0.1 \times 10^{-3})^{0.3} * (16)^{0.5})) = 20.23 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$\Delta P_{aceleración} = 0.002 * 1.18 * 20.6 * 20.23 = 0.98 = 1[Pa]$$

Para determinar la caída de presión en cañería horizontal (ecu.2.12.18), se debe determinar la caída de presión de gas y caída de presión por fricción de sólido (ecu.2.12.17).

$$\Delta P_{\text{fricción sólido horizontal}} = 0.60 * 0.002 * \left(\frac{6.50}{0.0762}\right) * \frac{1.18(20.6)^2}{2} = 25.5 = \mathbf{26[Pa]}$$

$$\Delta P_{\text{gas horizontal}} = 0.0171 * \left(\frac{6.50}{0.0762}\right) * \frac{1.18(20.6)^2}{2} = \mathbf{363[Pa]}$$

$$\Delta P_{\text{cañería horizontal}} = 26 + 363 = \mathbf{389Pa}$$

Para determinar la caída de presión en cañería vertical (ecu.2.12.21), se debe determinar velocidad partícula (ecu.2.12.19), caída de presión de elevación (ecu.2.12.20), la caída de presión de gas y caída de presión por fricción de sólido.

$$U_p = 20.6 - 13.61 = 7 \left[\frac{m}{s}\right]$$

$$\Delta P_{EP} = 1.18 \left(\frac{20.6}{7}\right) * 0.002 * 4.7 * 9.8 = \mathbf{0.32[Pa]}$$

$$\Delta P_{\text{fricción sólido vertical}} = 0.60 * 0.002 * \left(\frac{4.70}{0.0762}\right) * \frac{1.18(20.60)^2}{2} = \mathbf{18.46[Pa]}$$

$$\Delta P_{\text{gas vertical}} = 0.0171 * \left(\frac{4.70}{0.0762}\right) * \frac{1.18(20.6)^2}{2} = 262.7 = \mathbf{263[Pa]}$$

Caída de presión en cañería vertical (ecu.2.12.21).

$$\Delta P_{\text{cañería vertical}} = 263 + 18.46 + 0.32 = 281.80 = \mathbf{282[Pa]}$$

Finalmente, la caída de presión total para la red de tuberías del sistema de transporte neumático es:

$$\Delta P_{\text{total}} = 696 + 1 + 389 + 282 = 1368 = \mathbf{1.37[kPa]} = \mathbf{0.014[Bar]}$$

Se determina la presión total en la tubería donde viaja el aire antes de suspender a los polvos, sumando la caída de presión y presión dinámica

$$P_{\text{dinámica}} = \frac{1.18 * (20.60)^2}{2} = \mathbf{250.4[Pa]}$$

$$P_{\text{total aire}} = \mathbf{1618.4[Pa]}$$

Se muestra el análisis del transporte neumático por medio del software ANSYS (Fluent) y así verificar que se cumple todas las condiciones ya calculadas.

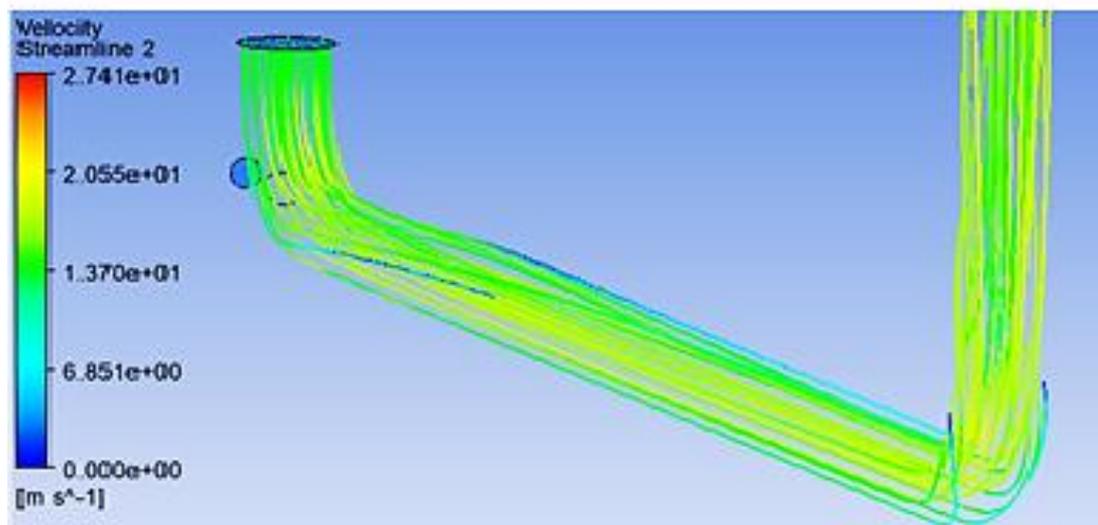
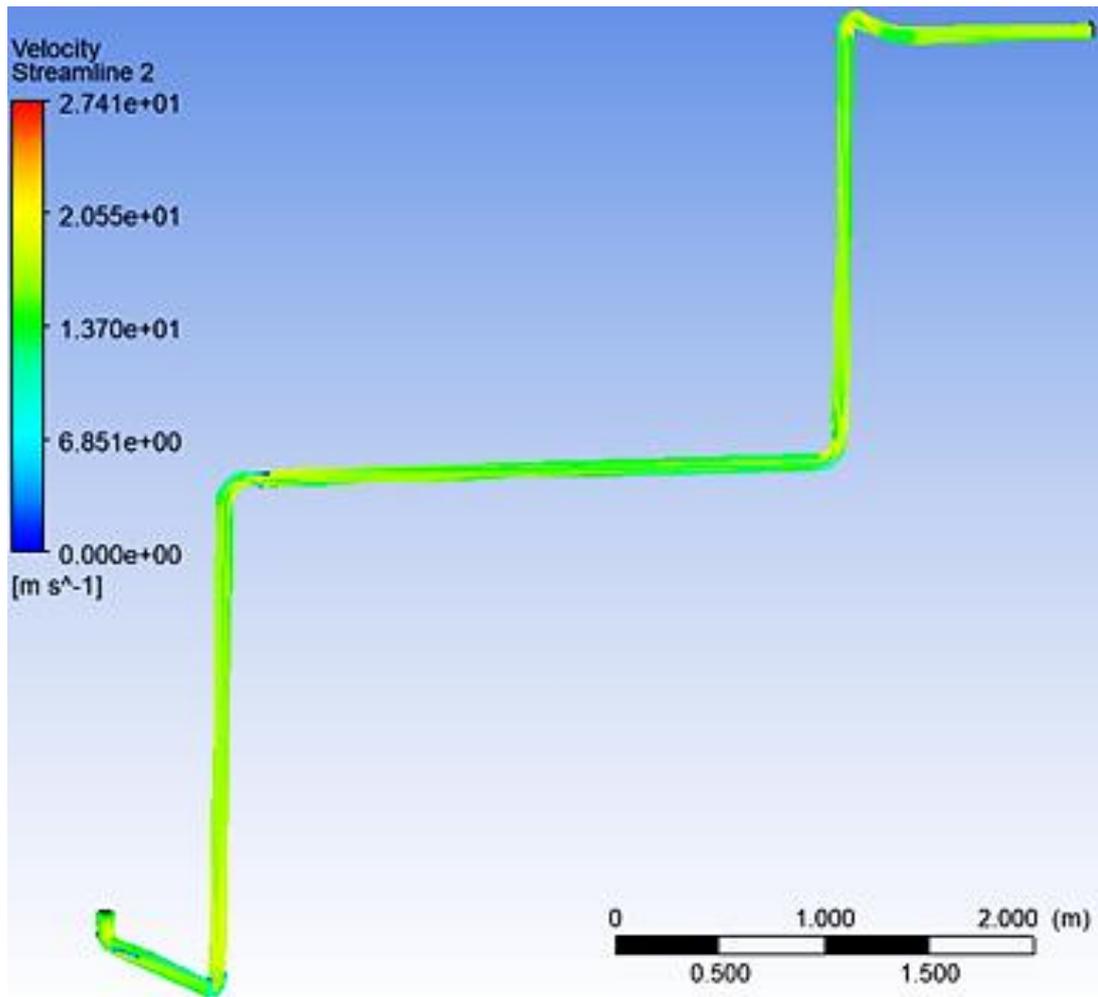


Figura I.32 Líneas de flujo, entrada de polvos (Autores, ANSYS CFD)

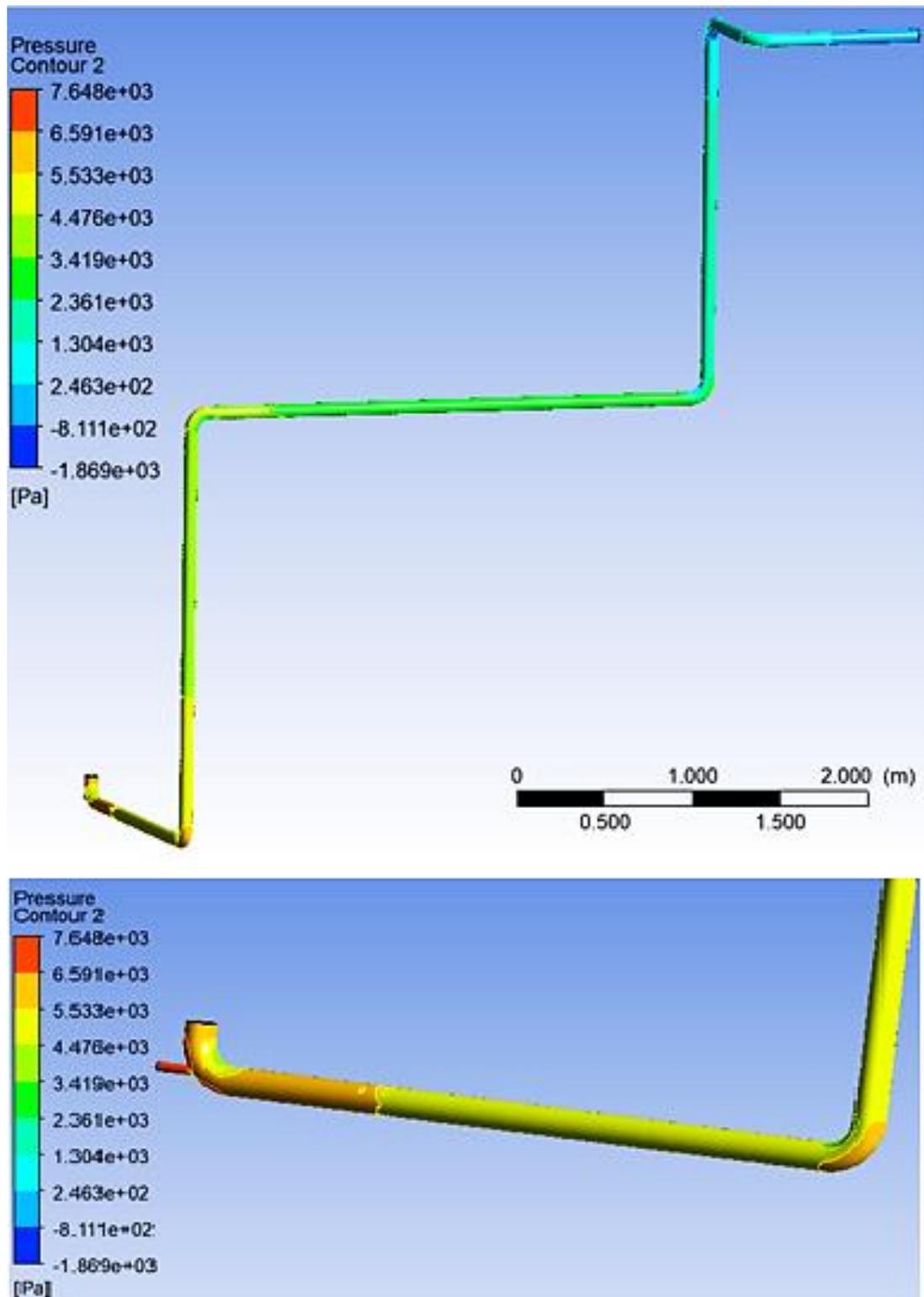


Figura I.33 Presión en tubería (Autores, ANSYS CFD)

V. SELECCIÓN COMPRESIÓN SACOS VACÍOS

En el catálogo de tornillos helicoidales (BEGA, 2008) se escogió el modelo de acero inoxidable ANSI 304 L que se presenta a continuación.

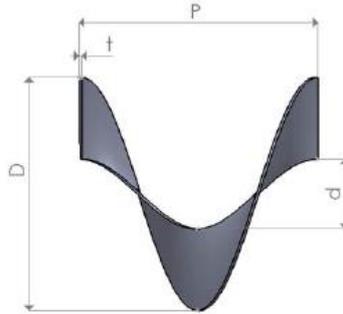


Figura I.34 Perfil tornillo helicoidal sin fin, sin eje (BEGA, 2008)

Tabla I.9 Dimensiones perfil tornillo helicoidal sin eje (BEGA, 2008)

Modelo	Mano	Diámetro del helicoidal [in]	Diámetro nominal [in]	Flecha de unión [in]	Peso [kg]	Espesor de ala [in]
HS-1238I-312	Izquierda	12	3-1/2 (4)	3	6.10	3/8

Con información brindada por (INGEMECÁNICA, 2018a) se puede determinar la velocidad de giro del tornillo helicoidal, dependiendo de la clase de material a ser transportado.

En (ver **Anexos, Tabla H.1**) con un diámetro de tornillo de 12[in] = 300[mm] para materiales de Clase V, que corresponde a materiales abrasivos o en polvo, como es el caso de sacos vacíos de mortero, el tornillo deberá girar a una velocidad de **25[rpm]**.

En el mismo catálogo (BEGA, 2008) se escoge la artesa seccional o conocido como carcasa de tornillo helicoidal con una longitud de 84[cm], se presenta a continuación.

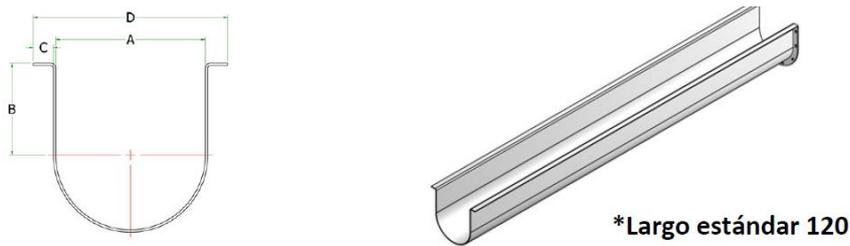


Figura I.35 Perfil de artesa seccional (BEGA, 2008)

Tabla I.10 Dimensiones artesa seccional (BEGA, 2008)

Modelo	Diámetro [in]	Espesor [in]	A [in]	B [in]	C [in]	F [in]
AS-12250U	12	1/4	13	7 - 3/4	2	17 - 1/2

Conociendo la velocidad de giro permisible para el tornillo helicoidal presentado, se escogerá el motor reductor para su funcionamiento.

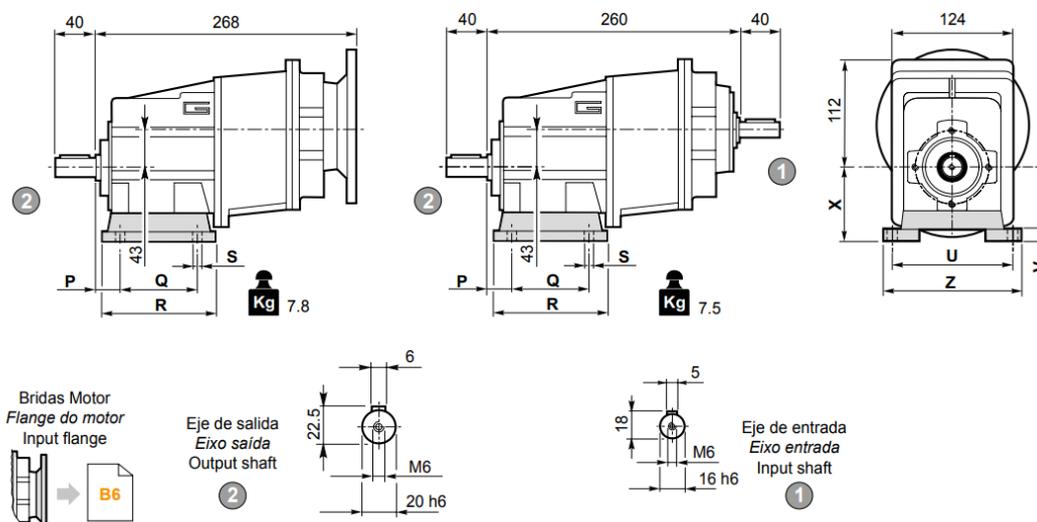


Figura I.36 Dimensiones motor reductor CMG 013 (TRANSTECNO, 2012)

Tabla I.11 Dimensiones motor reductor (TRANSTECNO, 2012)

P [mm]	Q [mm]	R [mm]	S [mm]	U [mm]	V [mm]	X [mm]	Z [mm]	Patás / base	
								Tipo	Peso [kg]
30	165	195	14	135	14	115	170	H115	2.2
35	110	160	14	170	14	120	210	H120	2.6
19.5	149.5	184	14	180	18	130	214	H130	2.9

Tabla I.12 Datos técnicos motor reductor CMG 013 (TRANSTECNO, 2012)

Potencia [kW]	Giro mínimo [rpm]	Torque [Nm]	Factor servicio	Corriente	Modelo
0.25	28	58	2.1	63.22	CMG043

A continuación, se muestra los resultados obtenidos durante la simulación del análisis estático mediante el software INVENTOR 3D.

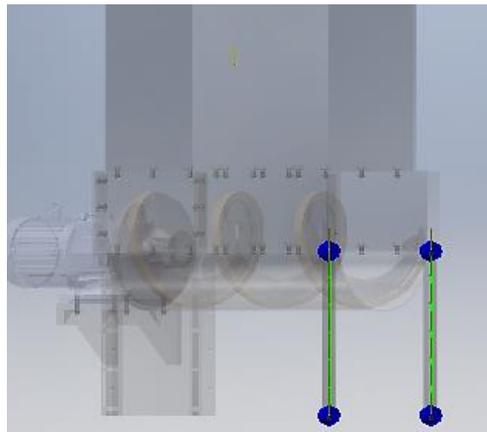


Figura I.37 Cargas aplicadas Tornillo helicoidal (Inventor 3D, Autores)

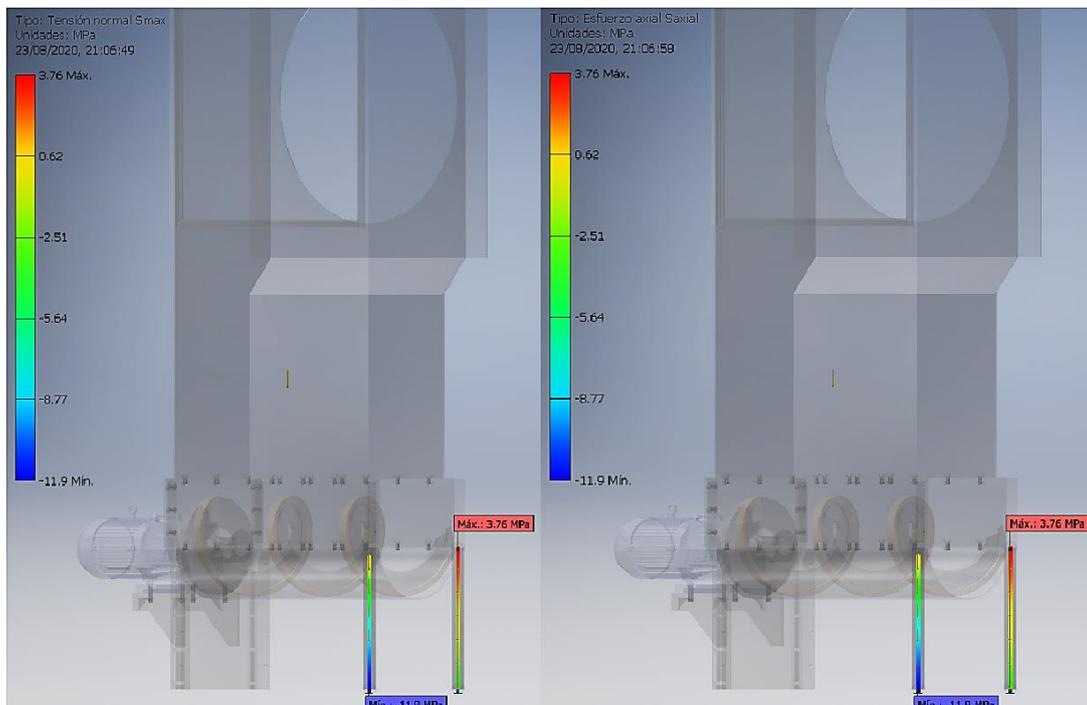


Figura I.38 Tensión normal, Esfuerzo axial (Inventor 3D, Autores)

VI. SELECCIÓN COLECTOR DE POLVOS

Para seleccionar el tipo de colector de polvos, se utilizó la (ver **Anexos, Tabla I.1**) (VENTURY, 2017) para determinar el tipo de contaminante a filtrar, además de conocer el rango de velocidades permisibles. En este caso, se va a tratar con polvos industriales que cuentan con un rango de 17.80 a 20.30 [m/s].

Del catálogo (DONALDSON, 2017) para selección de colectores de polvo, se utilizó el modelo TRB-I con las siguientes especificaciones.

Tabla I.13 Ficha técnica colector de polvos TRB-I (DONALDSON, 2017)

Modelo	Ruido [dBA]	RPM	Diámetro ducto [mm]	Área [m ²]	Caudal		Velocidad [m/s]	Peso [kg]
					CFM	m ³ /s		
TRB-I	75	3500	150	0.01764	670	0.3162	17.92	22

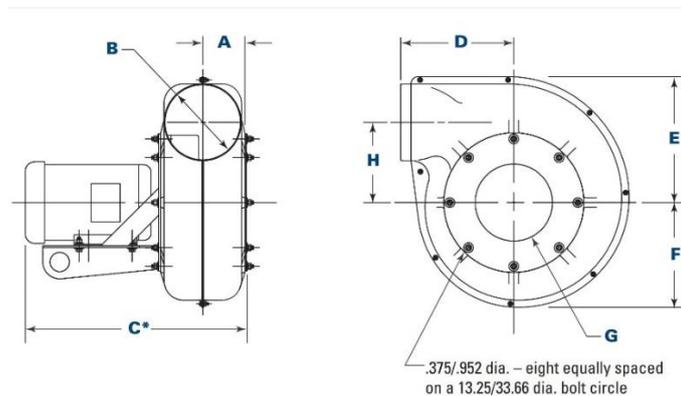


Figura I.39 Colector de polvos TRB-I (DONALDSON, 2017)

Tabla I.14 Dimensiones colector de polvos (DONALDSON, 2017)

A[mm]	B[mm]	C[mm]	D[mm]	E[mm]	F[mm]	G[mm]	H[mm]
137.2	150	350.5	226.1	279.4	236.2	152.4	185.4

Para escoger ese caudal del aire para el funcionamiento del colector de polvos, se utilizó lo siguiente.

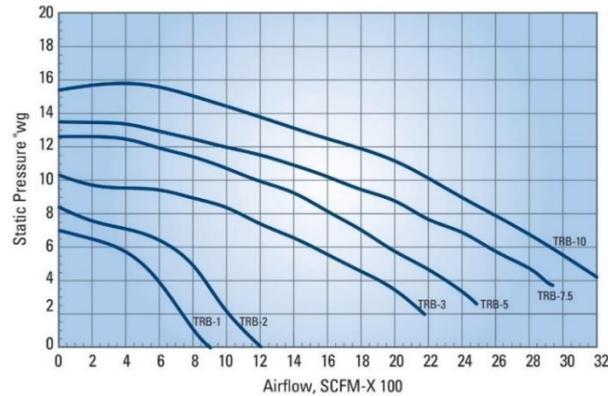


Figura I.40 Curvas para colector de polvos de 60 ciclos (DONALDSON, 2017)

Así mismo se podrá obtener que la presión estática para este modelo de colector a 670 [CFM] es de 2[in wg] = 500[Pa].

Del catálogo (DONALDSON, 2017), se escoge un filtro tipo cartucho FR diseñado para la recolección de polvos, que cuenta con las siguientes especificaciones:



Figura I.41 Filtro cartucho para recolección de polvos (DONALDSON, 2017)

- Tecnología de fibra fina, medios filtrantes sintéticos patentados y duraderos, diámetro medio de fibra de 0.2 micrómetros.
- Modelo TD pequeño con un área filtrante de 5.6 [m²], con altura de pliegue de 50.8 [mm].
- Dimensiones, diámetro de 201.4 [mm] y longitud de 406.4 [mm].

Dado que el área total de la caja del filtro de polvo es de 1.85 [m²] y cuenta con una altura de 50[cm], el filtro seleccionado será más que suficiente para retener las partículas de polvo.

VII. COTIZACIÓN EN WAMGROUP

Se muestra la cotización del sistema rompесacos que dispone (WAMGROUP, México) cuya empresa se dedica al suministro de equipos para el manejo de sólidos a granel, tratamiento de aguas residuales y generación de energía renovable. Esto nos sirvió en el análisis de costos para comparar con el precio de fabricación del sistema en el país.



EXPORT WAMGROUP LLC

Bulk Materials Handling and Processing Equipment

1480NE 131st ste 106
Miami, FL 33161
Tel: 305-573 6766



www.wamlatin.com
www.wamgroup.com

Fernando Tixilima
ERMALO
Guayaquil
Ecuador

COTIZACION: FB-20083101
Fecha: 8/31/2020
Rif:
Contacto: Fabio Beacco
Telefono: (305) 573-6766
Ext: -102
Celular:
Fax: (305) 573-6762
E-MAIL: fabio@wamlatin.com
E-MAIL: info@wamlatin.com

Estimado Fernando ,

Muchas gracias por su solicitud. A continuacion ofrecemos bajo los terminos de condiciones y ventas de EXPORT WAMGROUP LLC los siguientes articulos:

Articulo	Cant.	Descripcion	Valor Unitario	Valor Total
1	1	RSA.1.SX MAQUINA ROMPESACOS AUTOMATICA PARA DESCARGAR 80 A 400 SACOS P/ HORA CONSTRUIDA EN ACERO INOXIDABLE 304 L (PARTES A CONTACTO) INCLUYE TORNILLO TRANSPORTADOR HELICOIDAL <u>SUR-1</u> DE DESCARGA DE PRODUCTO DE 200 MM DE DIAM POR 2000 MM DE LARGO CON MOTOR DE 3HP MODULO DE CORTE ESPECIAL KT Nota : WAM ITALIA	\$ 43,300.00	\$ 43,300.00
				
2	1	PCRSADVECE CAJA DE CONEXIONES ELECTRICAS SEGUN ESTANDARD EUROPEO O AMERICANO Nota : WAM ITALIA	\$ 4,850.00	\$ 4,850.00
				

3	1	KF1RSA100 (OPCIONAL) ESCTRUCTURA DE SOPORTE PARA RSA CON PATAS DE 1000mm DE ALTURA PARA INSTALAR VALVULA ROTATIVA Nota : WAM ITALIA	\$ 1,700.00	\$ 1,700.00
4	1	FPHT5,9 FILTRO COLECTOR DE POLVOS DE TIPO POLIGONAL CON VENTILADOR DE 1.5HP. SUPERFICIE FILTRANTE DE 9 M2, CON POCKETS DE POLYESTER ANTIOLEO ANTIHUMEDAD Nota : WAM ITALIA	\$ 4,800.00	\$ 4,800.00
5	1	NST.1.500 CINTA DE CARGA DE 5 METROS DE LARGO PARA SACOS DE HASTA 450 MM DE ANCHO. MATERIAL: ACERO AL CARBONO INCLUYE MOTOR DE 3 HP, 230/460 VOLTS, 60 HZ Nota : WAM ITALIA	\$ 5,300.00	\$ 5,300.00
6	1	COM.S.1.040 (OPCIONAL) UNIDAD COMPACTADORA DE BOLSAS VACIAS. COMPACTA BOLSAS PARA DISPOSICION FINAL CHUTE DE CONEXION INCLUIDO MATERIAL: ACERO AL CARBONO DIM: 118" X 25" X 31" Peso 340 Kg Nota : WAM ITALIA	\$ 5,750.00	\$ 5,750.00
7	1	RVS.20.10 VALVULA ROTATIVA PARA SISTEMA NEUMATICO CON CONEXION DE 4" (100 MM) DE DIAMETRO	\$ 4,300.00	\$ 4,300.00



EXPORT WAMGROUP LLC

Bulk Materials Handling and Processing Equipment

1480NE 131st ste 106
Miami, FL 33161
Tel: 305-573 6766



www.wamlatin.com
www.wamgroup.com

CAPACIDAD MAXIMA DE 12 M3/H
ENTRADA RECTANGULAR DE 337 MM X 196 MM
ALTURA ENTRE TAPAS 447 MM
CUERPO Y ROTOR CONSTRUIDO EN ACERO AL CARBONO
RECUBRIMIENTO EN CROMO DURO
SIN TIPS
MOTOREDUCTOR DIRECTO
MOTOR DE 0.75 KW, 230/460 V, 60 HZ, 1750 RPM
PESO 172 KG

Nota : TOREX ITALIA

Total

\$ 70,000.00

ANEXOS

A. NORMATIVAS

- ISO 14001; Sistemas de Gestión de Medio Ambiente.
- ISO 9001; Sistemas de Gestión de Calidad.
- ISO 18001; Sistemas de Gestión de la Salud y Seguridad.
- UNE-EN ISO 21183-1:2007; Cintas transportadoras ligeras. Parte 1: Características y aplicaciones principales (ISO 21183-1:2005).
- UNE-EN ISO 583:2007; Cintas transportadoras, espesor total de banda y espesor de los elementos.
- UNE-EN ISO 21181:2013; Cintas transportadoras ligeras. Determinación del módulo de elasticidad relajado.
- UNE-EN ISO 21180:2013; Cintas transportadoras ligeras. Determinación de la resistencia máxima a la tracción.
- UNE-EN ISO 21182:2013; Cintas transportadoras ligeras. Determinación del coeficiente de fricción.
- UNE-EN ISO 505:2018; Cintas transportadoras. Método para la determinación de la resistencia a la propagación de una rasgadura en las cintas transportadoras.
- UNE-EN ISO 21183-2:2018; Cintas transportadoras ligeras. Lista de términos equivalentes.
- ANSI 1020-1050 Material de ejes de acero de bajo carbono, acero estirado en frío o acero laminado en caliente.
- ANSI B106.1M Diseño de ejes de transmisión de potencia.
- ISO 281: 1990 Fórmula de la vida nominal de un rodamiento.
- ISO 5753:1991 Valores para juegos internos de rodamientos radiales.
- INEN 515 Roscas métricas, tolerancias, límites de dimensiones para roscas de tornillo y tuercas calidad media.
- NTE INEN-ISO 1479 Elementos de sujeción.
- DIN 109 Elementos de transmisión, velocidades periféricas, distancia entre ejes para transmisiones por correa trapecial.
- DIN 2211 Poleas para correas trapeciales estrechas, dimensiones, material, comprobación de canales.
- DIN 7719 Correas trapeciales anchas para variadores de velocidad industrial, correas y perfiles de canales de las poleas correspondientes.

- INEN 440 Colores de identificación de cañerías.
- NTP-ISO 2531 Tuberías, conexiones accesorios y juntas para conducciones de fluidos.
- UNE-EN 998 Especificaciones de los morteros para albañearía.
- ANSI/ASHRAE 199-2016 Pruebas de rendimiento para colectores de polvo industriales.
- AWS A5.12 Aplicación de soldadura TIG y MIG.
- 1410 SAL 112: Norma de seguridad en operaciones de soldadura y corte.

B. CINTA TRANSPORTADORA

Tabla I.15 Coeficiente de fricción (FORBO, 2016)

	0, A0, E0, T, U0, P	NOVO	U1, V1, VH
u_T (mesa)	0.33	0.33	0.5
u_R (rodillo)	0.033	0.033	0.033
u_{ST} (acumulación)	0.33	0.33	0.5

Tabla I.16 Factor C1 para tambor motriz (FORBO, 2016)

Recubrimiento de cara interior	V3, V5, U2, A5, E3			V1, U1, UH, U2H, V2H, V5H		
	180°	210°	240°	180°	210°	240°
Tambor acero liso						
Seco	1.5	1.4	1.3	1.8	1.6	1.5
Mojado	3.7	3.2	2.9	5.0	4.0	3.0
Tambor / forro de fricción						
Seco	1.4	1.3	1.2	1.6	1.5	1.4
Mojado	1.8	1.6	1.5	3.7	3.2	2.9

Tabla I.17 Factor C3 para diámetro motriz (FORBO, 2016)

Recubrimiento cara interior	V3, V5, U2, A5, E3	V1, H1, UH
Tambor acero liso		
Seco	25	30
Mojado	50	No recomendable
Tambor / forro fricción		
Seco	25	25
Mojado	30	40

Tabla I.18 Coeficiente de fricción de la banda (INGEMECÁNICA, 2018b)

Superficie Tambor	Sin recubrimiento	Con recubrimiento
Alta adherencia	0.35	0.45
Seca	0.35	0.40
Húmeda	0.20	0.35
Mojada	0.10	0.30

Tabla I.19 Carga de rotura / ancho de banda (Aitor, 2014)

Carga de rotura N/mm	Ancho de banda		
	$\lambda = 20 - 25^\circ$ mm	$\lambda = 30 - 35^\circ$ mm	$\lambda = 45^\circ$ Mm
250	400	-	-
400	400	400	450
500	450	450	500
630	500	500	600
800	500	600	650

Tabla I.20 Peso banda transportadora / área (Aitor, 2014)

Carga rotura de banda [N/mm]	Banda reforzada EP [kg/m ²]
200	2.0
250	2.4
315	3.0
400	3.4
500	4.6
630	5.4
800	6.6

Tabla I.21 Peso y diámetro de rodillos (Aitor, 2014)

Ancho de banda [mm]	Diámetro rodillos [mm]			
	89		108	
	Pprs	Ppri	Pprs	Ppri
400	-	-	-	-
500	4.1	3.7	-	-
650	9.1	6.5	-	-

C. DISEÑO DE EJES

Tabla I.22 Características material ANSI para el eje (J. Keith Nisbet, 2008)

UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia tensión [MPa]	Resistencia fluencia [MPa]
G10100	1010	HR	320	180
		CD	370	300
G10350	1035	HR	500	270
		CD	550	460
G10400	1040	HR	520	290
		CD	590	490

Tabla I.23 Constantes a y b para factor de superficie k_a (J. Keith Nisbet, 2008)

Acabado superficial	Sut, MPa / exponente a	Exponente b
Esmerilado	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Como sale de la forja	272	-0.995

Tabla I.24 Porcentajes para factor de confiabilidad k_e (J. Keith Nisbet, 2008)

Confiabilidad [%]	Variación transformación Z_a
50	0
90	1.288
95	1.645
99	2.326

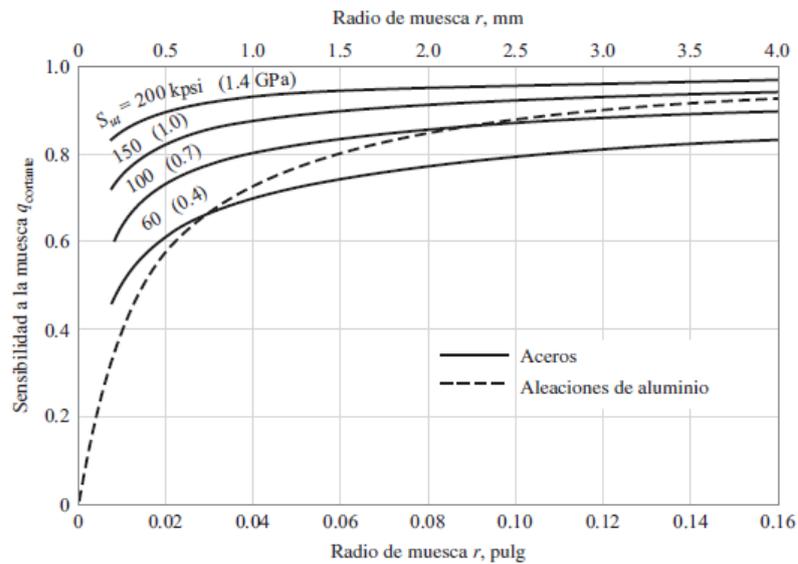


Figura I.42 Sensibilidad a la muesca q (J. Keith Nisbet, 2008)

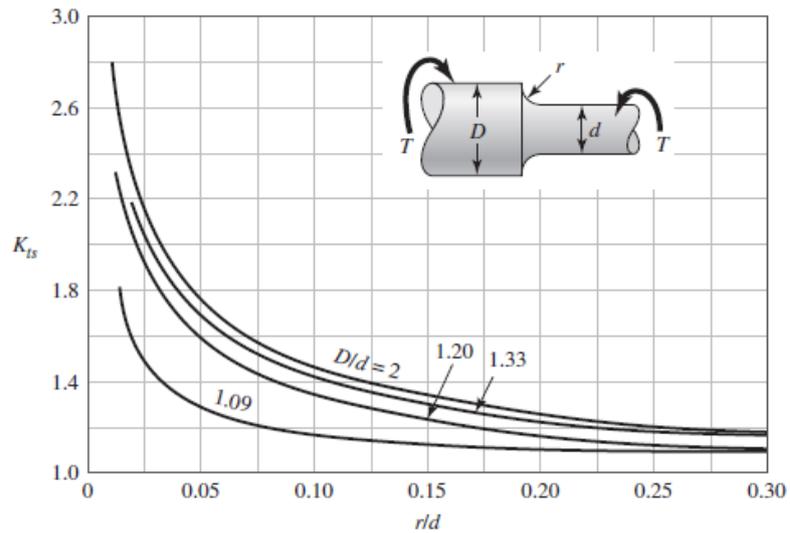


Figura I.43 Concentradores de esfuerzo por torsión (J. Keith Nisbet, 2008)

D. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Tabla I.25 Diseño de vida en horas, bajo aplicaciones estándar (Mott, 2004)

Aplicación	Diseño de vida L_{10} [horas]
Aplicaciones domésticas, aparatos médicos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotora	1500-5000
Equipamiento agrícola, máquinas construcción	3000-6000
Elevadores, ventilador industrial, trituradoras	8000-15000
Motores eléctricos, generadores industriales	20000-30000
Bombas, compresores, maquinaria textil	40000-60000
Equipamientos continuos / 24 horas operación	100000-200000

E. DISEÑO Y SELECCIÓN DE PERNOS

Tabla I.26 Diámetro y área de rosca para paso grueso (J. Keith Nisbet, 2008)

Diámetro nominal [mm]	Paso [mm]	Área esfuerzo tensión [mm ²]	Área diámetro menor [mm ²]
8	1.25	36.6	32.8
10	1.50	58.0	52.3
12	1.75	84.3	76.3
14	2	115	104
16	2	157	144
20	2.5	245	225

Uniones: rigidez del sujetador

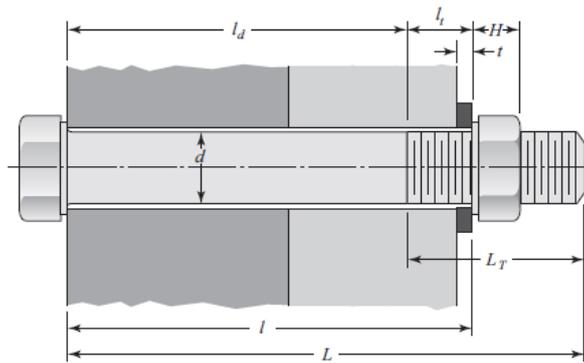


Figura I.44 Unión atornillada simple (J. Keith Nisbet, 2008)

Tabla I.27 Parámetros de rigidez de materiales (J. Keith Nisbet, 2008)

Material usado	Relación de Poisson	Módulo elasticidad [GPa]
Acero	0.291	207
Aluminio	0.334	71
Cobre	0.326	119
Hierro fundido gris	0.211	100

Resistencia del perno

Tabla I.28 Resistencia del perno (J. Keith Nisbet, 2008)

Clase	Intervalo tamaños	Resistencia prueba [MPa]	Resistencia tensión [MPa]	Resistencia fluencia [MPa]	Material
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero bajo/medio carbono
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero bajo/medio carbono
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero bajo/medio carbono

Dimensiones de pernos, tornillos, roscas y arandelas

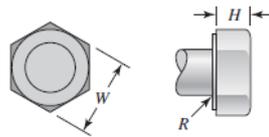


Figura I.45 Dimensiones de pernos (J. Keith Nisbet, 2008)

Tabla I.29 Dimensiones pernos cabeza y hexagonal (J. Keith Nisbet, 2008)

Tamaño [mm]	Cuadrada		Hexagonal regular			Hexagonal pesada			Hexagonal estructural		
	W	H	W	H	R	W	H	R	W	H	R
M5	8	3.58	8	3.58	0.2	-	-	-	-	-	-
M6	-	-	10	4.38	0.3	-	-	-	-	-	-
M8	-	-	13	5.68	0.4	-	-	-	-	-	-
M10	-	-	16	6.85	0.6	-	-	-	-	-	-
M12	-	-	18	7.95	0.6	21	7.95	0.6	-	-	-
M14	-	-	21	9.25	0.6	24	9.25	0.6	-	-	-
M16	-	-	24	10.75	0.6	27	10.75	0.6	27	10.75	0.6
M20	-	-	30	13.40	0.8	34	13.40	0.8	34	13.40	0.8

Tabla I.30 Dimensiones tornillo cabeza hexagonal (J. Keith Nisbet, 2008)

Tamaño [mm]	Radio filete	Prisionero W	Pesado W	Altura H
M5	0.2	8	-	3.65
M6	0.3	10	-	4.15
M8	0.4	13	-	5.50
M10	0.4	16	-	6.63
M12	0.6	18	21	7.76
M14	0.6	21	24	9.09

Tabla I.31 Dimensiones roscas hexagonal (J. Keith Nisbet, 2008)

Tamaño [mm]	Ancho W	Altura H		
		Hexagonal regular	Gruesa ranurada	Contratuerca
M5	8	4.7	5.1	2.7
M6	10	5.2	5.7	3.2
M8	13	6.8	7.5	4.0
M10	16	8.4	9.3	5.0
M12	18	10.8	12.0	6.0
M14	21	12.8	14.1	7.0

Tabla I.32 Dimensiones de arandelas métricas sencillas (J. Keith Nisbet, 2008)

Tamaño [mm]	D. interior	D. exterior	Espesor
8N	8.90	18.80	2.30
10N	10.85	20.00	2.30
12N	13.30	25.40	2.80
14N	15.25	28.00	2.80
16N	17.25	32.00	3.50
20N	21.80	39.00	4.00

Uniones a tensión: carga externa

Tabla I.33 Valores relativos de rigidez (J. Keith Nisbet, 2008)

Agarre del perno [in]	Rigidez [lbf/pulg]			
	kb	km	C	1 - C
2	2.57	12.69	0.168	0.832
3	1.79	11.33	0.136	0.864
4	1.37	10.63	0.114	0.886

Carga por fatiga de uniones a tensión

Tabla I.34 Factores de concentrador de esfuerzo (J. Keith Nisbet, 2008)

Grado métrico	Rosca laminada	Rosca cortada	Filete
3.6 a 5.8	2.2	2.8	2.1
6.6 a 10.9	3.0	3.8	2.3

Tabla I.35 Resistencia a la fatiga de pernos y tornillos (J. Keith Nisbet, 2008)

Clase	Intervalo tamaño	Resistencia fatiga [MPa]
ISO 8.8	M16 a M36	129
ISO 9.8	M1.6 a M16	140
ISO 10.9	M5 a M36	162
ISO 12.9	M1.6 a M36	190

F. SISTEMA DESEMPOLVADO PROPIO

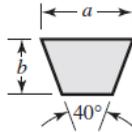


Figura I.46 Sección de banda en V estándar (J. Keith Nisbet, 2008)

Tabla I.36 Secciones de banda en V, diámetro y potencia (J. Keith Nisbet, 2008)

Tipo	a [in]	b [in]	Diámetro de polea [in]	Intervalo de potencia [hp]
A	1 / 2	11 / 32	3.0	1 / 4 a 10
B	21 / 32	7 / 16	5.4	1 a 25

Tabla I.37 Longitud de banda L (J. Keith Nisbet, 2008)

Tipo	Longitud banda L [in]
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270

Tabla I.38 Dimensiones conversión de longitud (J. Keith Nisbet, 2008)

Tipo Banda	A	B
Cantidad por sumar	1.3	1.8

Tabla I.39 Potencias tabuladas de bandas en V (J. Keith Nisbet, 2008)

Tipo de Banda	Diámetro polea [in]	Velocidad banda [pie/min]	
		1000	2000
B	5	1.44	2.33
	5.4	1.59	2.62
	5.8	1.72	2.87
	6.2	1.82	3.09
	6.6	1.92	3.29
	7.0 y mayor	2.01	3.46

Tabla I.40 Factor de corrección del ángulo de contacto K1 (J. Keith Nisbet, 2008)

$\frac{D-d}{c}$	K1	
	VV	Plana en V
0.60	0.91	0.83
0.70	0.89	0.84
0.80	0.87	0.85
0.90	0.85	0.85
1.00	0.82	0.82
1.10	0.80	0.80
1.20	0.77	0.77

Tabla I.41 Factor de corrección de longitud de banda K2 (J. Keith Nisbet, 2008)

Factor longitud	Longitud nominal de banda [in]	
	Tipo A	Tipo B
0.85	Hasta 35	Hasta 46
0.90	38-46	48-60
0.95	48-55	62-75
1.00	60-75	78-97
1.05	78-90	105-120
1.10	96-112	128-144

Tabla I.42 Factores de servicio Ks para banda en V (J. Keith Nisbet, 2008)

Máquina impulsora	Par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme
Uniforme	1 a 1.2	1.1 a 1.3
Impacto ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Impacto medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Impacto pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

Tabla I.43 Algunos parámetros de bandas en V (J. Keith Nisbet, 2008)

Sección / Tipo	Kb	Kc
A	220	0.561
B	576	0.965

Tabla I.44 Parámetros de durabilidad para bandas en V (J. Keith Nisbet, 2008)

Sección / Tipo	10^8 a 10^9 picos de fuerza	
	K	b
A	674	11.089
B	1193	10.926

G. TRANSPORTE NEUMÁTICO DE POLVOS

Tabla I.45 Rugosidad para tuberías comerciales (Yunus. Cengel, 2006)

Material	Rugosidad μ	
	ft	mm
Concreto	0.003 - 0.03	0.9 - 9
Duela de madera	0.0016	0.5
Hule alisado	0.000033	0.01
Cobre o latón	0.000005	0.0015
Hierro fundido	0.00085	0.26
Hierro galvanizado	0.0005	0.15
Hierro forjado	0.00015	0.046
Acero inoxidable	0.000007	0.002
Acero comercial	0.00015	0.045

Tabla I.46 Factor de fricción para tuberías lisas (Yunus. Cengel, 2006)

Rugosidad relativa μ/D	Factor fricción f
0.0	0.0119
0.00001	0.0119
0.0001	0.0134
0.0005	0.0172
0.001	0.0199
0.005	0.0305
0.01	0.0380
0.05	0.0716

Tabla I.47 Coeficientes de pérdidas KI para flujos turbulento (Yunus. Cengel, 2006)

Codo suave 90° embridado	Codo suave 90° roscado	Codo esquinado 90° (sin álabes)	Codo esquinado 90° (con álabes)
0.3	0.9	1.1	0.2
Codo 45° roscado	Codo de retorno 180° embridado	Codo retorno 180° roscado	Conexión en T (derivado) embridado
0.4	0.2	1.5	1.0

H. SELECCIÓN COMPRESIÓN SACOS VACÍOS

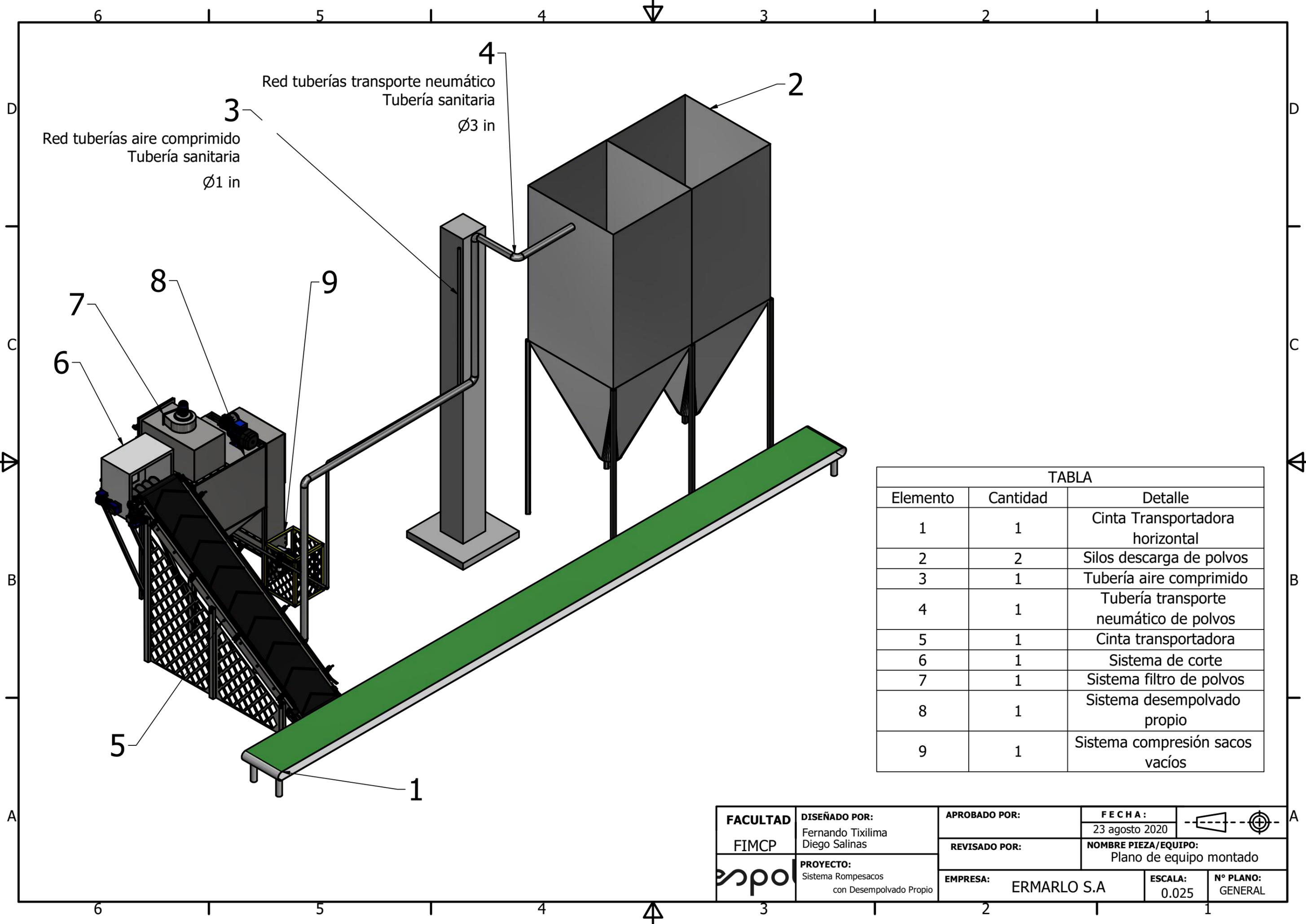
Tabla I.48 Velocidad de giro para tornillo helicoidal (INGEMECÁNICA, 2018a)

Diámetro tornillo [mm]	Velocidad máxima (rpm) según material a transportar				
	Clase I	Clase II	Clase III	Clase IV	Clase V
100	180	120	90	70	30
200	160	110	80	65	30
300	140	100	70	60	25
400	120	90	60	55	25
500	100	80	50	50	25

I. SELECCIÓN COLECTOR DE POLVOS

Tabla I.49 Rango velocidad colector de polvos (VENTURY, 2017)

Tipo de contaminante	Velocidad [FPM]	Velocidad [m/s]	Ejemplos típicos
Vapores y humos	1000 - 2000	5.10 – 10.20	Vapores solventes
Neblinas	2000 – 2500	10.20 – 12.70	Soldadura
Polvos finos	2500 – 3000	12.70 – 15.25	Talcos
Polvos secos	3000 – 4000	15.25 – 20.30	Polvo algodón
Polvos industriales	3500 – 4000	17.80 – 20.30	Polvo de granito
Polvos pesados	4000 – 4500	20.30 – 22.90	Polvo Sand Blasting
Polvos pesados húmedos	4500 y más	22.90 y más	Polvo cemento húmedo



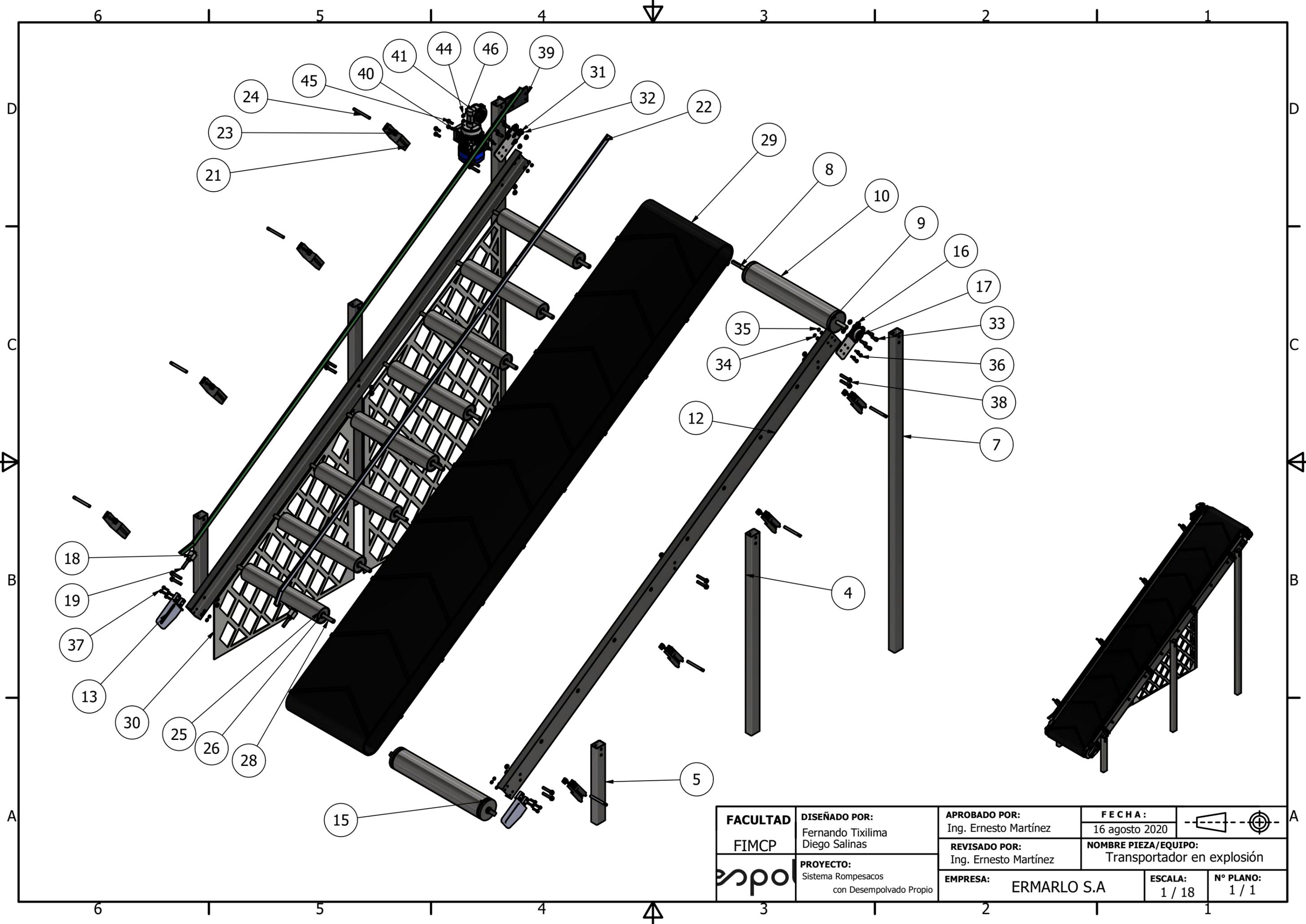
Red tuberías transporte neumático
Tubería sanitaria
Ø3 in

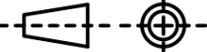
Red tuberías aire comprimido
Tubería sanitaria
Ø1 in

TABLA

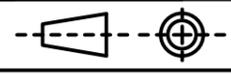
Elemento	Cantidad	Detalle
1	1	Cinta Transportadora horizontal
2	2	Silos descarga de polvos
3	1	Tubería aire comprimido
4	1	Tubería transporte neumático de polvos
5	1	Cinta transportadora
6	1	Sistema de corte
7	1	Sistema filtro de polvos
8	1	Sistema desempolvado propio
9	1	Sistema compresión sacos vacíos

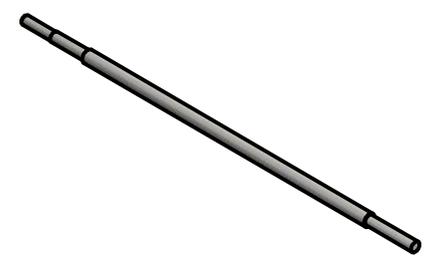
FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR:	FECHA: 23 agosto 2020	
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR:	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Plano de equipo montado	
	EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 0.025	N° PLANO: GENERAL	



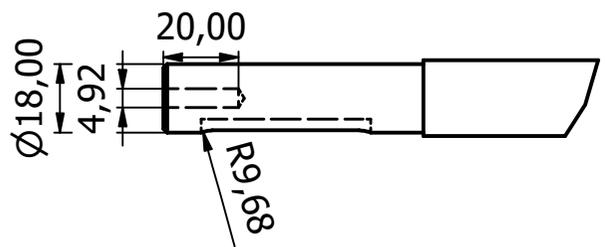
FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 16 agosto 2020	
		PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	
EMPRESA: ERMARLO S.A		ESCALA: 1 / 18	N° PLANO: 1 / 1	

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
4	2	Perfil 70x50x3 - 1380	acero estructural
5	2	Perfil 70x50x3 - 530	acero estructural
7	2	Perfil 70x50x3 - 2200	acero estructural
8	1	Eje para rodillo motriz	AISI 1040 HR
10	1	Cilindro hueco	rodillo motriz
12	2	Viga C 130x45 - 3220	acero estructural
13	2	Placa soporte	segundo rodillo motriz
15	1	Segundo rodillo motriz	AISI 1040
16	2	Placa soporte	rodillo motriz
17	2	Chumacera de pared	rodillo motriz
18	2	Mango tornillo cabeza hexagonal	
19	2	Perno cabeza hexagonal M14 x 110	
20	4	Tuerca hexagonal M14	
21	8	Sujetador barras laterales	
22	2	Barras laterales	
23	8	Tornillo para sujetador barras laterales	
24	8	Acople sujetador barras laterales	
25	8	Cilindro hueco	rodillos auxiliares
26	16	Rodamiento de bolas rígidas	SKF 6108
28	8	Eje para rodillo auxiliar	AISI 1018
29	1	Banda de goma con relieve V	
30	1	Malla galvanizada diámetro alambre 2.7mm	
31	32	Arandelas planas M12	
32	20	Tuerca hexagonal M12	
33	8	Perno cabeza hexagonal M12 x 30	
34	32	Arandelas planas M8	
35	16	Tuercas hexagonales M8	
36	8	Pernos cabeza hexagonal M8 x 20	
37	8	Pernos cabeza hexagonal M8 x 35	
38	12	Pernos cabeza hexagonal M12 x 70	
39	1	Placa soporte motorreductor	
40	1	Motor eléctrico FAMA	
41	1	Reductor FAMA 25rpm	
44	8	Arandelas plana M10	
45	4	Perno hexagonal M10x30	
46	4	Tuerca hexagonal M10	

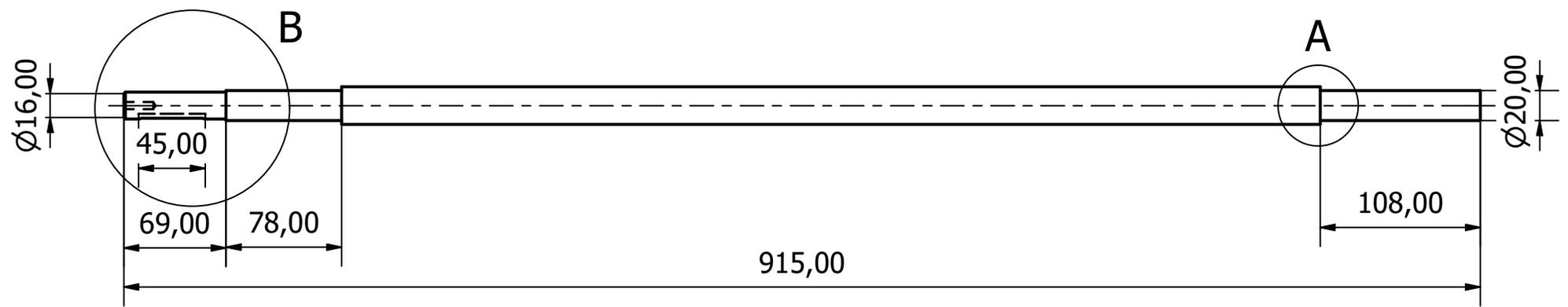
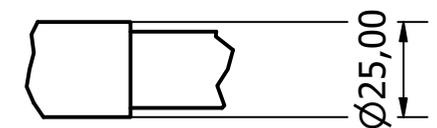
FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 16 agosto 2020	
		PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	
		EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: N / A	Nº PLANO: 2 / 1



B (1 : 2)



A (1 : 2)



Nota: Eje de acero 4340
peso 3.13kg

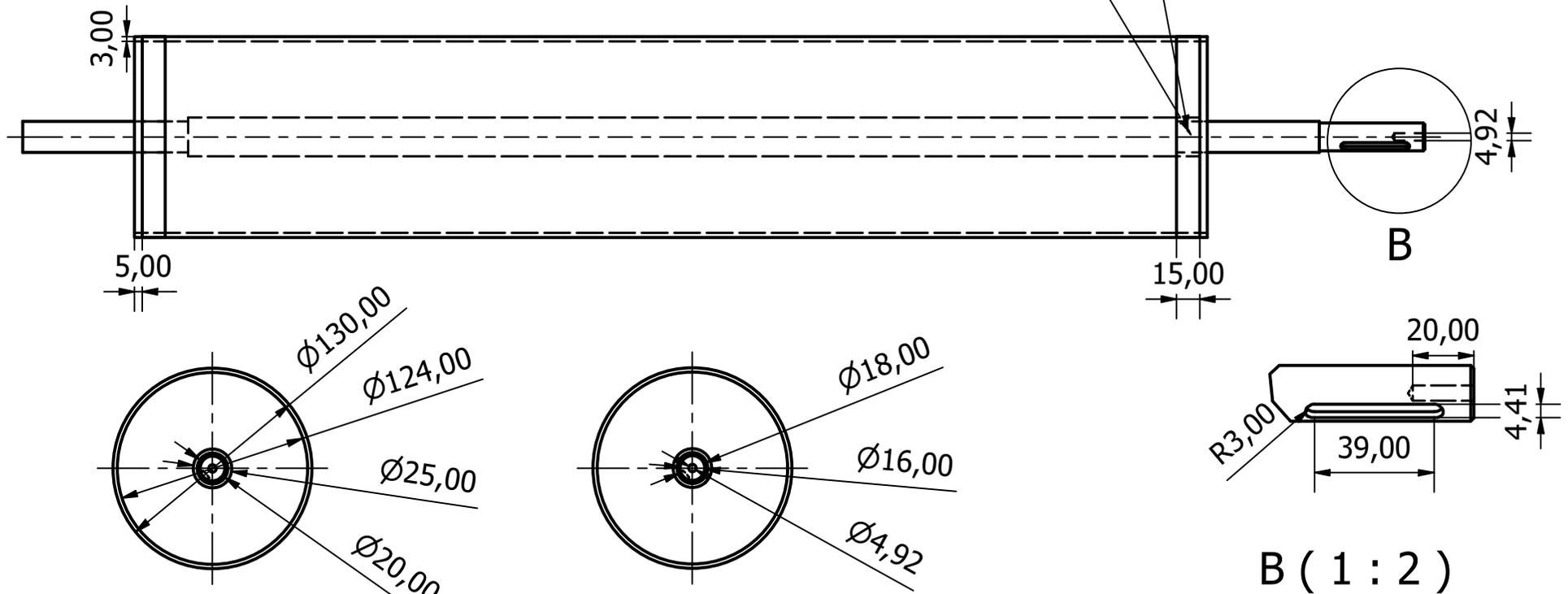
FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 16 agosto 2020	
		PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	
EMPRESA: ERMARLO S.A		ESCALA: 1 : 4	Nº PLANO: 3 / 1	



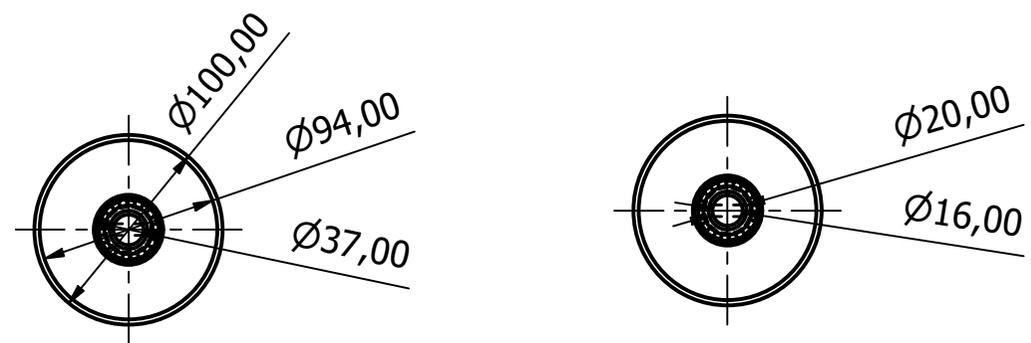
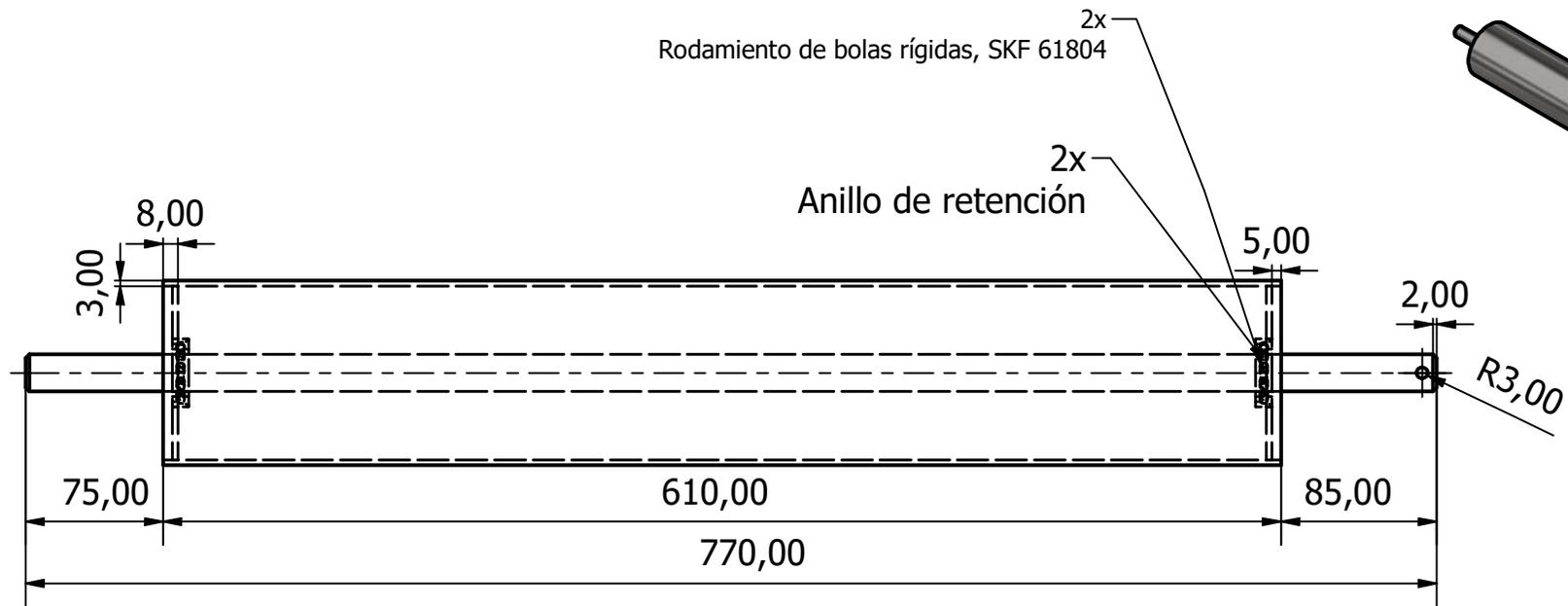
Nota: Rodillo metálico, recubrimiento de goma
 Eje AISI 1040 rolado en caliente
 peso 12.76kg

Rodamiento de bolas rígidas SKF 61804

2x Anillo retención

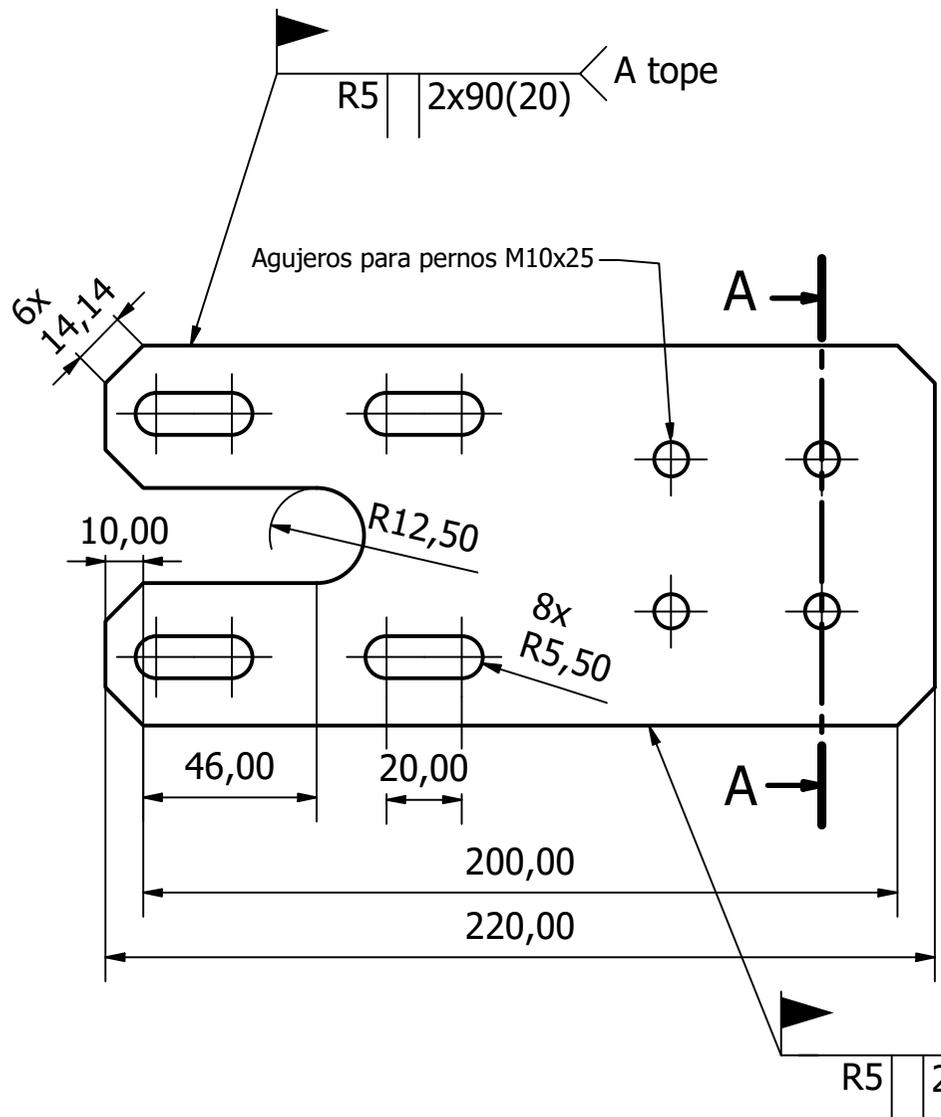
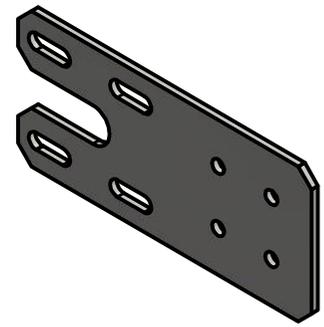


FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 16 agosto 2020	
		PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	
EMPRESA: ERMARLO S.A		ESCALA: 1 : 4	N° PLANO: 4 / 1	

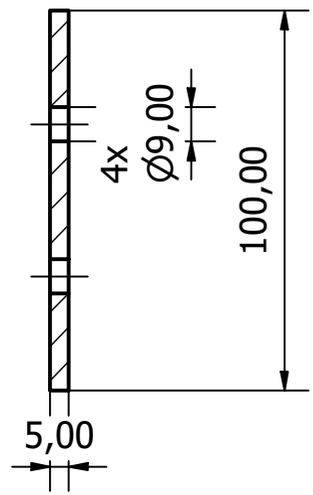


Nota: Rodillo acero inoxidable, recubrimiento de goma
peso 6.61kg

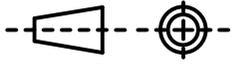
FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 16 agosto 2020	
		PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	
		EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 1 : 4	Nº PLANO: 5 / 1

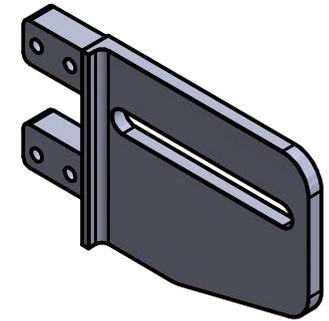
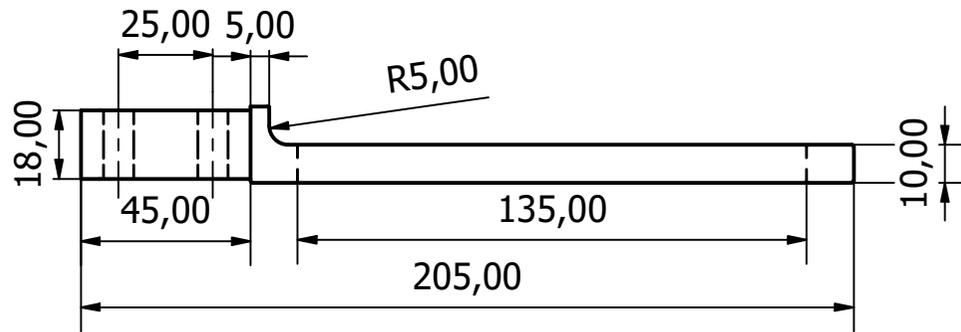


A-A (1 : 2)

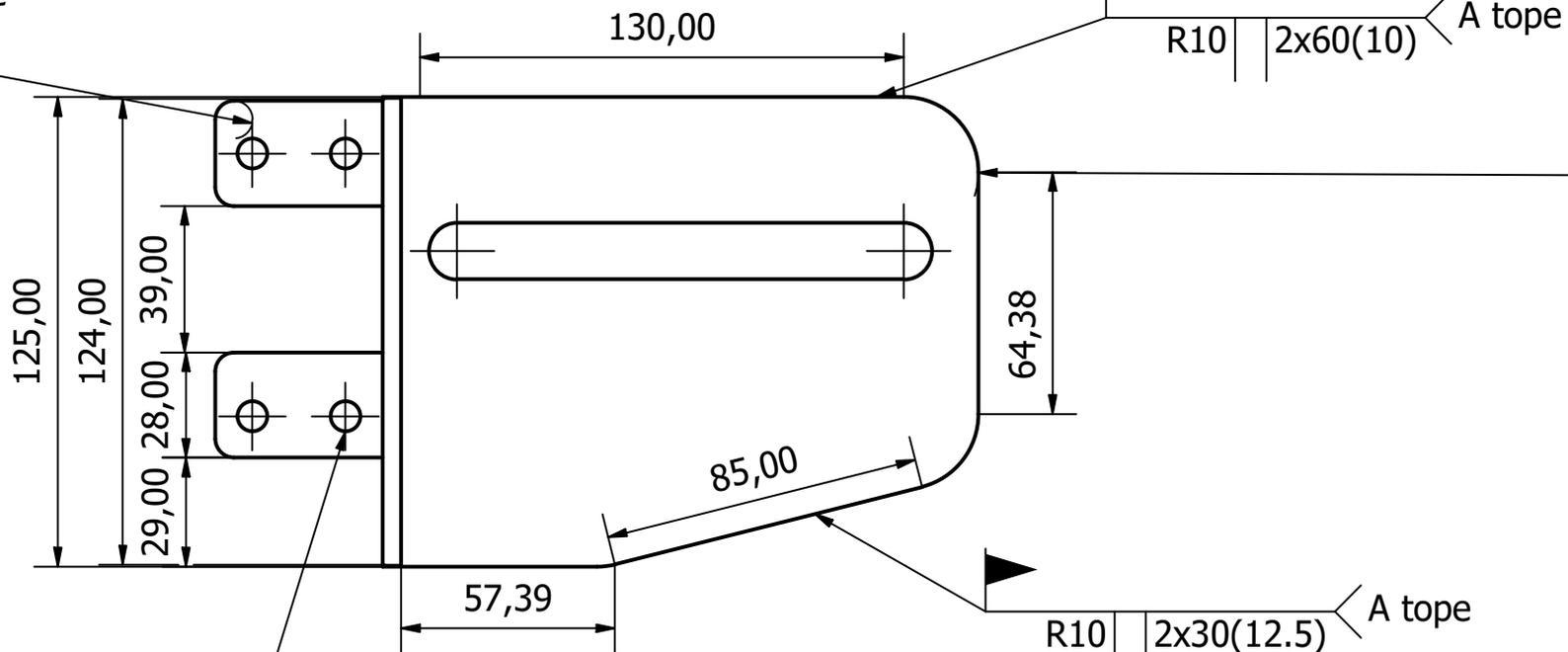


Nota: Hierro gris
peso 0.09kg
soldadura normal MIG

FACULTAD FIMCP 	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 16 agosto de 2020	
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Soporte rodillo motriz	
		EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 1 : 2	Nº PLANO: 6 / 1



Empalme
R5,00

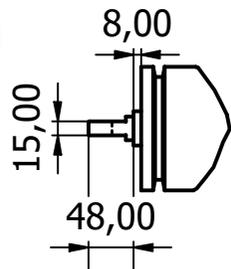


Agujeros para pernos M8x35

Nota: Hierro gris
peso 0.215kg
soldadura normal MIG

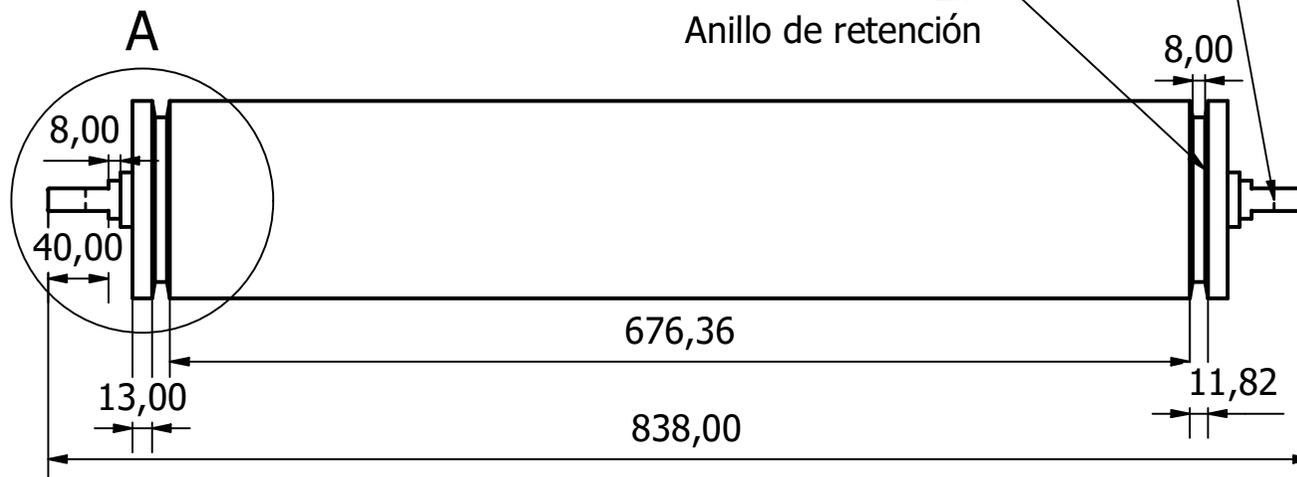
FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 16 agosto 2020	
		REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Soporte segundo rodillo	
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 1 : 2	Nº PLANO: 7 / 1

A (1 : 8)

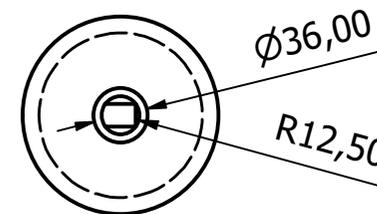
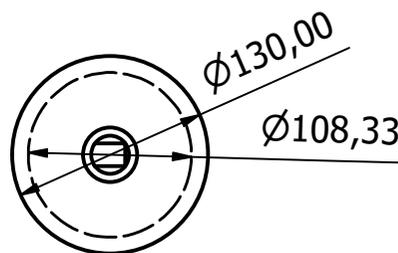


Rodamiento de bolas rígidas, SKF 61804 2x

Anillo de retención 2x

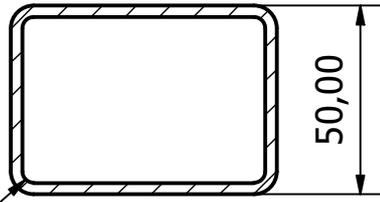


Nota: Segundo rodillo motriz, acero 4340
cilindro hueco espesor de 3mm
peso de 9.6kg

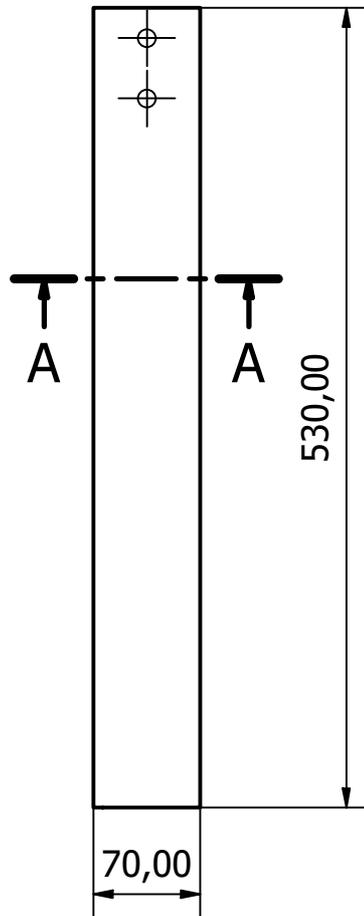
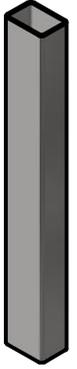


FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 18 agosto 2020	
		PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	
		EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 1 : 5	N° PLANO: 8 / 1

A-A (1 : 2)



Espesor 3mm

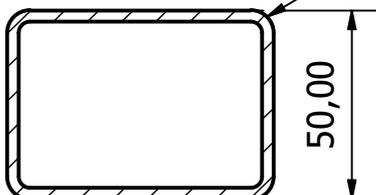


Nota: acero suave
 peso 2.75kg
 agujeros para pernos M12
 agujeros separados a 40mm centro a centro

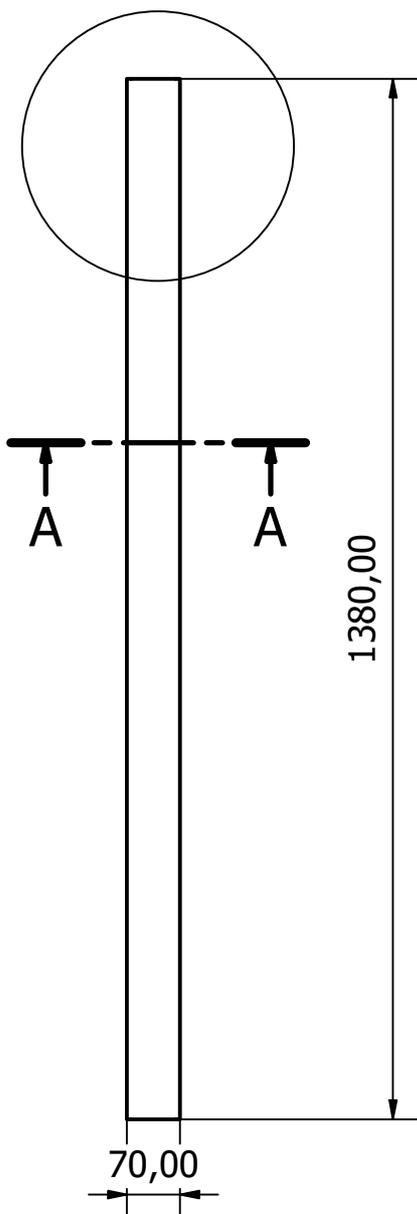
FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 18 agosto 2020		
		REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Perfil 70x50 530mm		
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	EMPRESA: ERMARLO S.A		ESCALA: 1 : 5	N° PLANO: 9 / 1

A-A (1 : 2)

Espesor 3mm



B



B (1 : 4)

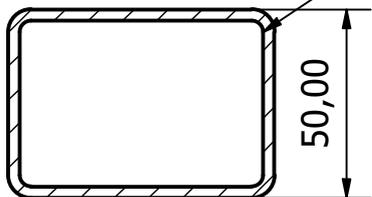


Nota: acero suave
peso 7.16kg
agujeros para pernos M12
agujeros separados a 40mm centro a centro

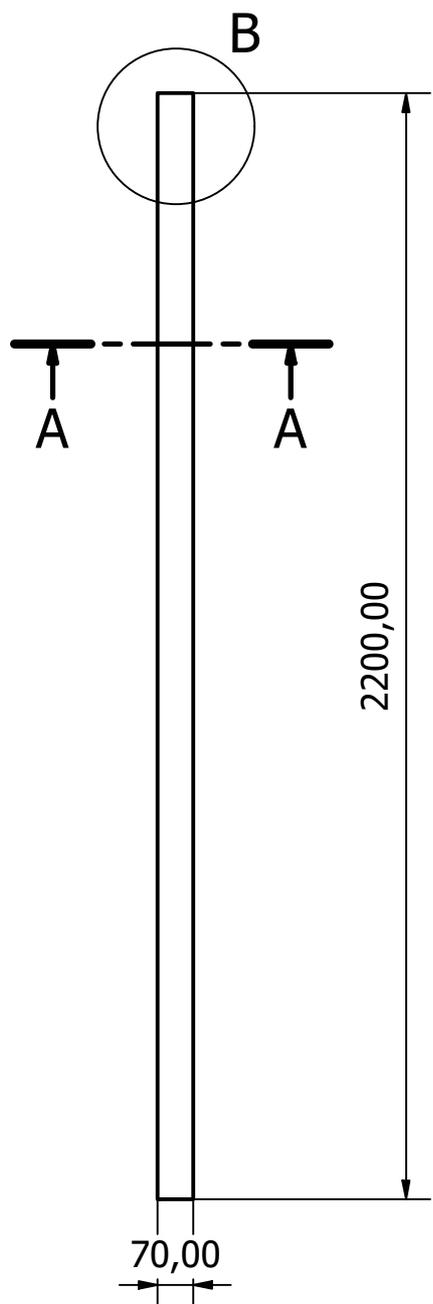
FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 18 agosto 2020		
		REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Perfil 70x50 1380mm		
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	EMPRESA: ERMARLO S.A		ESCALA: 1 / 10	N° PLANO: 10 / 1

A-A (1 : 2)

Espesor 3mm

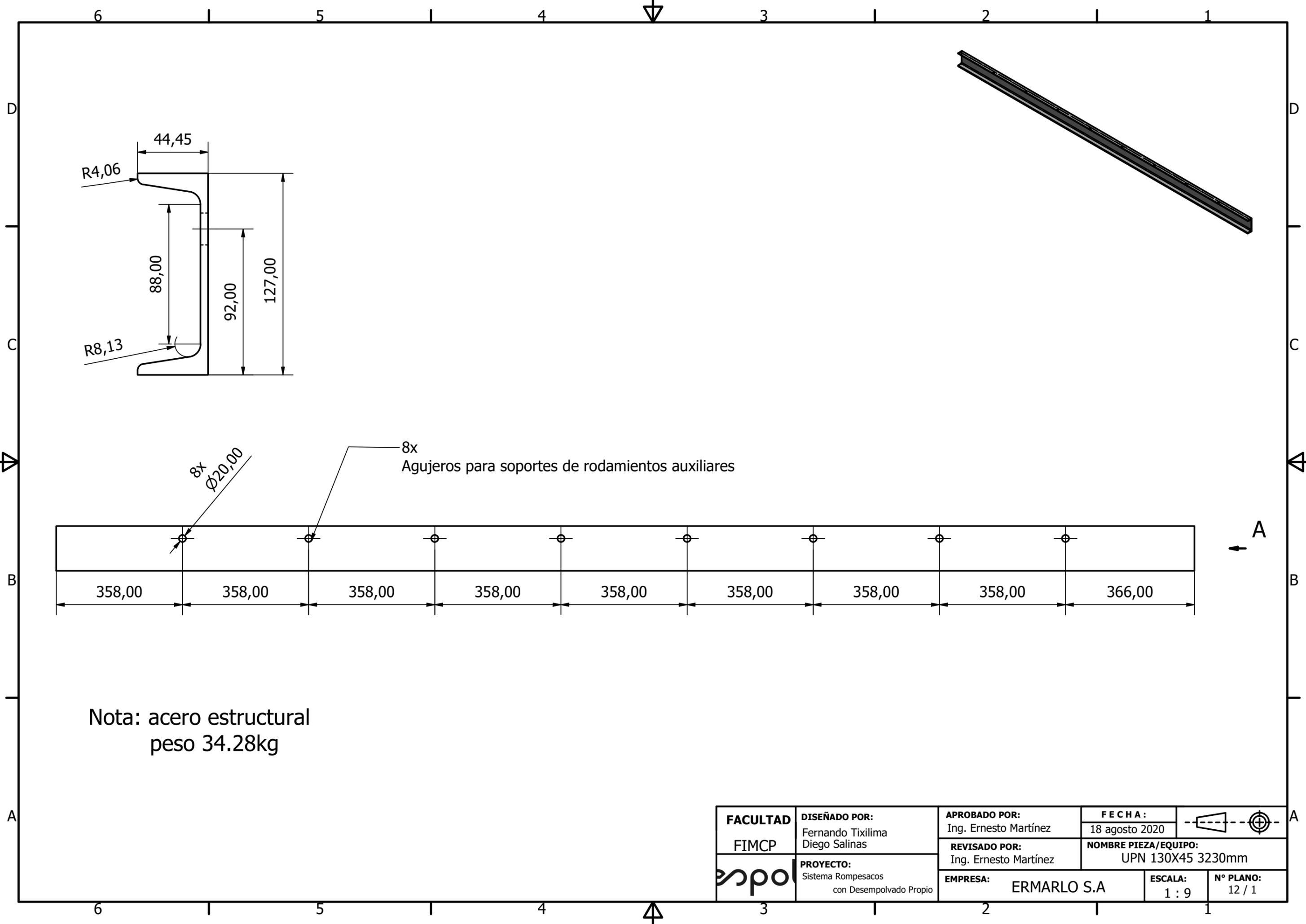


B (1 : 6)

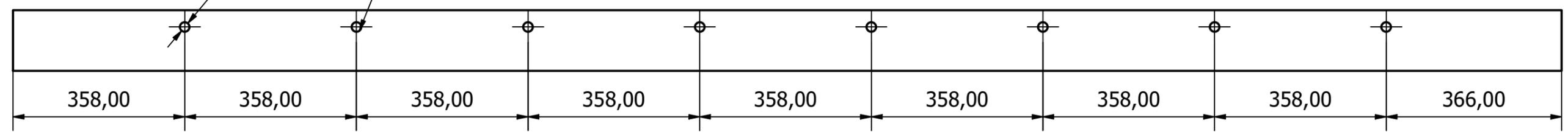


Nota: acero suave
peso 11.40kg
agujeros para pernos M12
agujeros separados a 40mm centro a centro

FACULTAD FIMCP	DISEÑO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 18 agosto 2020		
		REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Perfil 70x50 - 2200		
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	EMPRESA: ERMARLO S.A		ESCALA: 1 : 15	N° PLANO: 11 / 1



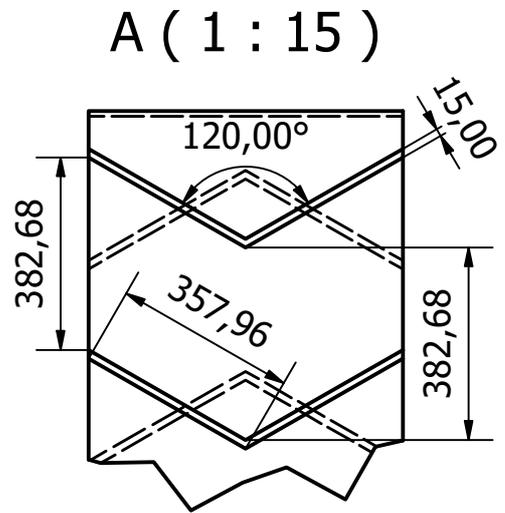
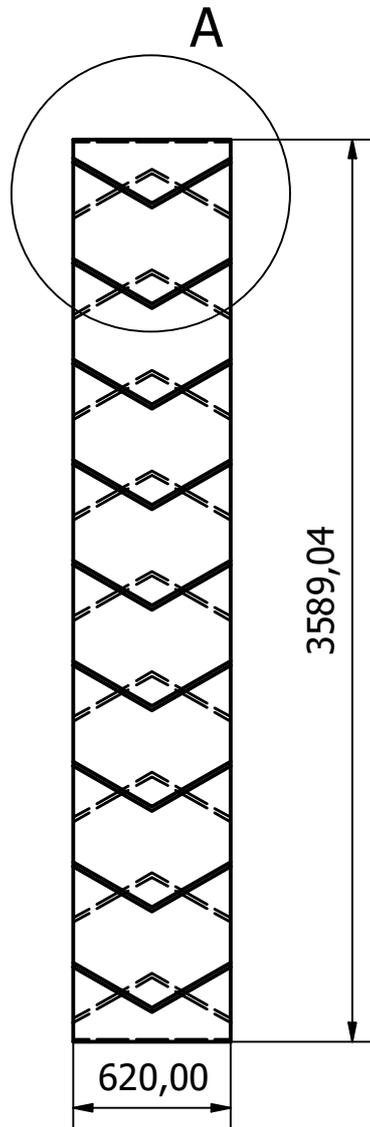
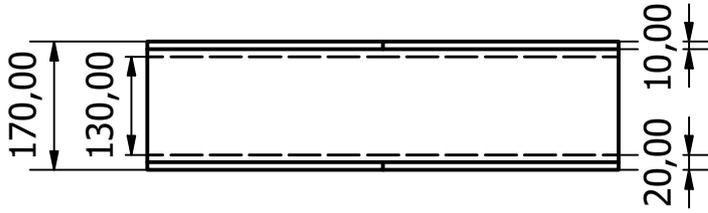
8x
 Ø20,00
 8x
 Agujeros para soportes de rodamientos auxiliares

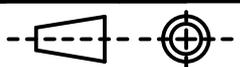


Nota: acero estructural
 peso 34.28kg

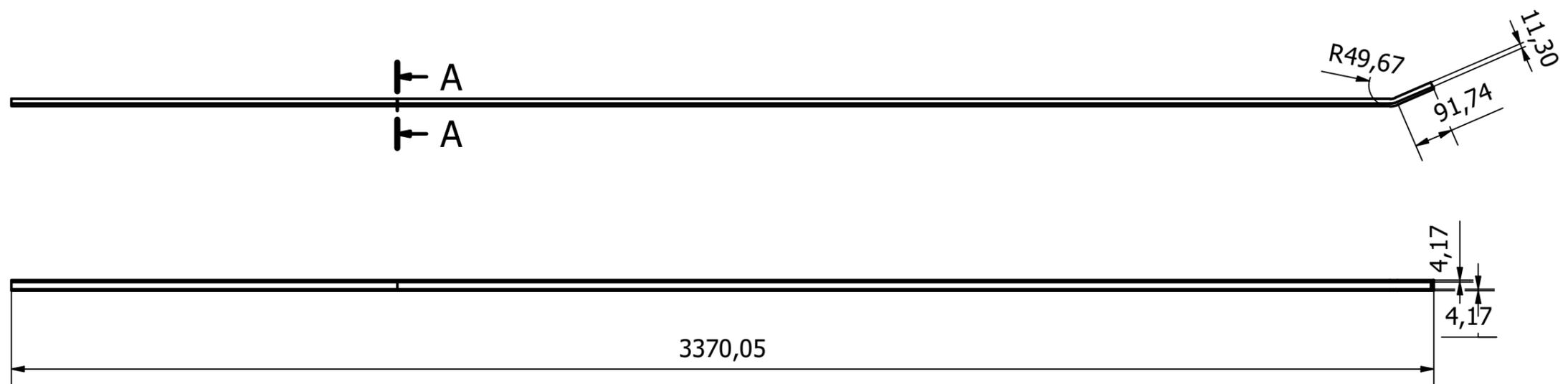
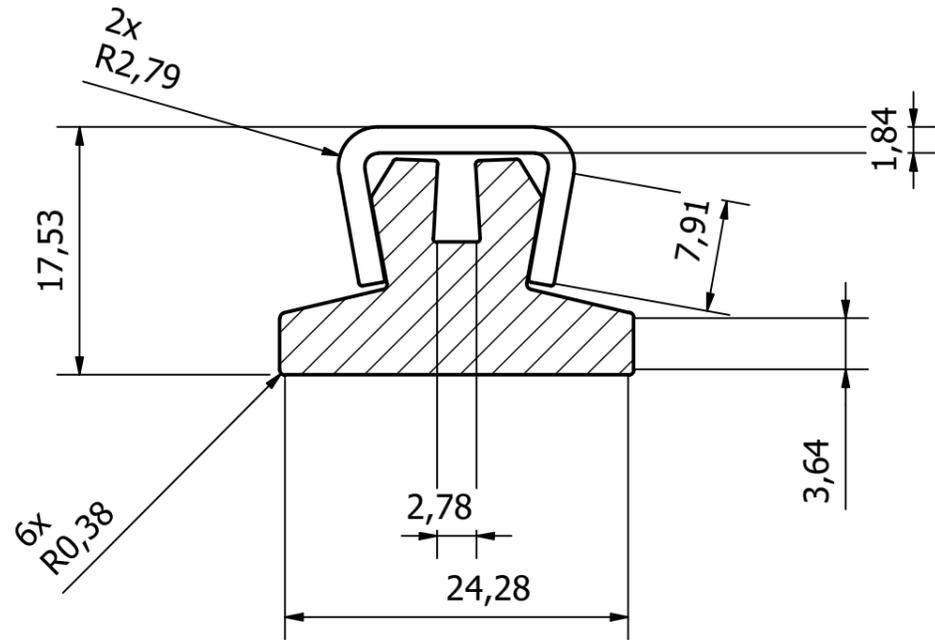
FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 18 agosto 2020	
		REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: UPN 130X45 3230mm	
PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio		EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 1 : 9	N° PLANO: 12 / 1

Nota: banda de caucho
peso 59kg



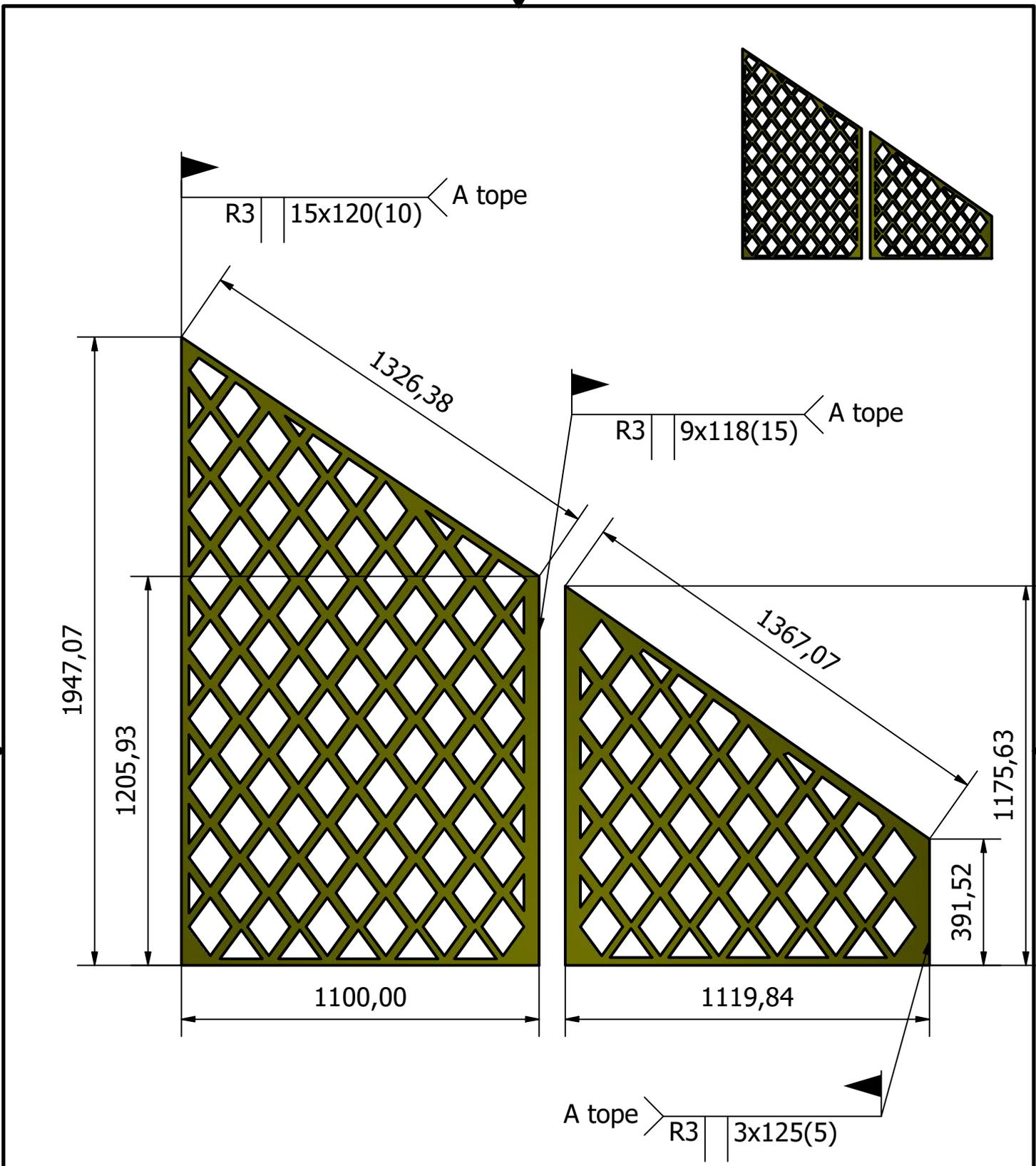
FACULTAD FIMCP 	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 18 agosto 2020	
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Banda de caucho con relieve v	
		EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 1 : 30	N° PLANO: 13 / 1

A-A (2 : 1)

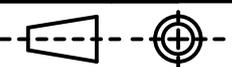


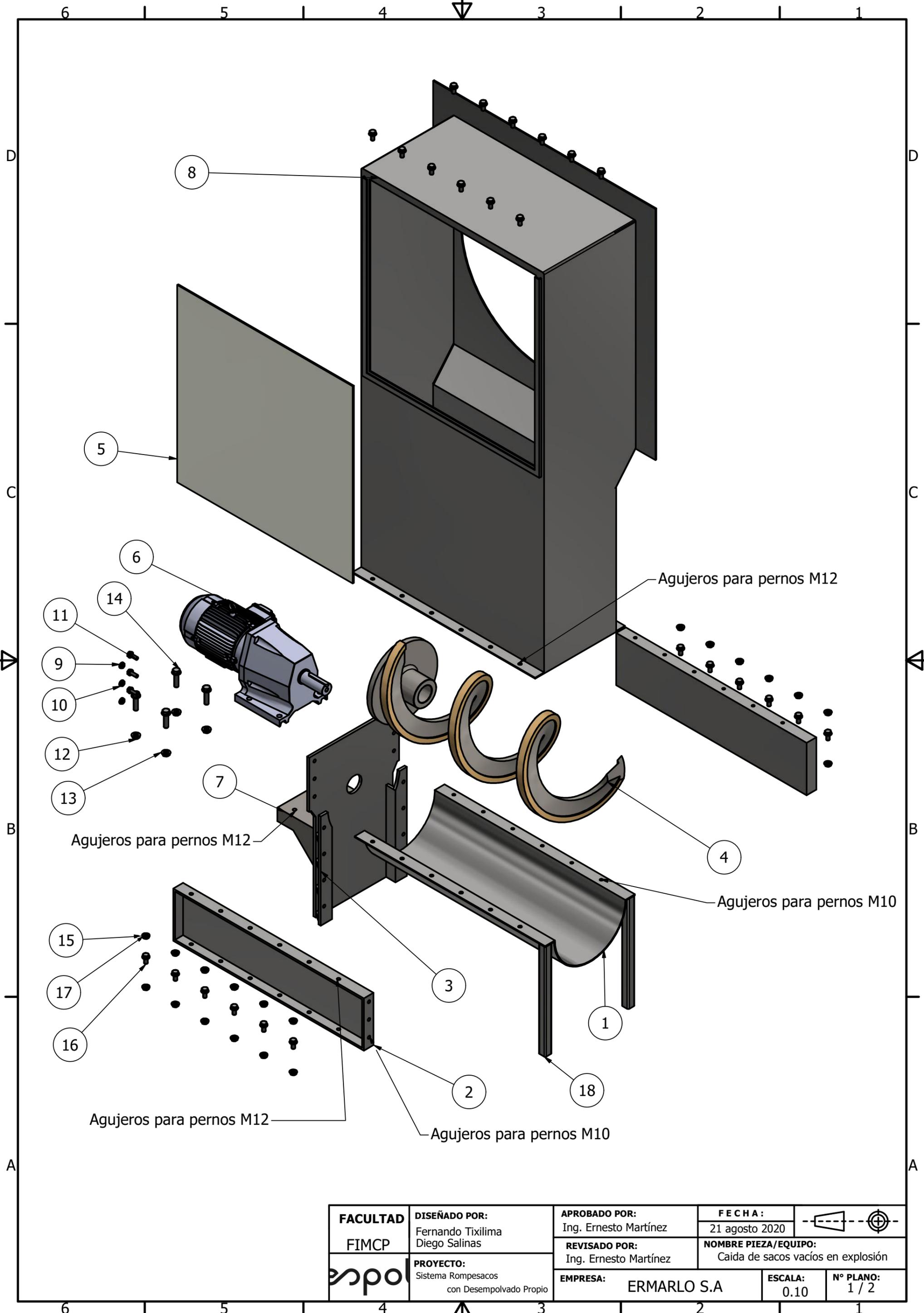
Nota: Laterales de acero
con revestimiento de caucho
peso 0.955kg

FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 18 agosto 2020	
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Laterales para banda	
	EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 1 : 12	N° PLANO: 14 / 1	



Nota: Malla simple galvanizada
 luz de malla 25x25
 diámetro de alambre 2.50mm
 peso 1.71 kilómetro por metro cuadrado

FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 18 agosto 2020	
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Malla simple galvanizada 50/16	
	EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 0.06	N° PLANO: 15 / 1	



Agujeros para pernos M12

Agujeros para pernos M12

Agujeros para pernos M10

Agujeros para pernos M12

Agujeros para pernos M10

FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 21 agosto 2020	
		PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	
		EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 0.10	Nº PLANO: 1 / 2



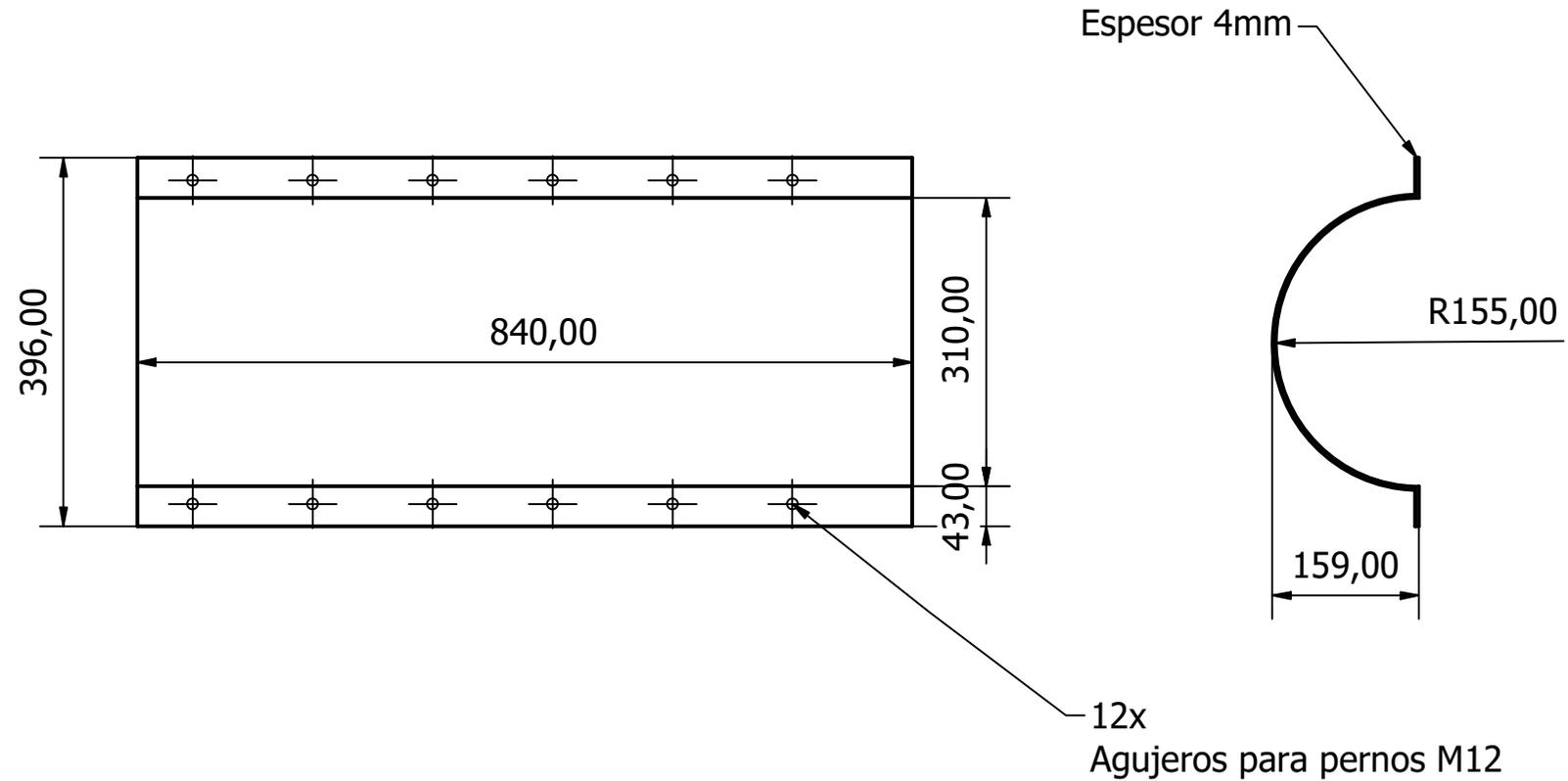
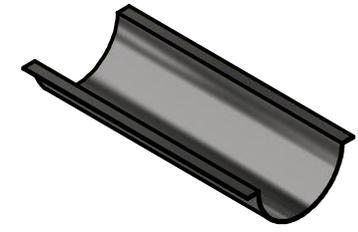
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Curva de tornillo	
2	2	Perfil C tornillo helicoidal	
3	1	Pared artesa para helicoidal	
4	1	Tornillo helicoidal	
5	1	Ventana de acrilico	
6	1	Motorreductor 25rpm	
7	1	Base para motorreductor	
8	1	Carcasa caida de sacos vacíos	
9	12	Arandelas planas M10	
10	6	Tuercas hexagonales M10	
11	6	Pernos cabeza hexagonal M10x30	
12	4	Tuercas hexagonales M14	
13	8	Arandelas planas M14	
14	4	Pernos cabeza hexagonal M14x55	
15	48	Arandelas planas M12	
16	24	Pernos cabeza hexagonal M12x25	
17	24	Tuercas hexagonales M12	
18	421.000 mm	Perfil de acero 30x30x2.5	



FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 21 agosto 2020		
		REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Lista materiales tornillo helicoidal		
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	EMPRESA: ERMARLO S.A		ESCALA: N/A	Nº PLANO: 2 / 2

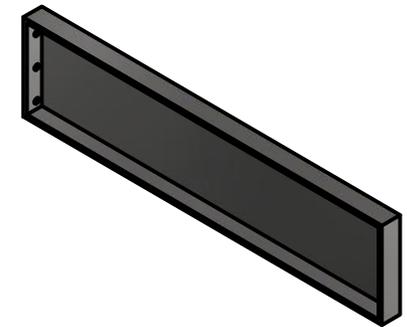


Nota: acero negro
 peso 15.30kg
 agujeros separados 130mm centro a centro
 primer agujero separado a 60mm

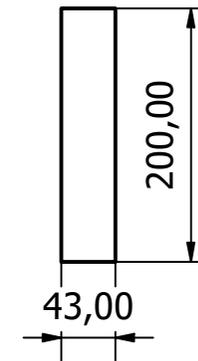
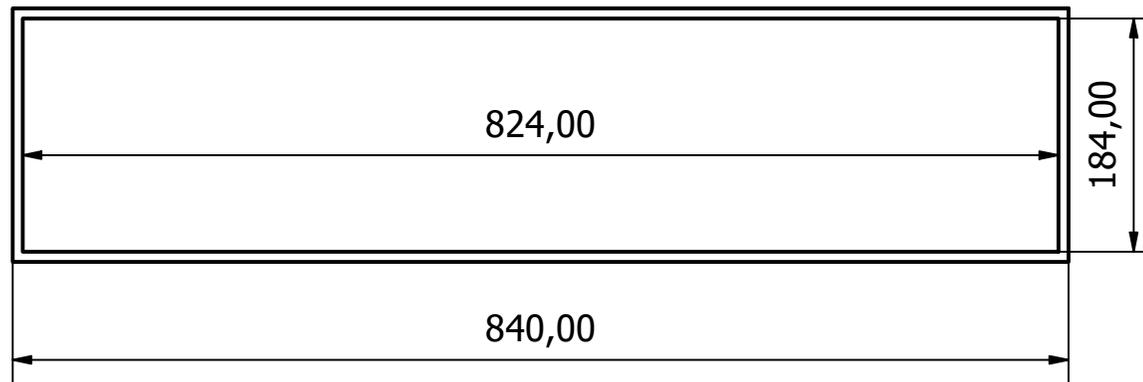
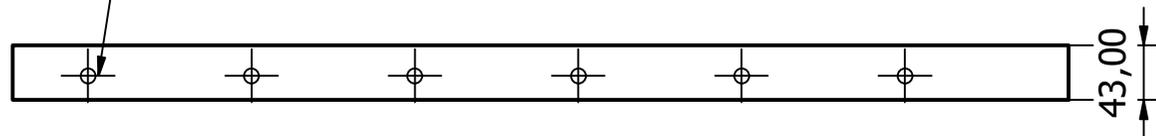


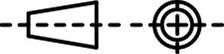
FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 21 agosto 2020	
		PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	
EMPRESA: ERMARLO S.A		ESCALA: 1 : 8	Nº PLANO: 3 / 2	

Nota: acero negro
 peso 15.30kg
 agujeros separados 130mm centro a centro
 primer agujero separado a 60mm

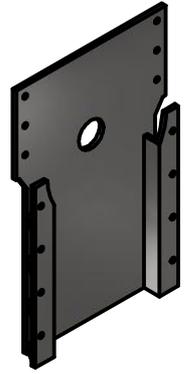


12x
 Agujeros para pernos M12

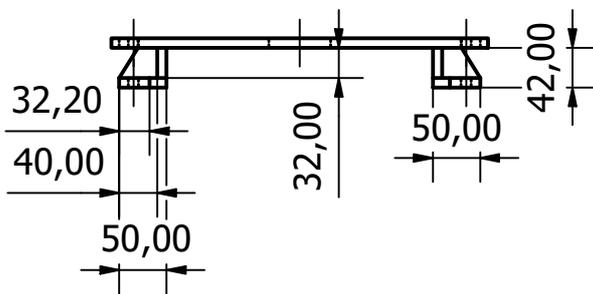
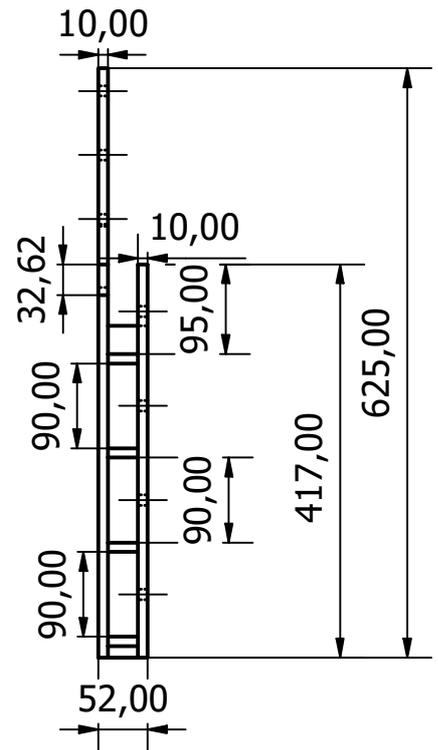
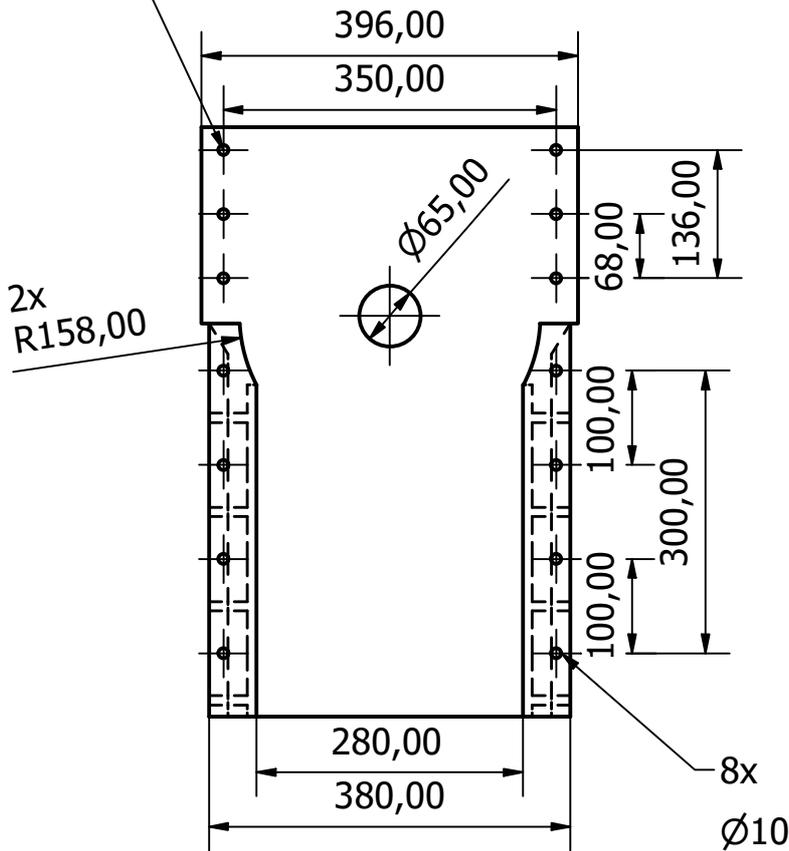


FACULTAD FIMCP 	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 22 agosto 2020	
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Artesa laterales	
		EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 1 : 6	N° PLANO: 4 / 2

Nota: acero negro
peso 23.25kg

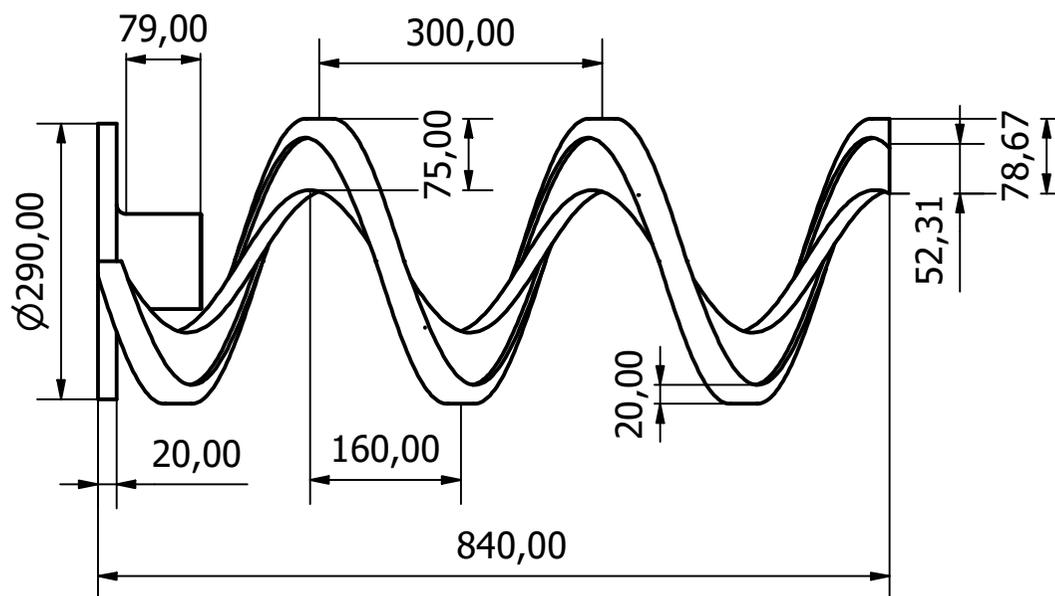
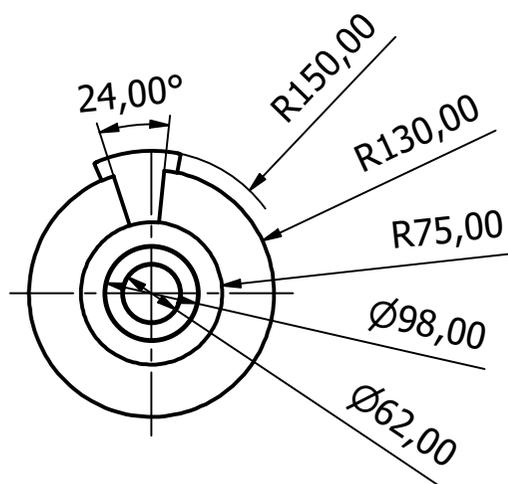
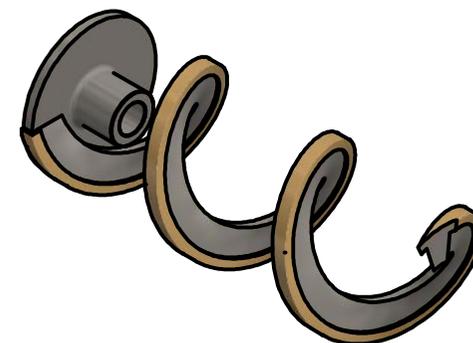


6x
Agujeros para perno M10



FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 21 agosto 2020		
		REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Pared artesa tornillo		
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	EMPRESA: ERMARLO S.A		ESCALA: 1 : 8	N° PLANO: 5 / 2

Nota: acero negro
peso 5kg



FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 21 agosto 2020	
		PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	
		EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 1 : 8	N° PLANO: 6 / 2

6 5 4 3 2 1

D

C

B

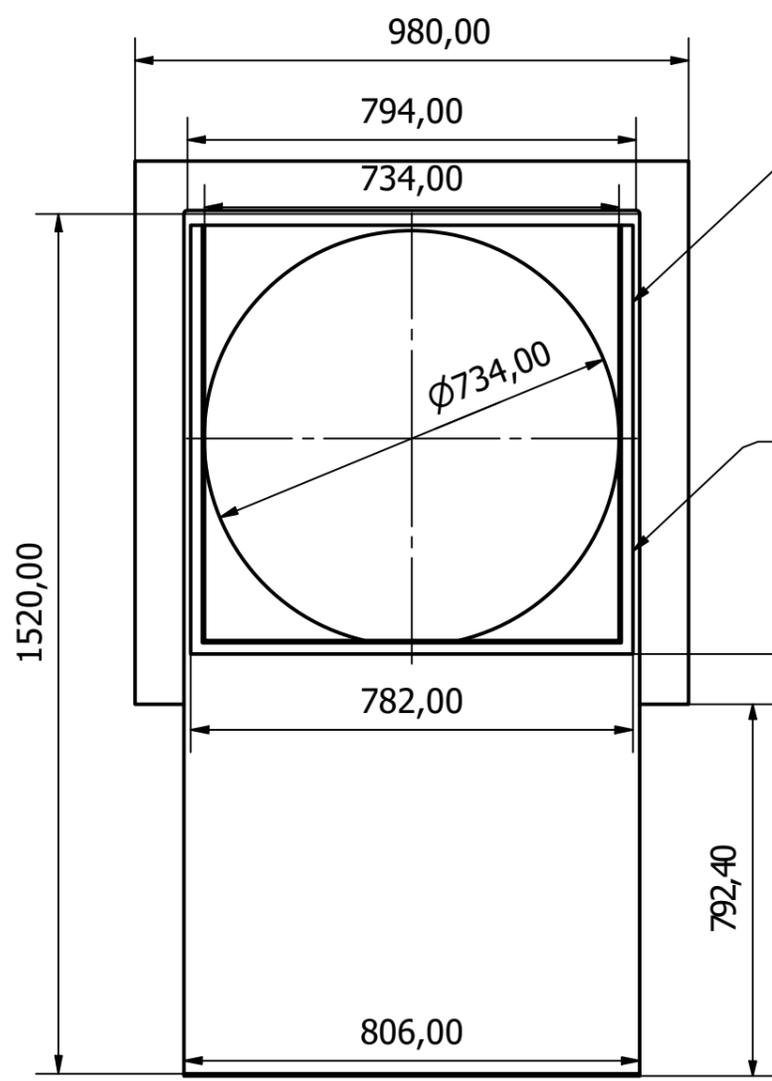
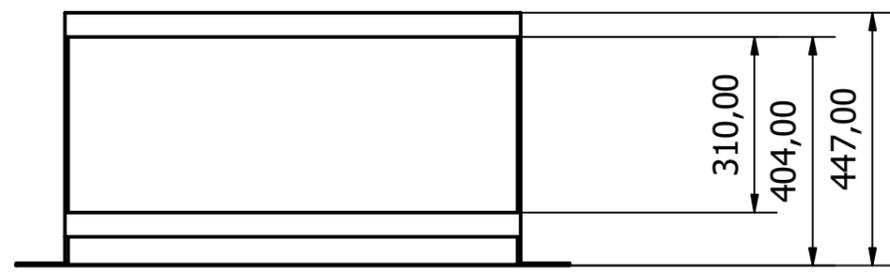
A

D

C

B

A



R4 | 6x120(6.33) A tope

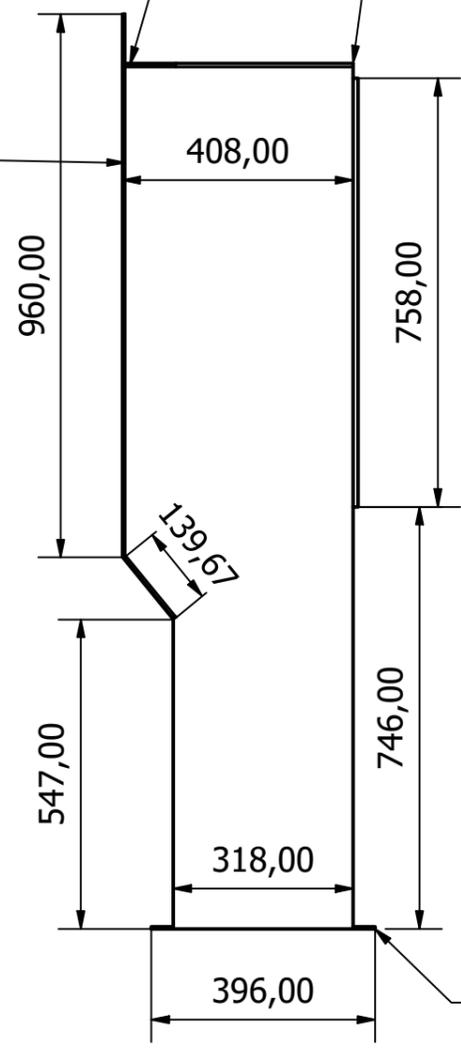
Espesor de marco de 3mm
ancho de 20mm

R4 | 6x120(10.33) A tope

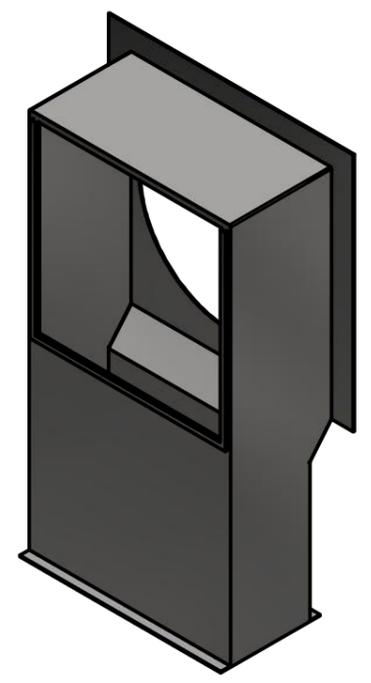
En ángulo E4 | 3x130(4.70)

A tope R4 | 8x90(9.25)

A tope R4 | 8x100(7.75)



Espesor 4mm

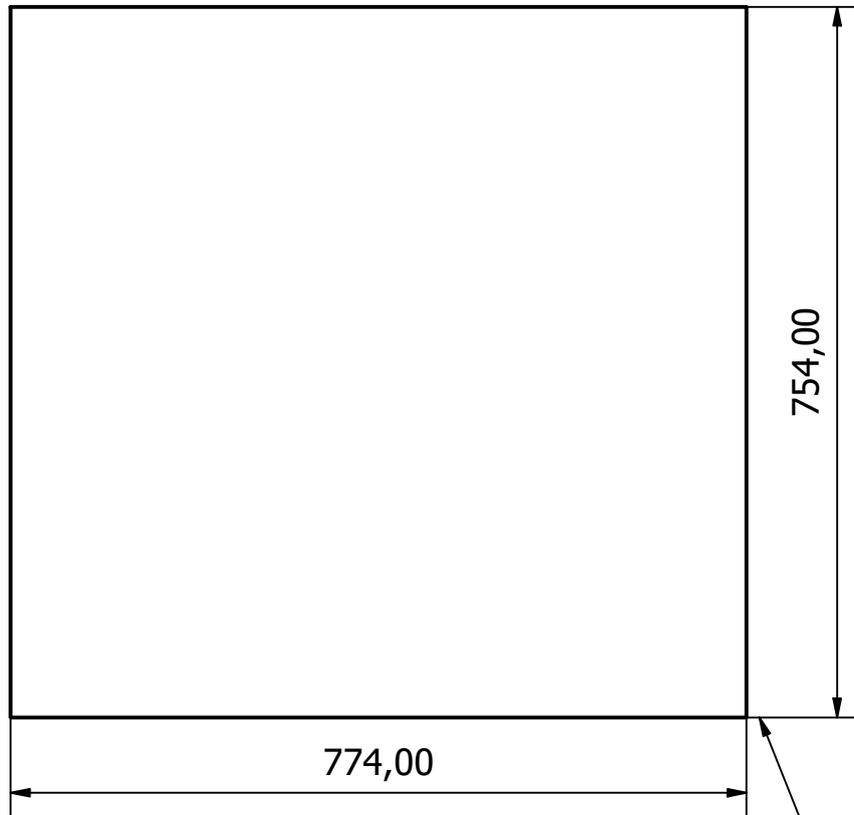
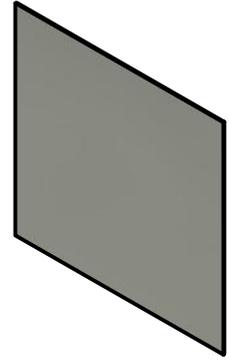


Nota: acero nerog
peso 93kg
soldadura normal MIG

FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 21 agosto 2020	
		REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Carcasa caída de sacos vacíos	
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 0.08	N° PLANO: 7 / 2

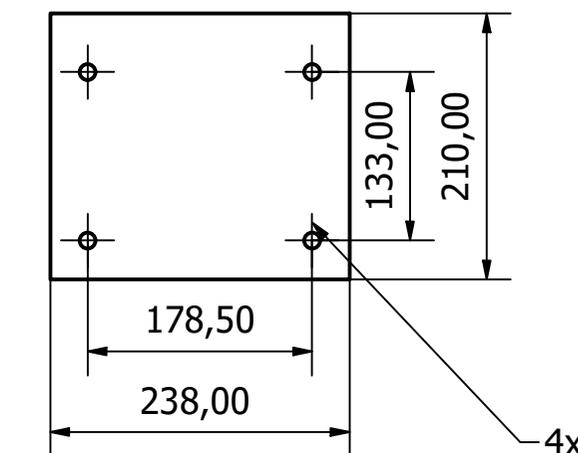
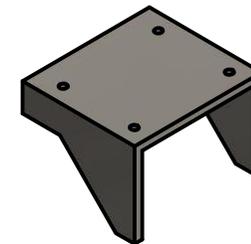
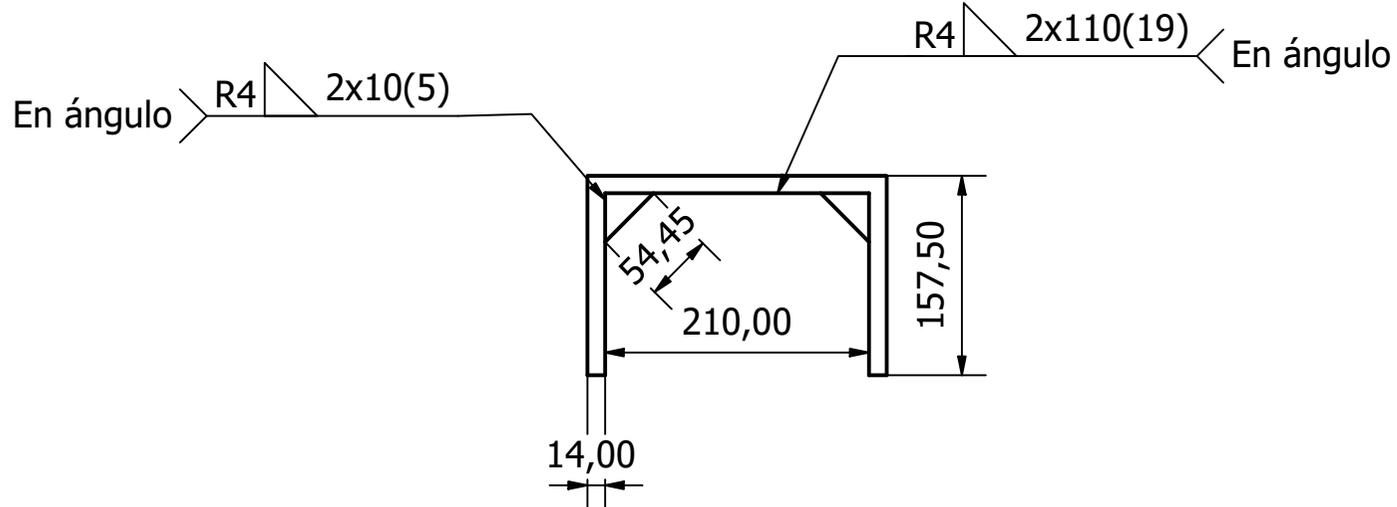
6 5 4 3 2 1

Nota: material acrílico
peso 6.36kg

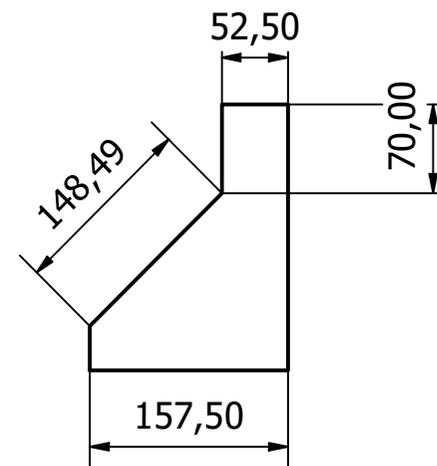


Espesor de 5mm

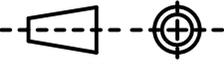
FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 21 agosto 2020		
		REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Ventana de acrílico		
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	EMPRESA: ERMARLO S.A		ESCALA: 1 : 8	N° PLANO: 8 / 2



4x
Agujeros para perno M12

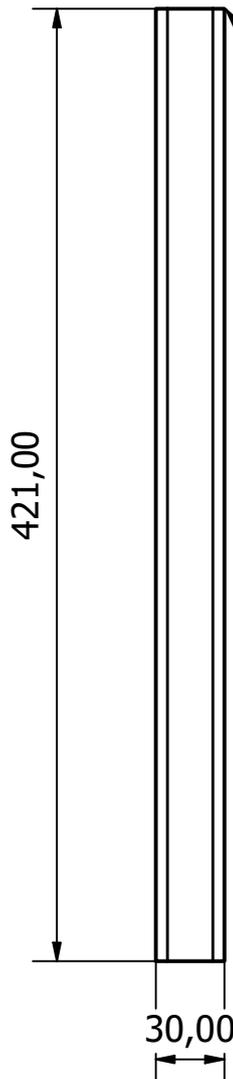


Nota: acero negro
peso 7.41kg
soldadura normal MIG

FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 21 agosto 2020	
		PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	
		EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 1 : 6	Nº PLANO: 9 / 2

Espesor 2.5mm

R5,00



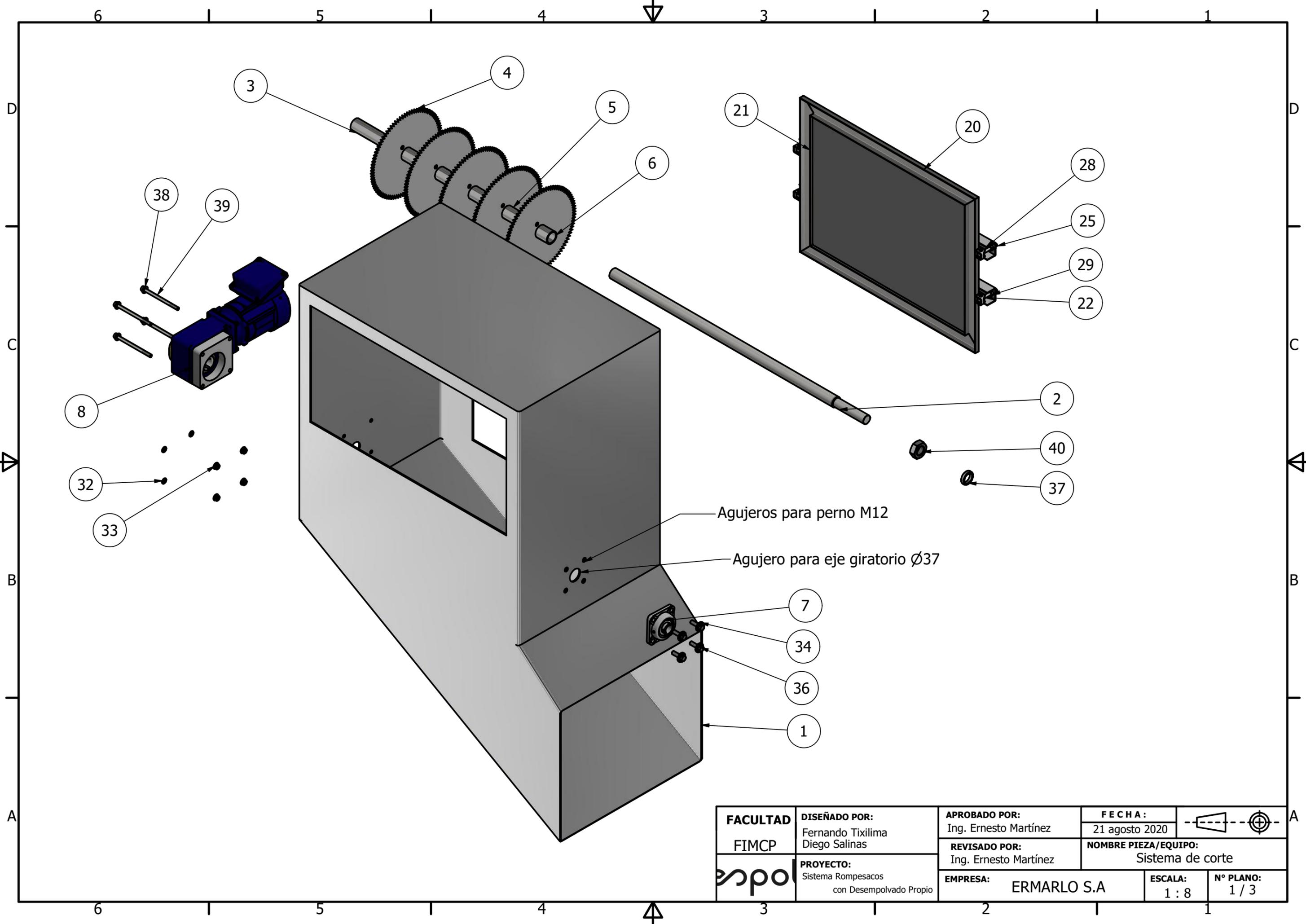
R4

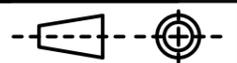
1x20

En ángulo

Nota: acero estructural
peso 1.71 kg
soldadura GTAW norma AWS A5.12

FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 21 agosto 2020		
		REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Patatas para base motorreductor		
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	EMPRESA: ERMARLO S.A		ESCALA: 0.30	N° PLANO: 10 / 2



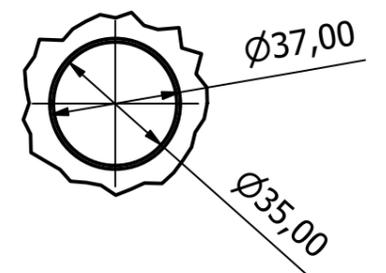
FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 21 agosto 2020	
		REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Sistema de corte	
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 1 : 8	N° PLANO: 1 / 3

LISTA DE PIEZAS

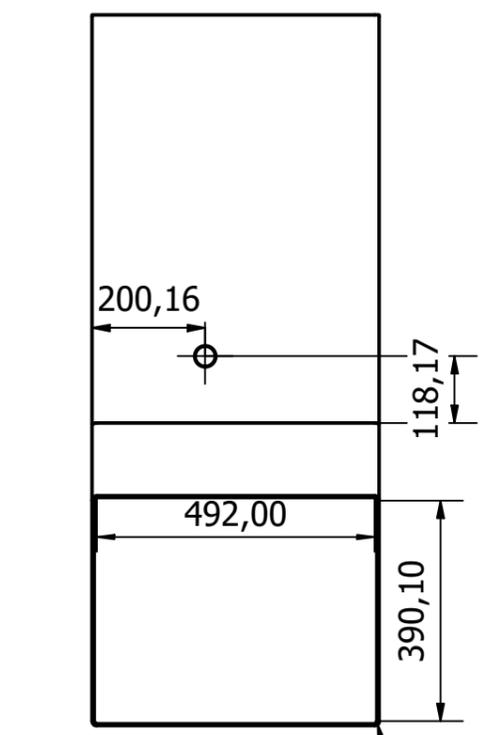
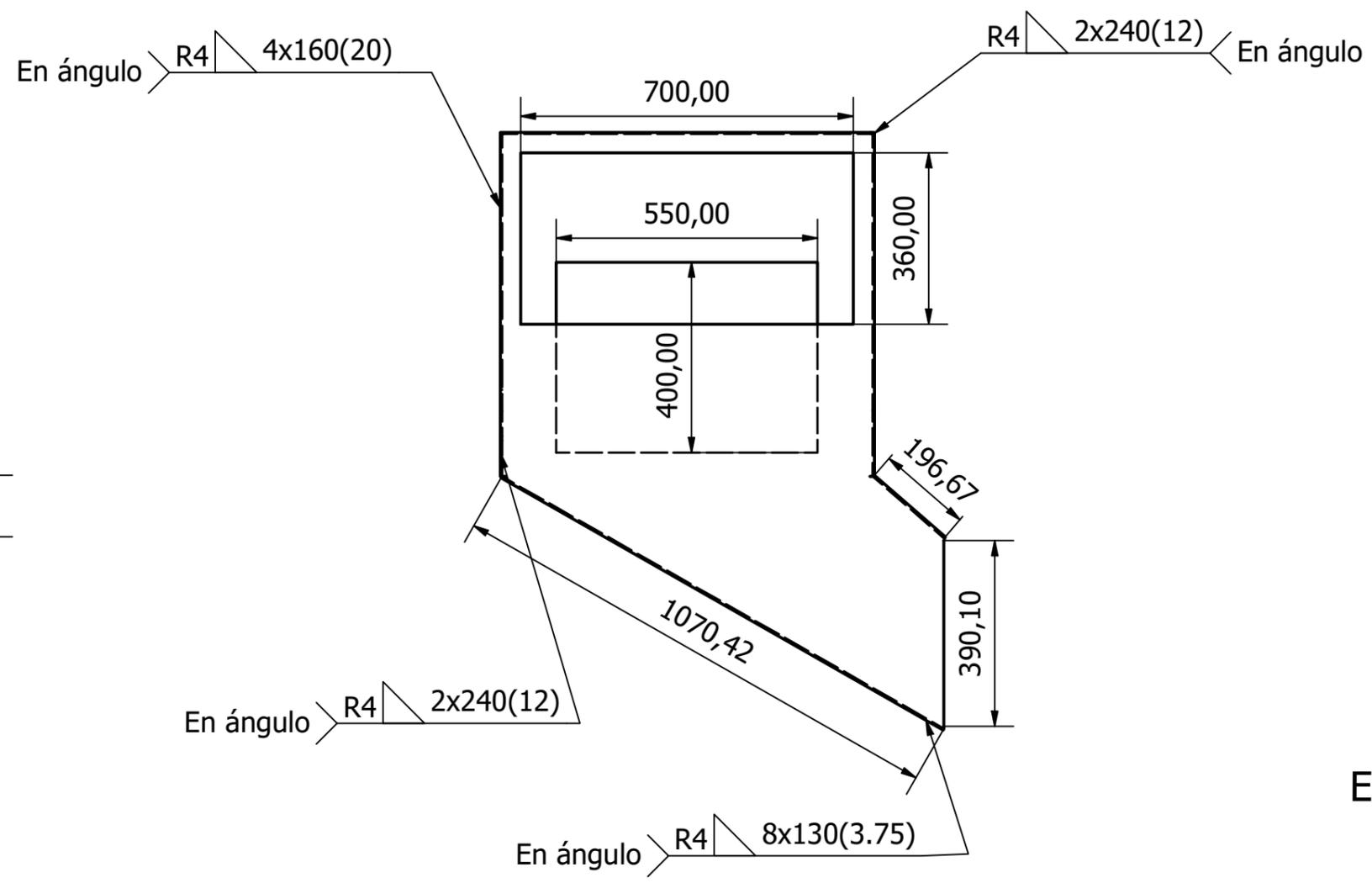
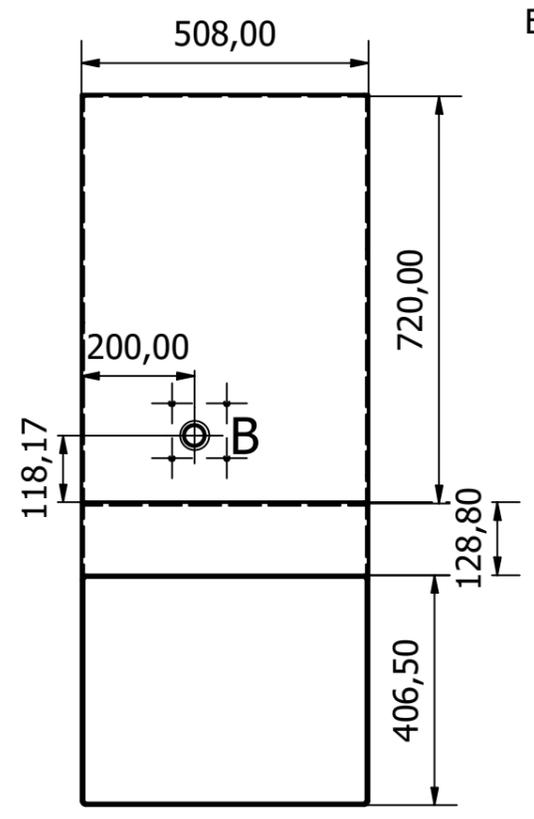
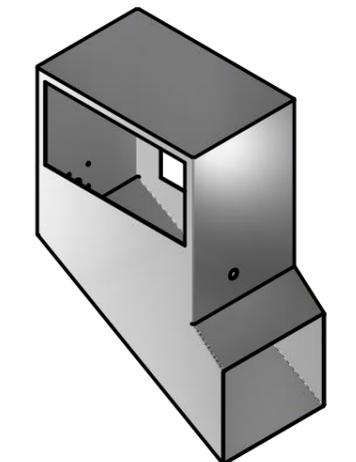
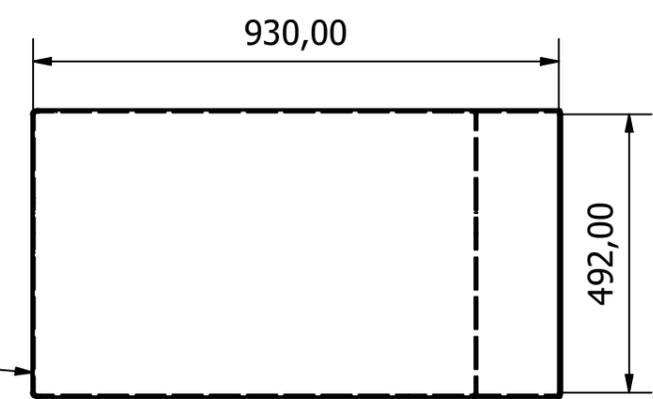
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	1	Tolva sistema de corte	
2	1	Eje AISI 1018	
3	1	Bocin cilíndrico grande	
4	5	Disco de corte	
5	4	Bocin cilíndrico mediano	
6	1	Bocin cilíndrico pequeño	
7	1	Chumacera de pared	
8	1	Motor eléctrico 1800rpm	
20	2	Marco superior 38x15x15-626	Canal de acero ligero
21	2	Marco lateral 38x15x15-476	Canal de acero ligero
22	4	Visagra	
25	4	Pasador de visagra	
28	2	Canal c30x670	
32	3	Arandela de seguridad M8	Diente interno
33	4	Tuerca embreadada M8 x 1.25	hexagonal
34	8	Arandela simple 12 N	Arandelas métricas planas
35	4	Tuerca hexagonal M10	Tuerca hexagonal
36	4	Tornillo cabeza hexagonal	3/8-16 UNCx1.25
37	1	Rodamiento de bolas	SKF 61805
38	4	Arandelas planas 8 N	
39	4	Tornillo forjado cabeza hueca M8x1.25 x 120	M8x1.25x120
40	1	Tuerca hexagonal M27	

FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 22 agosto 2020	
		PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	
		EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: N / A	Nº PLANO: 2 / 3

B (1 : 2)



Espesor 4mm

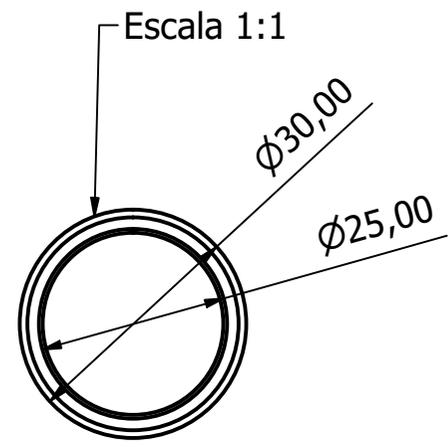
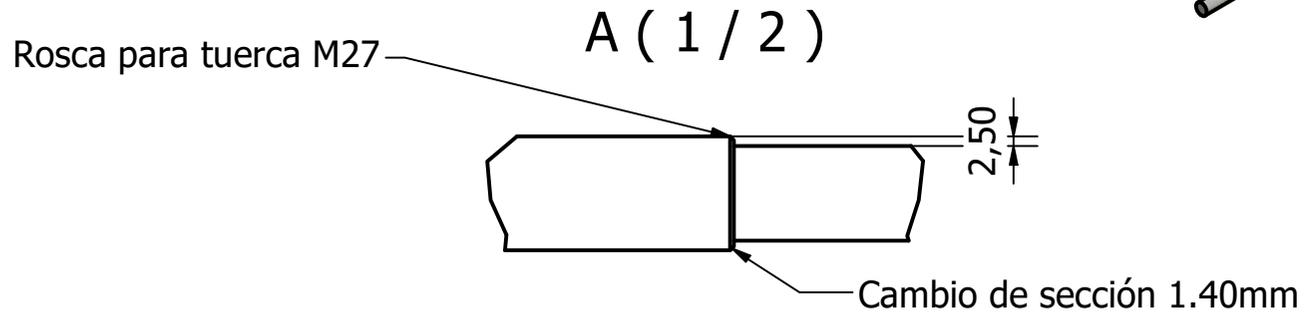
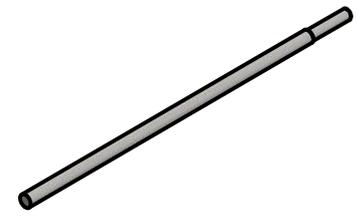


Espesor 4mm

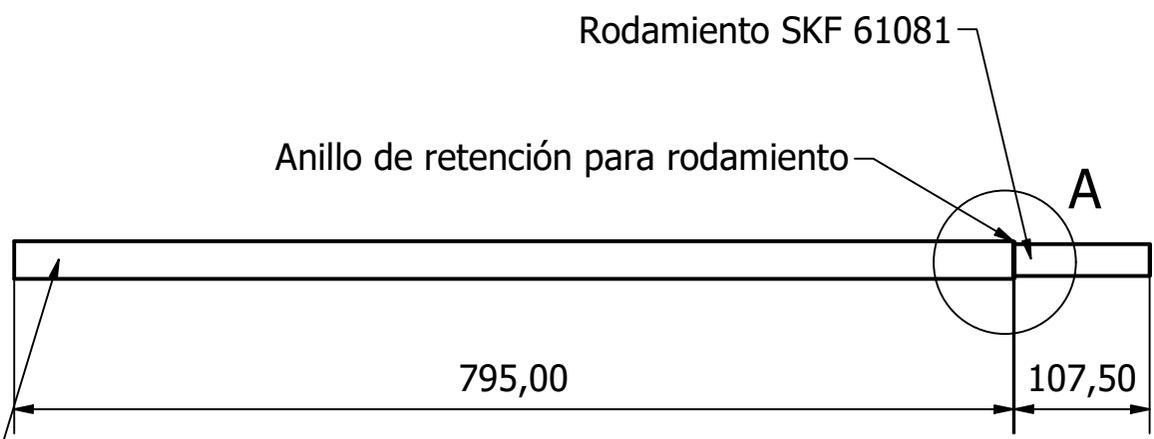
Nota: acero inoxidable
peso 89kg
soldadura GTAW norma AWS A5.12

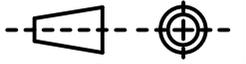
FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 22 agosto 2020	
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Tolva sistema rompesacos	
	EMPRESA: ERMARLO S.A		ESCALA: 0.08	N° PLANO: 3 / 3

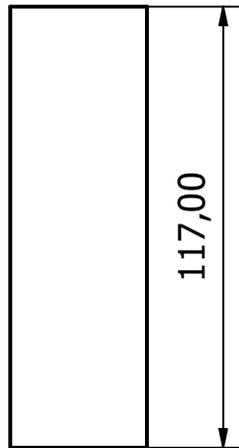
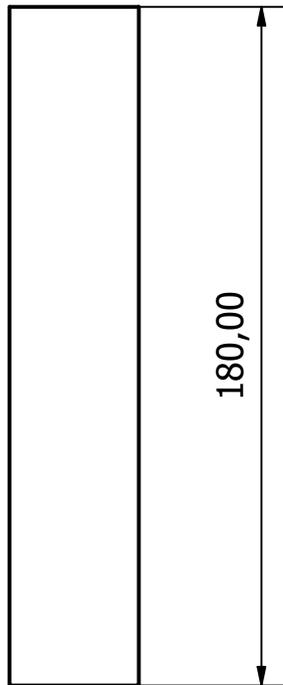
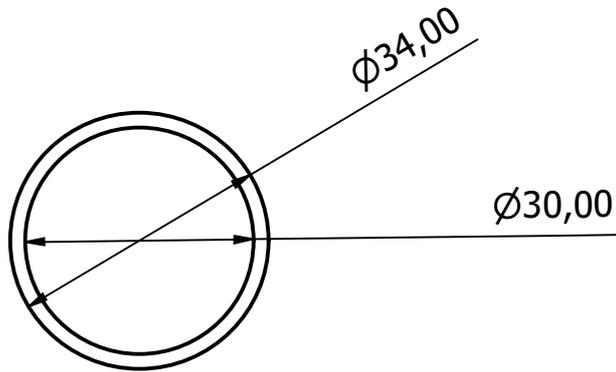
Nota: acero 4340 (705)
peso 4.80kg



Cuña para acople de motor eléctrico

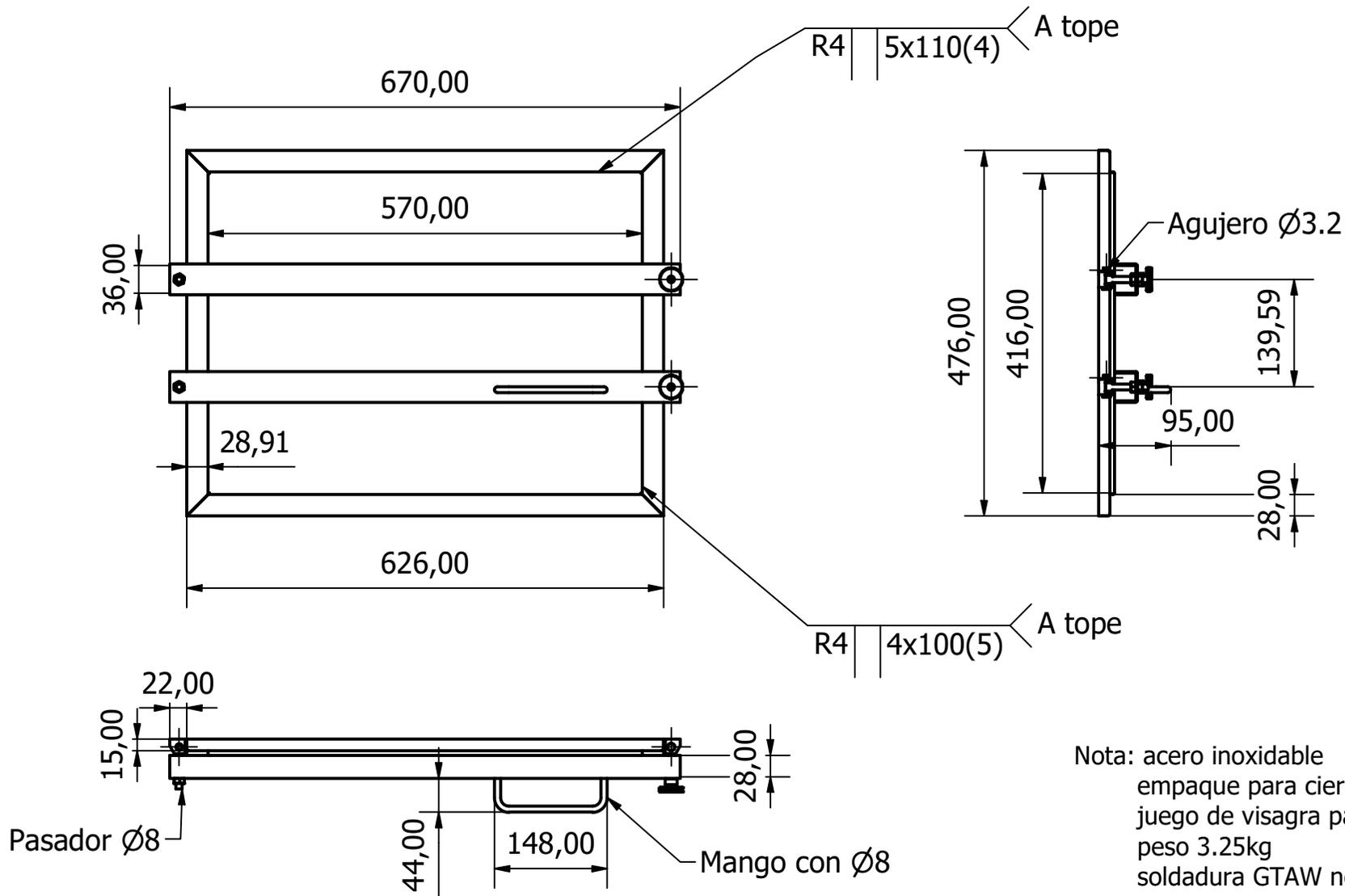


FACULTAD FIMCP 	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Matrínez	FECHA: 22 agosto 2020	
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Matrínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Eje para discos de corte	
		EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 1 : 6	Nº PLANO: 4 / 3



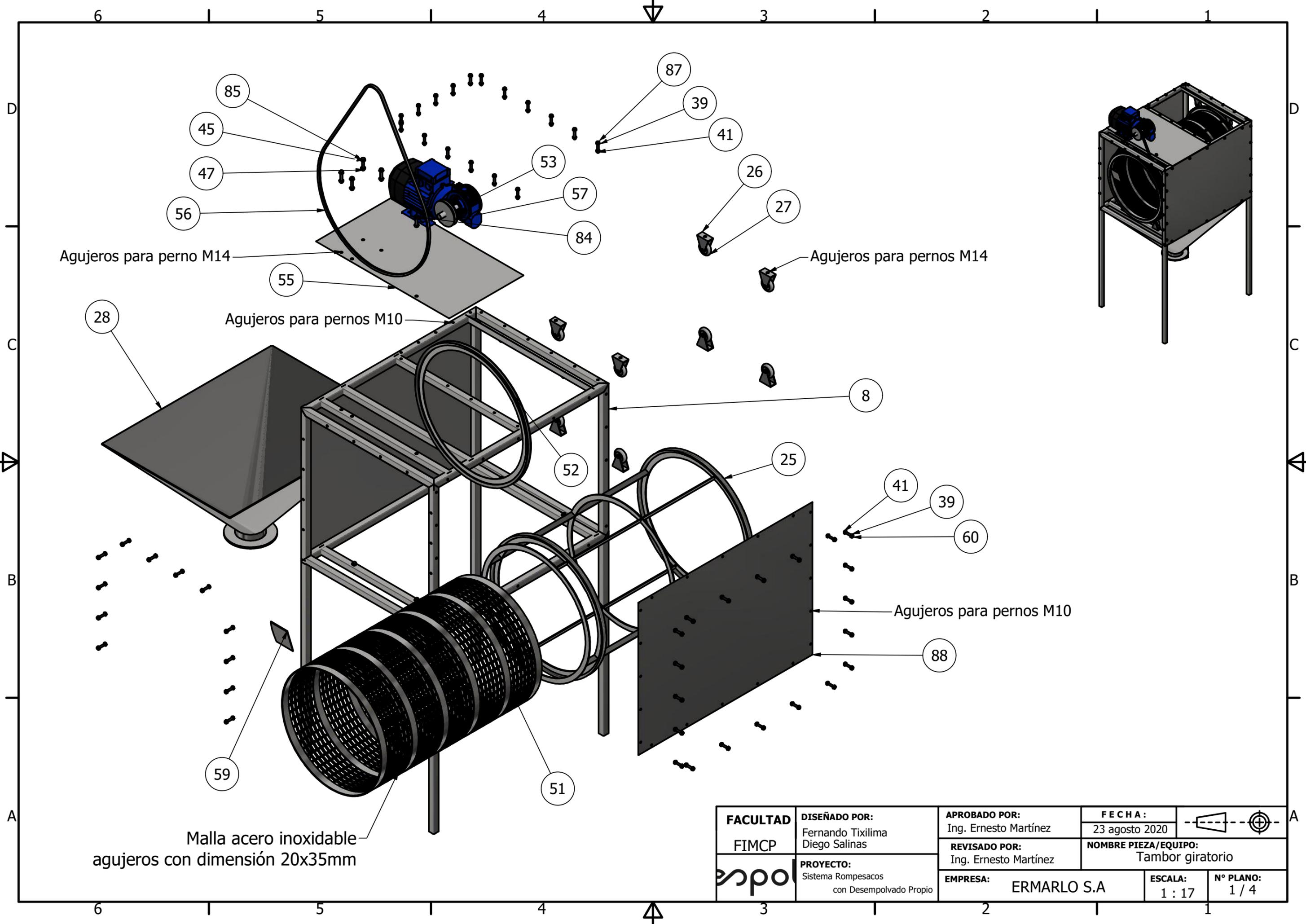
Nota: acero inoxidable
 bocín grande peso 0.29kg
 bocín mediano peso 0.20kg
 bocón pequeño peso 0.10kg

FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 22 agosto 2020		
		REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Juego de bocines		
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	EMPRESA: ERMARLO S.A		ESCALA: 1 : 2	Nº PLANO: 5 / 3



Nota: acero inoxidable
 empaque para cierre de puerta
 juego de visagra para cierre a presión
 peso 3.25kg
 soldadura GTAW norma AWS A5.12

FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 22 agosto 2020	
		PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	
		EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 1 : 8	N° PLANO: 6 / 3



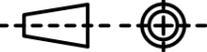
Agujeros para perno M14

Agujeros para pernos M10

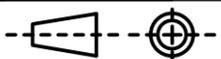
Agujeros para pernos M14

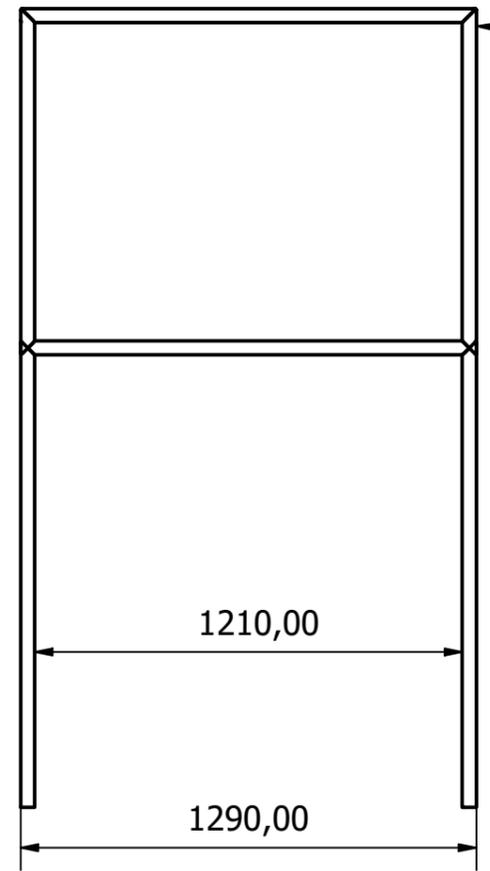
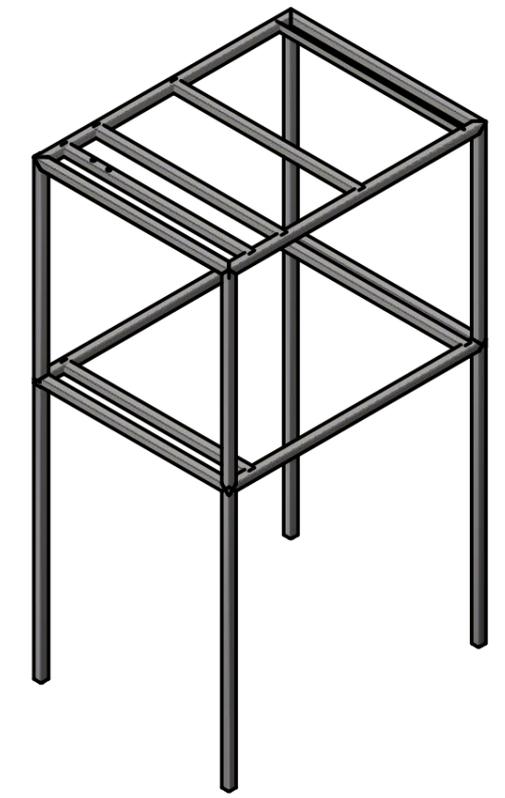
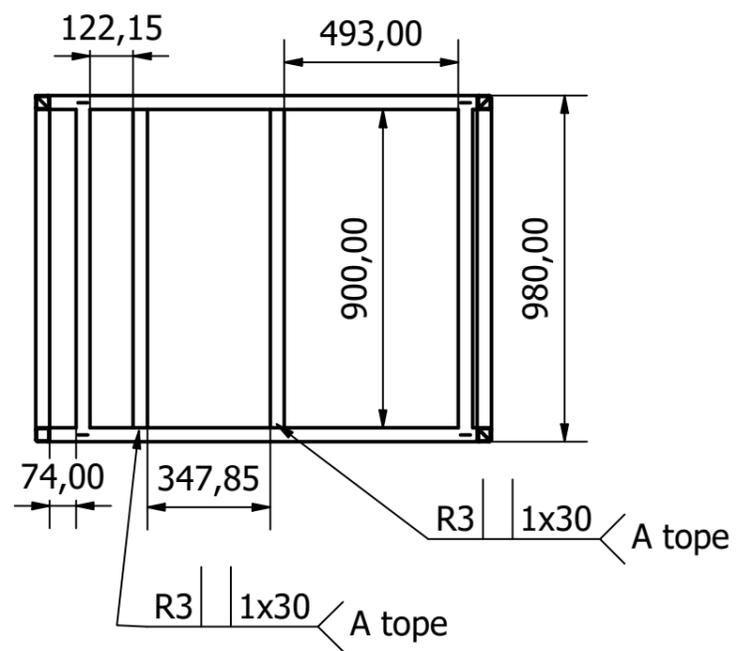
Agujeros para pernos M10

Malla acero inoxidable
agujeros con dimensión 20x35mm

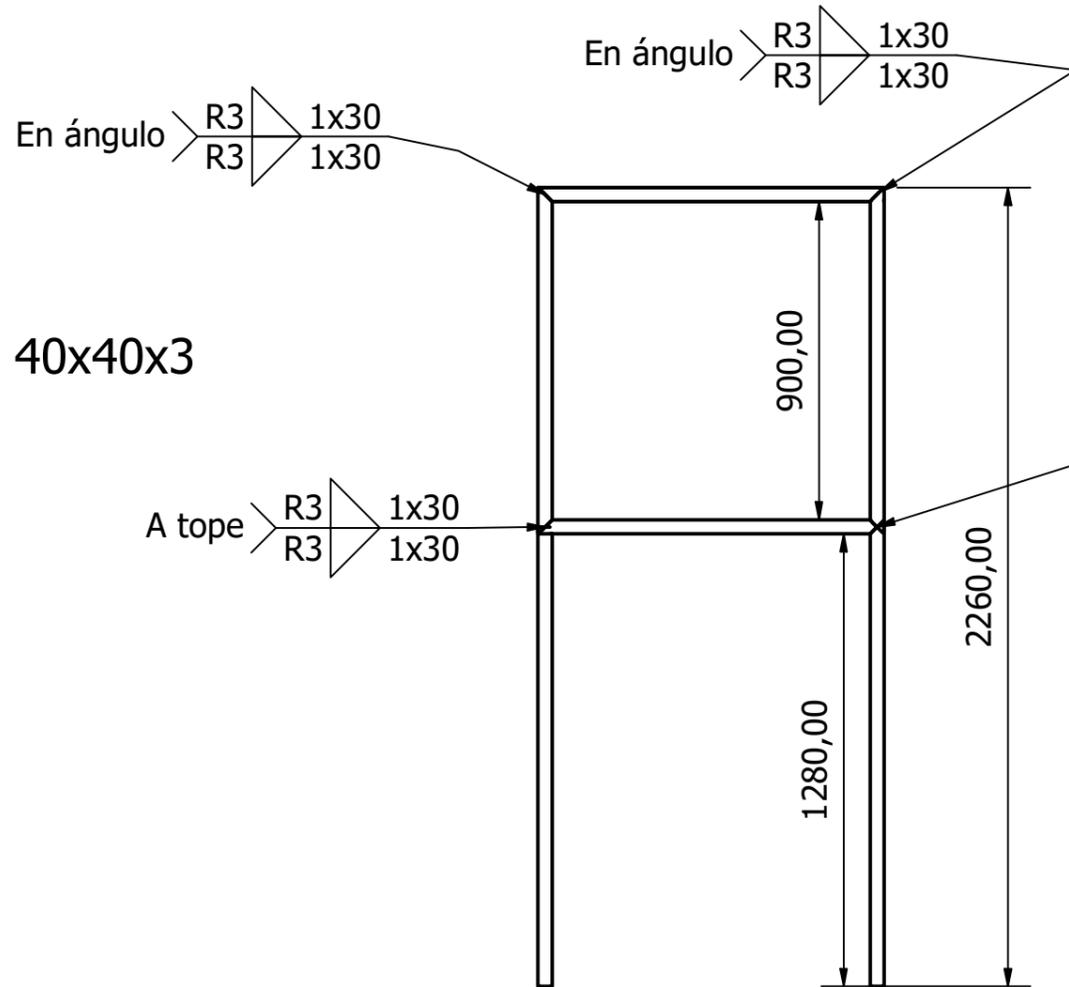
FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 23 agosto 2020	
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Tambor giratorio	
	EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 1 : 17	Nº PLANO: 1 / 4	

LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
8	1	Perfil 40x40x3	Acero para construcciones
25	1	Estructura tambor giratorio	
26	7	Soporte para rueda de tambor	
27	8	Rueda para tambor giratorio	
28	1	Tolva recolector de polvos	acero inoxidable
29	1	Pared izquierda	caja tambor giratorio
39	110	Arandelas planas M10	
40	6	Pernos hexagonal M10 x 30	
41	55	Tuercas hexagonal M10	
42	8	Arandelas planas M14	
43	4	Pernos hexagonal M14 x 55	
44	4	Tuercas hexagonal M14	
45	70	Arandelas planas M12	
46	26	Pernos hexagonal M12 x 25	
47	35	Tuercas hexagonal M12	
51	1	Tambor giratorio, claro 20x35mm	acero inoxidable
52	1	Aro para banda V	acero inoxidable
53	1	Motorreductor de 81 rpm	
55	1	Plancha, base motorreductor	espesor 2mm
56	1	Correa de transmisión de potencia	relieve canal V
57	1	Polea motriz	diámetro 146mm
59	3	Aleta tambor giratorio	empuje sacos vacíos
60	32	Pernos hexagonal M10 x 55	
84	5	Pernos hexagonal M12 x 60	
85	3	Pernos hexagonal M12 x 65	
86	1	Pernos hexagonal M12 x 70	
87	17	Pernos hexagonal M10 x 60	
88	1	Plancha pared tambor giratorio	espesor 2mm

FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 23 agosto 2020	
	 PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Lista, tambor giratorio	
EMPRESA: ERMARLO S.A		ESCALA: N / A	Nº PLANO: 2 / 4	

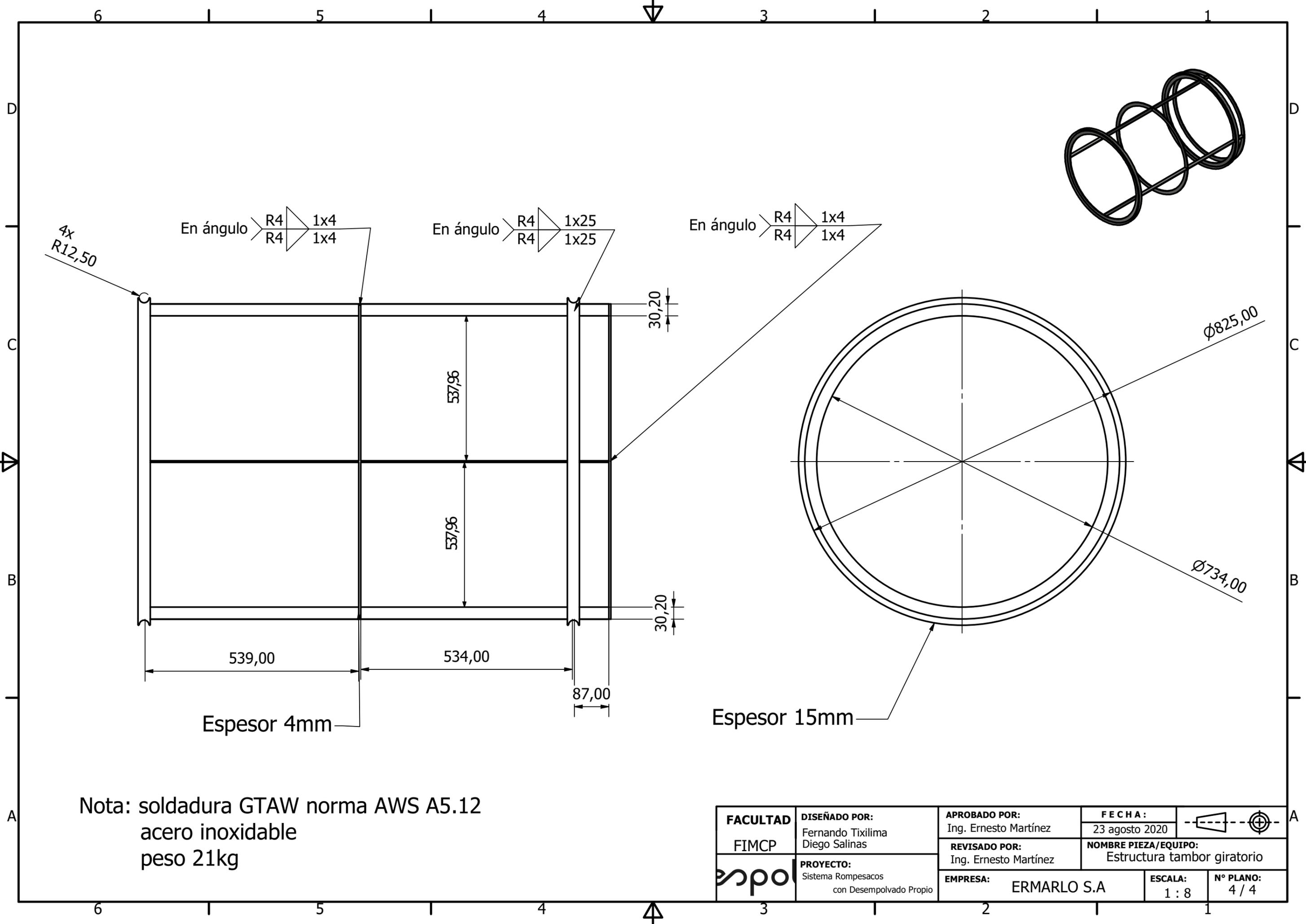


Perfiles 40x40x3



Nota: soldadura normal MIG
acero estructural
peso 78.6kg

FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 23 agosto 2020	
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Estructura con perfiles 40x40x3	
	EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 1 : 20	Nº PLANO: 3 / 4	



En ángulo $\begin{matrix} R4 \\ R4 \end{matrix}$ 1x4
1x4

En ángulo $\begin{matrix} R4 \\ R4 \end{matrix}$ 1x25
1x25

En ángulo $\begin{matrix} R4 \\ R4 \end{matrix}$ 1x4
1x4

4x
R12,50

539,00
534,00
87,00
537,96
537,96
30,20
30,20
Espesor 4mm

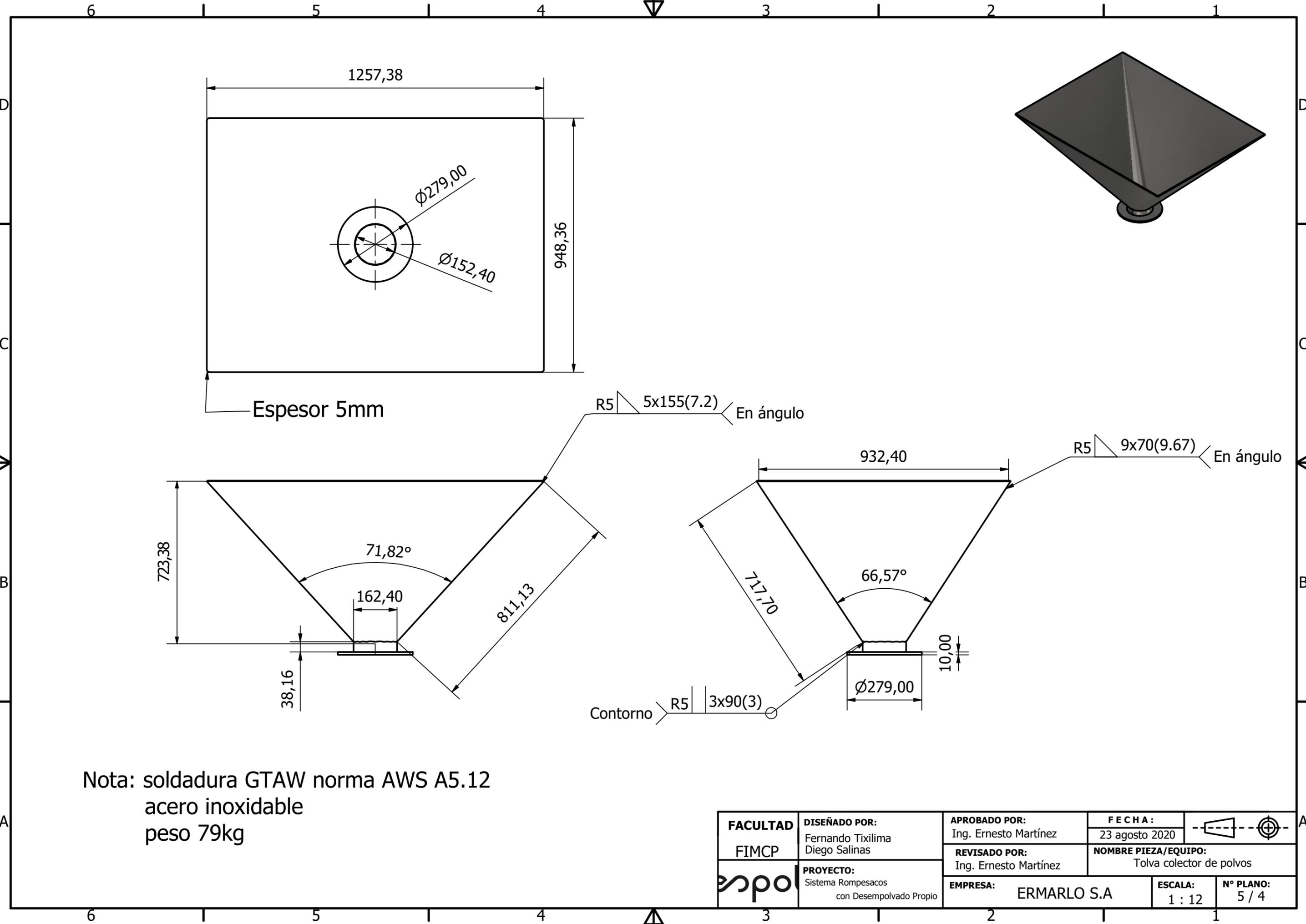
Espesor 15mm

$\varnothing 825,00$

$\varnothing 734,00$

Nota: soldadura GTAW norma AWS A5.12
acero inoxidable
peso 21kg

FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 23 agosto 2020	
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Estructura tambor giratorio	
	EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 1 : 8	Nº PLANO: 4 / 4	



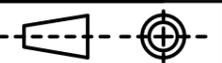
Espesor 5mm

R5 5x155(7.2) En ángulo

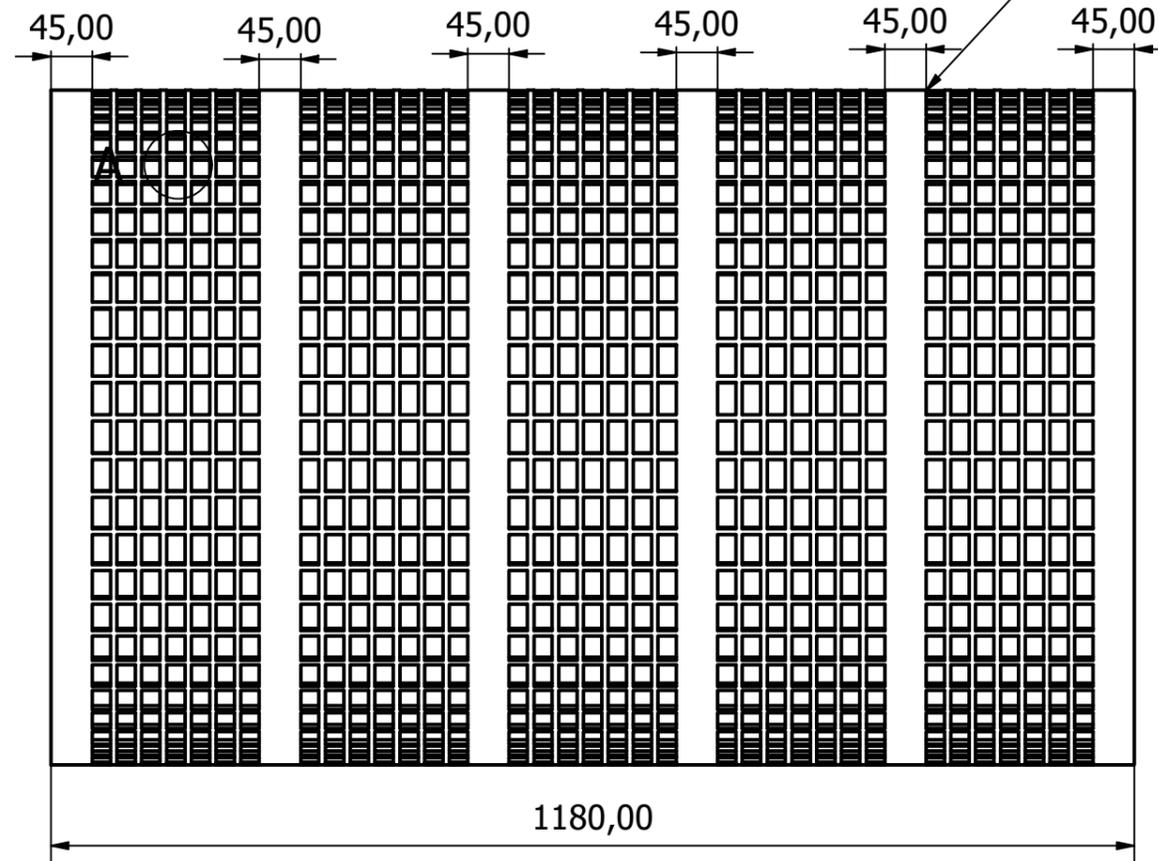
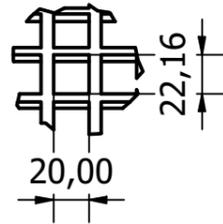
R5 9x70(9.67) En ángulo

Contorno R5 3x90(3)

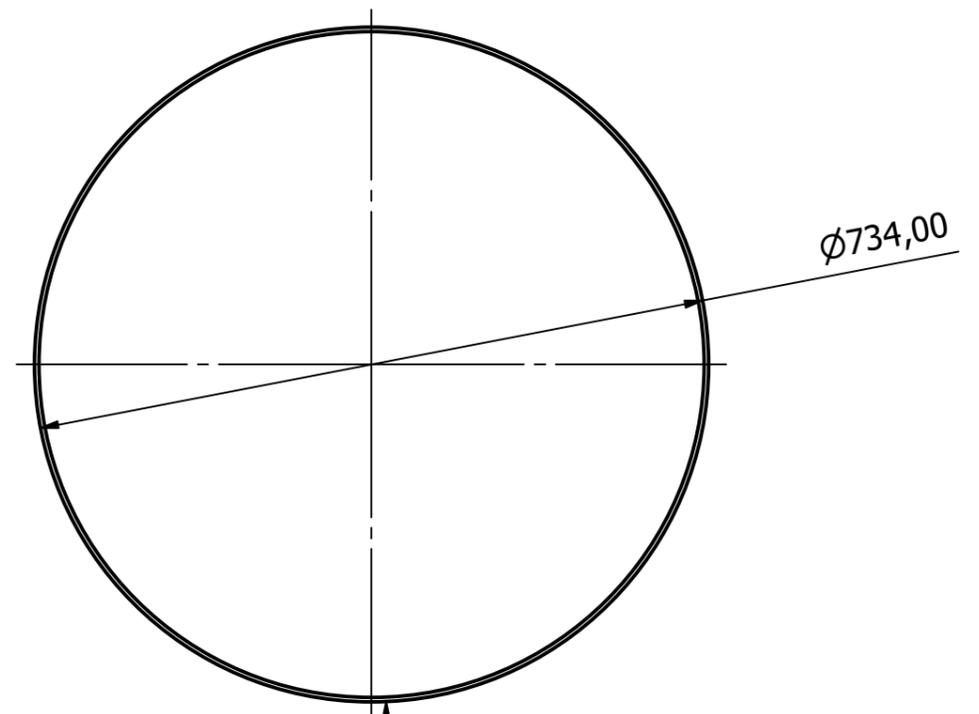
Nota: soldadura GTAW norma AWS A5.12
 acero inoxidable
 peso 79kg

FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 23 agosto 2020	
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Tolva colector de polvos	
	EMPRESA: ERMARLO S.A		ESCALA: 1 : 12	Nº PLANO: 5 / 4

A (1 : 4)



R5 | 4x170(13.5) | A tope

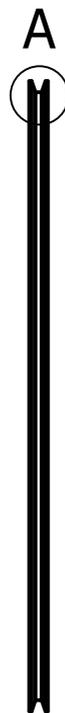
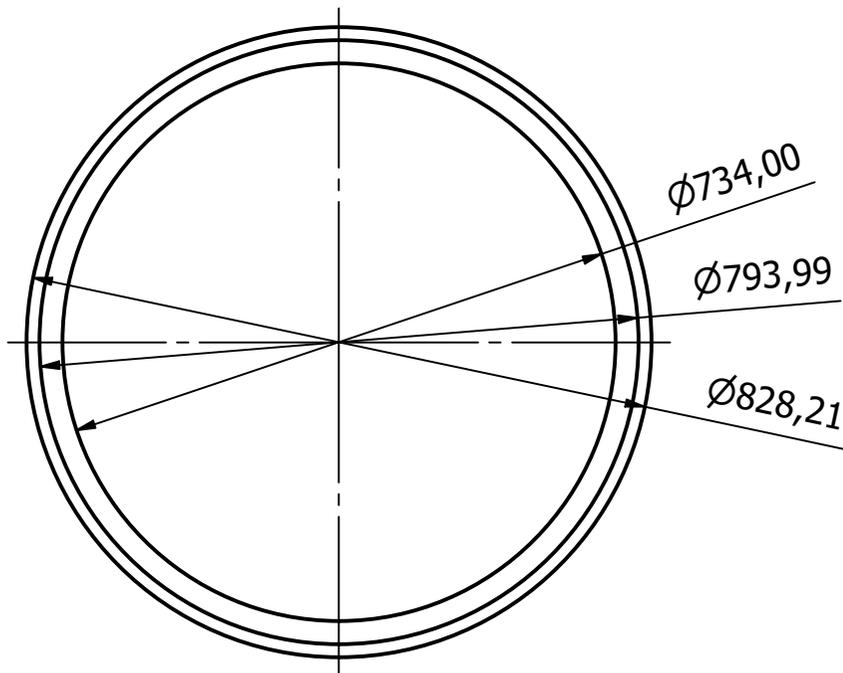


Espesor 5mm

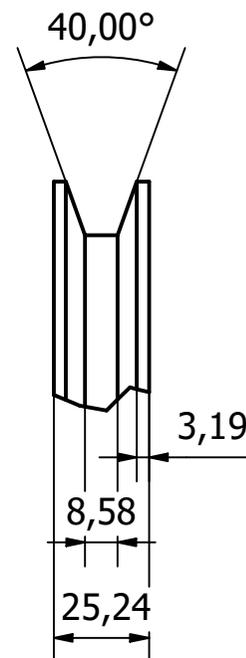
Nota: soldadura GTAW norma AWS A512
 acero inoxidable
 malla con espesor 2.5mm
 agujeros de 25mm²
 peso 54kg

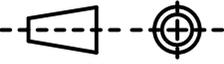
FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 23 agosto 2020	
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Malla tambor giratorio	
	EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 0.13 : 1	N° PLANO: 6 / 4	

Nota: acero inoxidable
peso 4.32kg

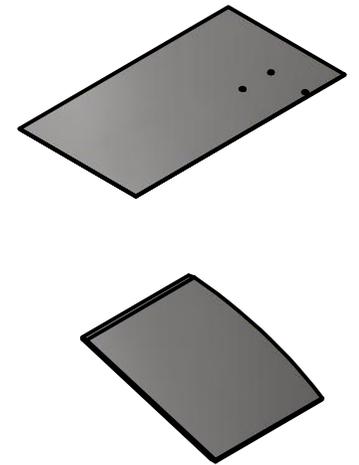
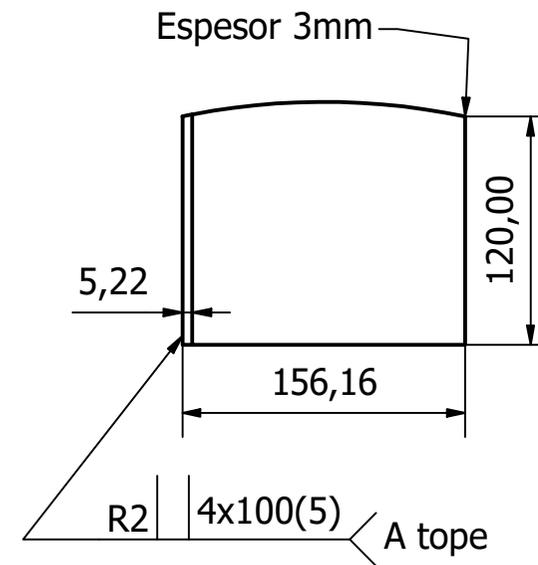
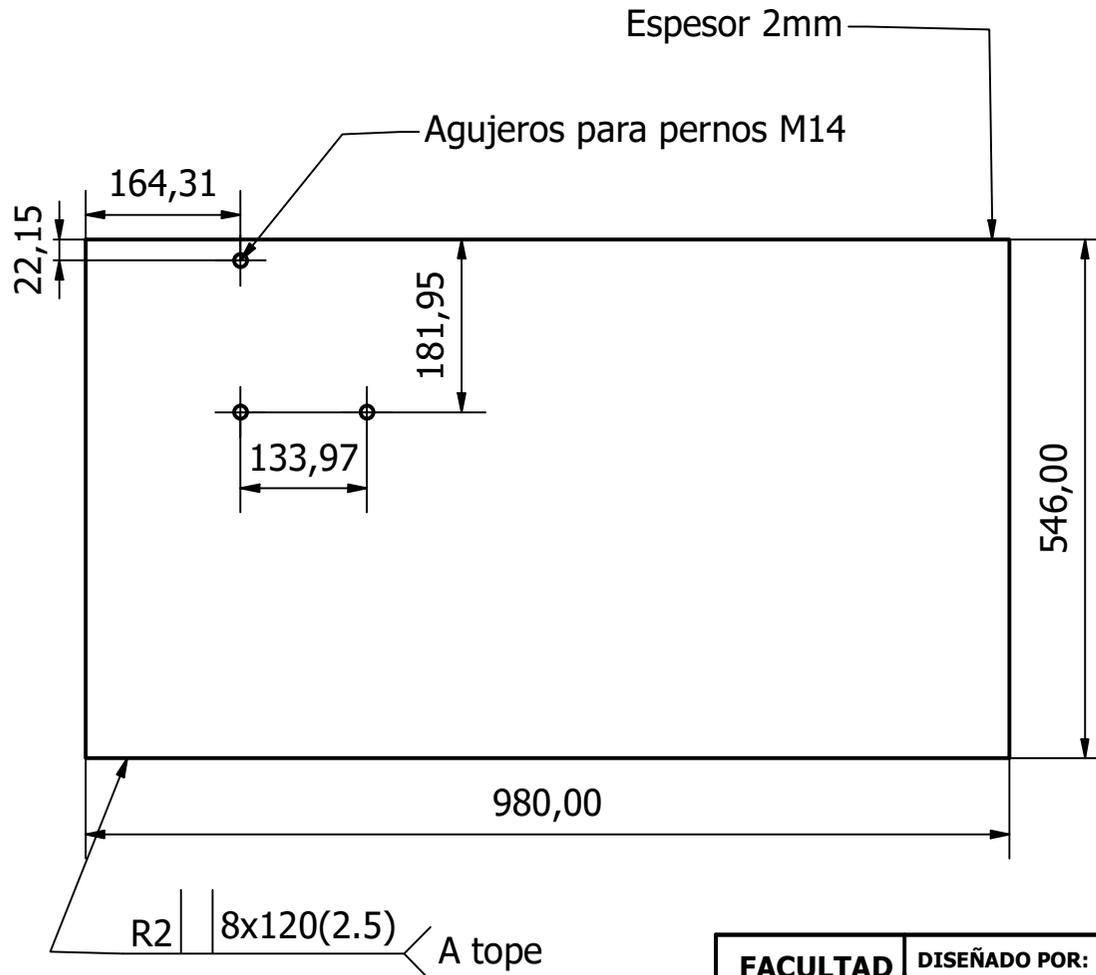


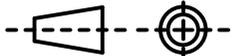
A (1 : 2)



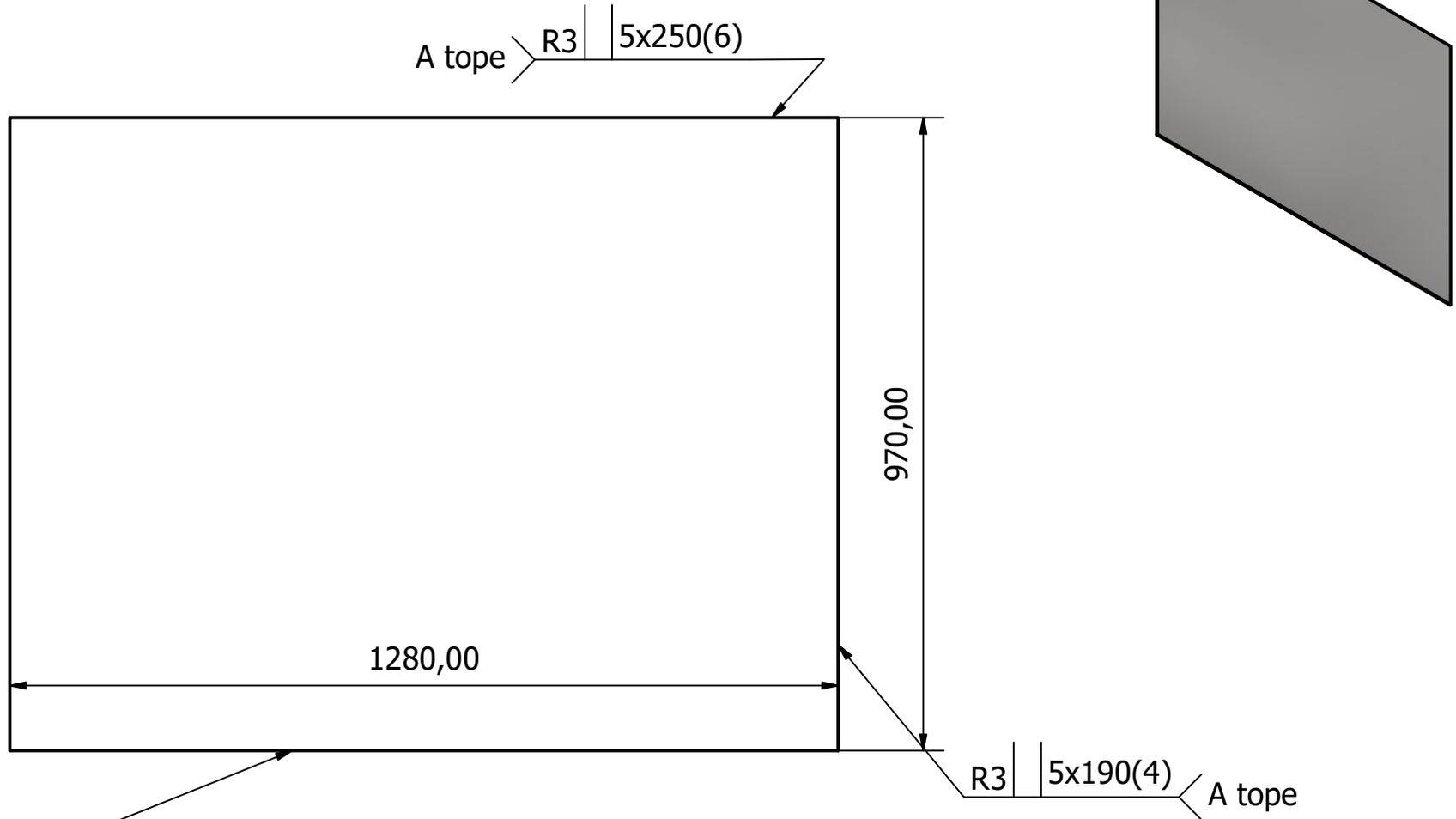
FACULTAD FIMCP 	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 23 agosto 2020	
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Aro con canal en V	
		EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 1 : 10	N° PLANO: 7 / 4

Nota: acero inoxidable
 peso plancha base para motor reductor 8.40kg
 peso aleta 0.46kg
 soldadura GTAW norma AWS A5.12



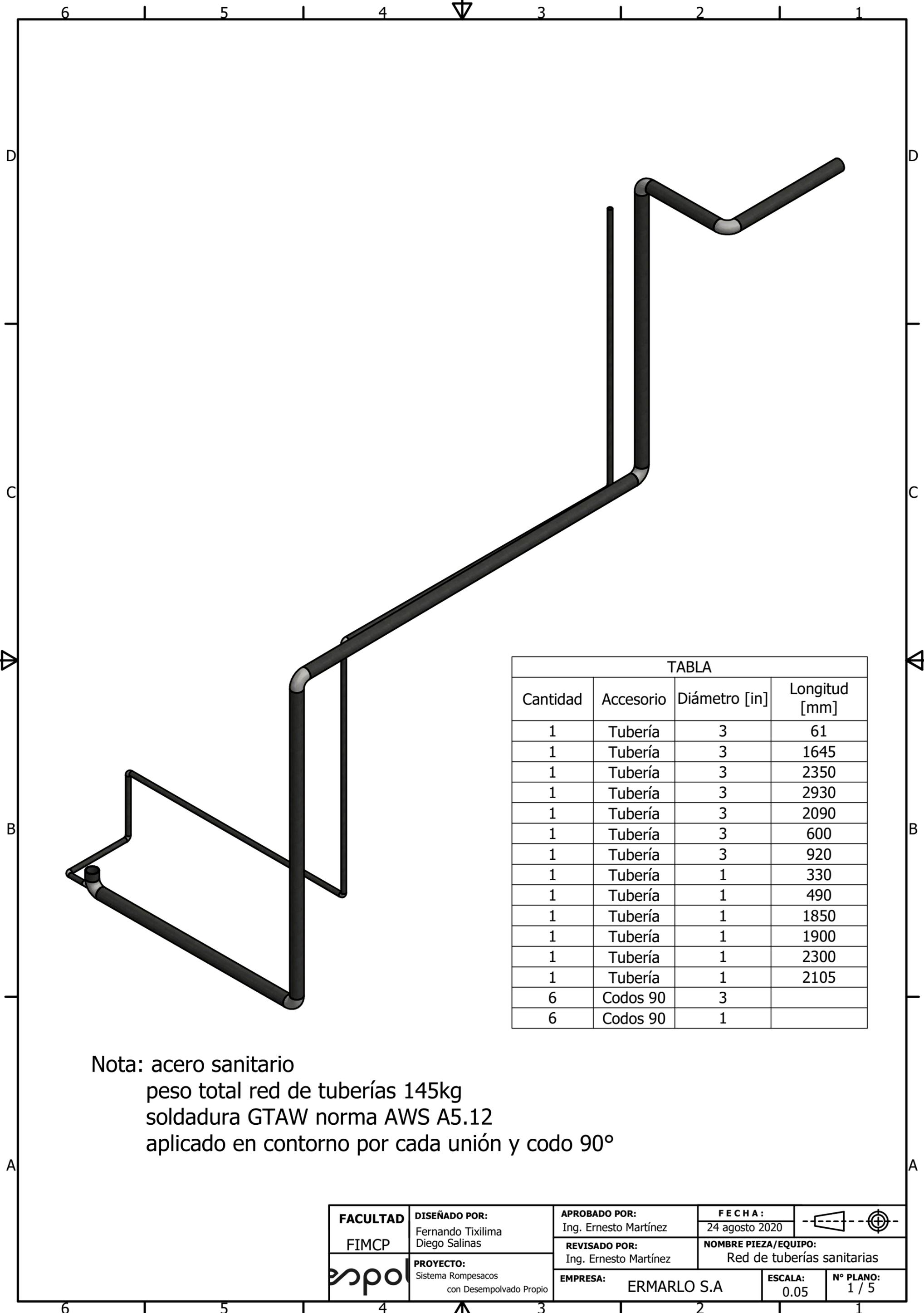
FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 23 agosto 2020	
	PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	NOMBRE PIEZA/EQUIPO: Plancha base y aleta	
	EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 1:8 y 1:4	N° PLANO: 8 / 4	

Nota: acero diamantado (antideslizante)
 peso 29.8kg
 soldadura GTAW norma AWS A5.12



Espesor 3mm

FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 23 agosto 2020	
		PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	
		EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 1 : 10	N° PLANO: 9 / 4



TABLA

Cantidad	Accesorio	Diámetro [in]	Longitud [mm]
1	Tubería	3	61
1	Tubería	3	1645
1	Tubería	3	2350
1	Tubería	3	2930
1	Tubería	3	2090
1	Tubería	3	600
1	Tubería	3	920
1	Tubería	1	330
1	Tubería	1	490
1	Tubería	1	1850
1	Tubería	1	1900
1	Tubería	1	2300
1	Tubería	1	2105
6	Codos 90	3	
6	Codos 90	1	

Nota: acero sanitario
 peso total red de tuberías 145kg
 soldadura GTAW norma AWS A5.12
 aplicado en contorno por cada unión y codo 90°

FACULTAD FIMCP	DISEÑADO POR: Fernando Tixilima Diego Salinas	APROBADO POR: Ing. Ernesto Martínez	FECHA: 24 agosto 2020	
		PROYECTO: Sistema Rompesacos con Desempolvado Propio	REVISADO POR: Ing. Ernesto Martínez	
		EMPRESA: ERMARLO S.A	ESCALA: 0.05	N° PLANO: 1 / 5