



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA**  
**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**PROYECTO TÉCNICO**  
**PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA:**

---

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO DE BOLAS PLANETARIO PARA EL LABORATORIO DE MATERIALES DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA”

---

**AUTORES:**

Edwin Gustavo Amores Balseca

Christian Patricio Maldonado Bernabé

**TUTOR:** Ing. Mg. Gonzalo López

**AMBATO – ECUADOR**

**2019**

## CERTIFICACIÓN DEL TUTOR

En calidad de tutor del proyecto técnico, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, con el tema “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO DE BOLAS PLANETARIO PARA EL LABORATORIO DE MATERIALES DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA”, elaborado por los señores Amores Balseca Edwin Gustavo con cédula de ciudadanía 0503497190, y Maldonado Bernabé Christian Patricio con cédula de ciudadanía 1804643581, egresados de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, Carrera de Ingeniería Mecánica, de la Universidad Técnica de Ambato.

Certifico:

- Que el presente proyecto técnico es original de sus autores.
- Ha sido revisado cada uno de sus capítulos.
- Esta concluido y puede continuar el trámite correspondiente.

Atentamente,

Ambato, julio de 2019

A handwritten signature in blue ink, reading "Gonzalo E. Lopez", enclosed within a blue oval shape. The signature is written over a horizontal dotted line.

Ing. Mg. Gonzalo Eduardo López Villacis

TUTOR

II

## **AUTORÍA DEL TRABAJO**

NOSOTROS, Amores Balseca Edwin Gustavo con cédula de ciudadanía 0503497190 y Maldonado Bernabé Christian Patricio con cédula de ciudadanía 1804643581, declaramos que todo el contenido del proyecto técnico de titulación con el tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO DE BOLAS PLANETARIO PARA EL LABORATORIO DE MATERIALES DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA”, así como ideas de diseño, criterios, resultados, conclusiones y recomendaciones son legítimos y de autoría nuestra.


Ambato, julio de 2019

## **AUTORES**



Edwin Gustavo Amores Balseca

C.I. 0503497190



Christian Patricio Maldonado Bernabé

C.I. 1804643581

## DERECHOS DE AUTOR

Autorizamos a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y proceso de investigación, según las normas de la institución.

Cedemos los Derechos en línea patrimoniales de nuestro Proyecto Técnico con fines de difusión pública, además aprobamos la reproducción de este documento, dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice representando nuestros derechos de autores.


Ambato, mayo de 2019

## AUTORES



Edwin Gustavo Amores Balseca

C.I. 0503497190



Christian Patricio Maldonado Bernabé

C.I. 1804643581

## APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO


Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del Proyecto Técnico realizado por los estudiantes Edwin Gustavo Amores Balseca y Christian Patricio Maldonado Bernabé de la carrera de Ingeniería Mecánica, bajo el tema: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO DE BOLAS PLANETARIO PARA EL LABORATORIO DE MATERIALES DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA”.

Ambato, mayo de 2019

Para constancia firman:

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Diego Núñez', written over a horizontal dotted line.

Ing. Mg. Diego Núñez

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Víctor Espín', written over a horizontal dotted line.

Ing. Mg. Víctor Espín

## **DEDICATORIA**

Dedico mi proyecto de titulación, a Dios por brindarme salud y fuerza para poder culminar esta etapa en mi vida. A mis padres por su apoyo y así seguir adelante ante cualquier dificultad que se presente en la vida.

Edwin Amores

Este proyecto va dedicado en primer lugar a Dios el cual supo darme fuerzas durante todo el transcurso de la carrera y logre enfrentarlos poco a poco gracias a sus bendiciones que me brindo, fuerzas para salir adelante y continuar por el sendero correcto hasta alcanzar mi objetivo.

A mis padres Alonso y Mercy que son el pilar fundamental para lograr este objetivo trazado durante mi vida. Además de darme sus palabras de aliento que fueron importantes durante toda la carrera y llegar a ser un profesional correcto.

A mis hermanos Ximena, Diego, Karina quienes me apoyaron en todo sentido durante mi vida universitaria siguiendo sus ejemplos de alcanzar un título universitario y ser un profesional más en la familia.

A mi enamorada Paola quien me apoyó incondicionalmente en el transcurso de mis estudios y quien siempre me dió palabras de aliento para nunca decaer.

A mis amigos quienes formaron parte compartiendo buenos y malos momentos juntos, pero siempre pensando en salir adelante para llegar a culminar nuestra carrera universitaria.

Christian Maldonado

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a Dios por brindarme el amor de mis padres Gustavo y Lucila, ustedes son mi inspiración para seguir adelante y superarme cada día, me faltara la vida para darle las gracias.

A la carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato por ser alumno y permitirme realizar mi proyecto, agradezco a mi tutor Ing. Gonzalo López por brindarme sus conocimientos y ser guía para la realización de proyecto de titulación.

A todos mis amigos que hice en este tiempo.

Edwin Amores

Principalmente doy gracias a Dios por darme la vida que algún día tal vez no la iba a tener. Además, lograr todo lo que me he planteado en mi vida y lograr ser un profesional con valores de igual manera ser un ejemplo para mis sobrinos.

Agradezco a mis padres y hermanos por darme sus palabras de aliento que día a día lo necesitaba cuando me sentía desanimado.

Al tutor del trabajo, el Ingeniero Gonzalo López, que compartió sus conocimientos para realizar el proyecto técnico y culminar con éxito.

A mis compañeros quienes estuvieron para apoyarnos incondicionalmente en los momentos buenos y malos, pero siempre dándonos palabras de aliento de igual manera teniendo una mente positiva para seguir adelante hasta alcanzar nuestra meta de ser profesionales.

Christian Maldonado

## ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDO

### PÁGINAS PRELIMINARES

CERTIFICACIÓN DEL TUTOR .....	II
AUTORÍA DEL TRABAJO .....	III
DERECHOS DE AUTOR.....	IV
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO .....	V
DEDICATORIA .....	VI
AGRADECIMIENTO.....	VII
ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDO .....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS .....	XIV
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XVII
RESUMEN EJECUTIVO .....	XXI
ABSTRACT .....	XXII
CAPÍTULO I.....	19
1 MARCO TEÓRICO .....	19
1.1 Antecedentes .....	19
1.1.1 Investigaciones previas.....	20
1.1.2 Fundamentación teórica.....	21
1.1.2.1 Pulvimetalurgia .....	21
1.1.2.2 Pulverización.....	21
1.1.2.3 Molienda .....	22
1.1.2.4 Factores de la molienda.....	22
1.1.2.5 Mecanismo de la molienda.....	22
1.1.2.6 Tipos de molienda.....	23
1.1.2.7 Molienda convencional .....	23

1.1.2.8	Molienda de bolas .....	24
1.1.2.9	Molienda de barras.....	24
1.1.2.10	Molienda SAG .....	25
1.1.2.11	Tipos de molienda.....	25
1.1.2.12	Aleación mecánica .....	25
1.1.3	Partes del molino de bolas planetario .....	26
1.1.4	Selección de frascos y bolas de molienda .....	27
1.1.5	Tamaño de las bolas de la molienda.....	28
1.1.6	Número de bolas por jarra de molienda.....	28
1.1.7	Peso calculado de la bola.....	29
1.1.8	Tamaño de partículas.....	29
1.1.9	Velocidad entre diferentes molinos .....	30
1.1.10	Comparación de los diferentes aspectos entre molinos .....	30
1.2	Objetivos .....	31
1.2.1	Objetivo general .....	31
1.2.2	Objetivos específicos.....	31
CAPÍTULO II .....		32
2	METODOLOGÍA.....	32
2.1	Molino de bolas planetario.....	32
2.2	Sistema estructura .....	32
2.3	Sistema de transmisión.....	33
2.3.1	Partes del sistema de transmisión .....	34
2.4	Sistema eléctrico .....	36
2.4.1	Circuito de control .....	36
2.4.2	Circuito de potencia.....	37

2.4.3 Partes del sistema eléctrico.....	38
2.5 Métodos.....	43
2.5.1 Método investigativo .....	43
2.5.1.1 Selección de alternativas .....	43
2.5.1.2 Selección de alternativas de los molinos.....	44
2.5.1.3 Tipos de molinos de bolas.....	44
2.5.1.4 Molino de bolas de alta energía .....	44
2.5.1.5 Molino de bolas de baja energía.....	48
2.5.1.6 Valoración de alternativas.....	49
2.5.2 Descripción de la metodología .....	51
2.5.2.1 Etapa de estudio .....	51
2.5.2.2 Etapa de diseño preliminar.....	51
2.5.2.3 Etapa de diseño detallado.....	51
2.5.2.4 Diseño de los componentes del molino de bolas .....	52
2.5.2.5 Etapa de simulación .....	52
2.5.2.6 Etapa de construcción y montaje.....	52
2.5.2.7 Etapa de análisis.....	53
<b>CAPÍTULO III.....</b>	<b>54</b>
<b>3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN .....</b>	<b>54</b>
3.1 Diseño de los elementos del sistema estructura .....	54
3.1.1 Diseño de la viga .....	54
3.1.1.1 Cálculo de la fuerza de la viga .....	54
3.1.2 Análisis de la estructura.....	59
3.2 Diseño de los elementos de transmisión .....	62
3.2.1 Selección del motor .....	63

3.2.2	Cálculo de la velocidad angular.....	63
3.2.3	Velocidad tangencial .....	63
3.2.4	Aceleración radial.....	63
3.2.5	Aceleración tangencial .....	64
3.2.6	Aceleración total.....	64
3.2.7	Inercia .....	64
3.2.8	Torque.....	65
3.2.9	Potencia del motor .....	66
3.2.10	Selección de la banda de transmisión principal.....	66
3.2.10.1	Potencia requerida.....	67
3.2.10.2	Selección tipo de correa .....	68
3.2.10.3	Relación de transmisión .....	69
3.2.10.4	Diámetro de poleas.....	70
3.2.10.5	Distancia entre ejes .....	71
3.2.10.6	Longitud primitiva de la correa.....	72
3.2.10.7	Distancia entre centros corregida .....	72
3.2.10.8	Cálculo de número de correas .....	73
3.2.10.9	Velocidad periférica de la correa .....	77
3.2.10.10	Ángulo de contacto .....	77
3.2.10.11	Tensiones de la polea .....	78
3.2.11	Selección de la banda secundaria que genera el movimiento planetario.....	80
3.2.11.1	Selección tipo de correa .....	82
3.2.11.2	Relación de transmisión.....	82
3.2.11.3	Diámetro de poleas.....	83
3.2.11.4	Longitud primitiva de la correa.....	83

3.2.11.5 Distancia entre centros corregida .....	84
3.2.11.6 Cálculo de número de correas .....	84
3.2.11.7 Velocidad periférica de la correa .....	87
3.2.11.8 Ángulo de contacto .....	88
3.2.11.9 Tensiones de la polea .....	89
3.2.12 Diseño del eje principal .....	91
3.2.13 Diseño estático del eje principal.....	98
3.2.13.1 Análisis de torsión.....	98
3.2.13.2 Esfuerzo por flexión.....	98
3.2.13.3 Esfuerzo por torsión.....	99
3.2.14 Cálculo de resistencia a fatiga del eje principal .....	100
3.2.15 Selección del tipo de rodamiento para el eje principal.....	104
3.2.15.1 Análisis estático .....	104
3.2.15.2 Análisis dinámico.....	105
3.2.16 Diseño del eje secundario.....	107
3.2.17 Diseño estático del eje secundario.....	114
3.2.17.1 Análisis de torsión.....	114
3.2.17.2 Esfuerzo por flexión.....	115
3.2.17.3 Esfuerzo por torsión.....	115
3.2.18 Cálculo de resistencia a fatiga del eje secundario .....	116
3.2.19 Selección del tipo de rodamiento para el eje secundario.....	121
3.2.19.1 Análisis estático .....	121
3.2.19.2 Análisis dinámico.....	121
3.2.20 Análisis del eje principal .....	124
3.2.20.1 Análisis plano XY .....	124

3.2.20.2	Análisis plano XZ .....	128
3.2.21	Análisis del eje secundario .....	130
3.2.21.1	Análisis plano XY .....	130
3.2.21.2	Análisis plano XZ .....	132
3.2.22	Diseño de la chaveta .....	133
3.2.22.1	Diseño por falla de corte .....	133
3.2.22.2	Diseño por falla al esfuerzo de compresión .....	134
3.2.23	Diseño del disco.....	135
3.2.24	Diseño del perno.....	136
3.2.25	Diseño del recipiente .....	149
3.2.26	Estudio de frecuencia del sistema planetario.....	152
3.3	Diseño de los elementos eléctricos .....	154
3.3.1	Selección del magnetérmico.....	154
3.3.2	Selección del variador .....	155
3.3.3	Selección del Panel BOP (Basic Operator Panel) .....	157
3.4	Presupuesto .....	157
3.5	Pruebas de funcionamiento .....	162
CAPÍTULO IV .....		166
4	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	166
4.1	Conclusiones .....	166
4.2	Recomendaciones.....	168
BIBLIOGRAFÍA.....		169
ANEXOS.....		172
PLANOS .....		194

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1.1</b> Ventajas y desventajas del molino de bolas planetario.....	27
<b>Tabla 1.2</b> Frascos y bolas de molienda. ....	27
<b>Tabla 1.3</b> Tamaño de las bolas de la molienda. ....	28
<b>Tabla 1.4</b> Tamaño de las bolas de la molienda. ....	28
<b>Tabla 1.5</b> Peso calculado de la bola. ....	29
<b>Tabla 1.6</b> Tamaño de partículas. ....	29
<b>Tabla 1.7</b> Velocidades de los molinos.....	30
<b>Tabla 2.1</b> Descripción de la estructura.....	33
<b>Tabla 2.2</b> Descripción de las partes del sistema de transmisión .....	34
<b>Tabla 2.3</b> Descripción de las partes del sistema de transmisión (continuación 2). ....	35
<b>Tabla 2.4</b> Descripción de las partes del sistema de transmisión (continuación 3).....	36
<b>Tabla 2.5</b> Descripción de las partes del sistema eléctrico .....	38
<b>Tabla 2.6</b> Descripción de las partes del sistema eléctrico (continuación 2).....	39
<b>Tabla 2.7</b> Descripción de las partes del sistema eléctrico (continuación 3).....	40
<b>Tabla 2.8</b> Descripción de las partes del sistema eléctrico (continuación 4).....	41
<b>Tabla 2.9</b> Componentes eléctricos .....	41
<b>Tabla 2.10</b> Componentes eléctricos (continuación 2). ....	42
<b>Tabla 2.11</b> Configuración del variador .....	42
<b>Tabla 2.12</b> Configuración del variador (continuación 2).....	43
<b>Tabla 2.13</b> Ponderación.....	43
<b>Tabla 2.14</b> Valoración de alternativas.....	50
<b>Tabla 3.1</b> Propiedades ASTM A36 .....	57
<b>Tabla 3.2</b> Perfil cuadrado .....	57
<b>Tabla 3.3</b> Masa del conjunto .....	64
<b>Tabla 3.4</b> Coeficiente de corrección.....	68
<b>Tabla 3.5</b> Diámetros aconsejados según el tipo de sección de la correa .....	70
<b>Tabla 3.6</b> Lista de medidas de correa tipo A. ....	72
<b>Tabla 3.7</b> Factor de corrección.....	74
<b>Tabla 3.8</b> Prestaciones básicas de la correa A. ....	74

<b>Tabla 3.9</b> Interpolación .....	75
<b>Tabla 3.10</b> Prestaciones adicionales.....	75
<b>Tabla 3.11</b> Interpolación .....	75
<b>Tabla 3.12</b> Factor de corrección.....	76
<b>Tabla 3.13</b> Interpolación .....	76
<b>Tabla 3.14</b> Coeficiente de corrección. ....	81
<b>Tabla 3.15</b> Lista de medidas de correa tipo A.....	83
<b>Tabla 3.16</b> Factor de corrección.....	85
<b>Tabla 3.17</b> Prestaciones básicas de la correa A.....	85
<b>Tabla 3.18</b> Interpolación .....	86
<b>Tabla 3.19</b> Prestaciones adicionales.....	86
<b>Tabla 3.20</b> Interpolación .....	86
<b>Tabla 3.21</b> Factor de corrección. ....	87
<b>Tabla 3.22</b> Interpolación .....	87
<b>Tabla 3.23</b> Tamaño preferidos. ....	138
<b>Tabla 3.24</b> Diámetro y área de roscas. ....	139
<b>Tabla 3.25</b> Especificaciones SAE .....	142
<b>Tabla 3.26</b> Tamaño preferidos. ....	144
<b>Tabla 3.27</b> Diámetro y área de roscas. ....	145
<b>Tabla 3.28</b> Especificaciones SAE. ....	149
<b>Tabla 3.29</b> Datos de Frecuencia.....	154
<b>Tabla 3.30</b> Datos técnicos. ....	156
<b>Tabla 3.31</b> Botones de control BOP.....	157
<b>Tabla 3.32</b> Sistema Mecánico .....	158
<b>Tabla 3.33</b> Sistema Mecánico (continuación 2).....	159
<b>Tabla 3.34</b> Sistema Mecánico (continuación 3).....	160
<b>Tabla 3.35</b> Sistema Eléctrico.....	160
<b>Tabla 3.36</b> Sistema Eléctrico (continuación 2) .....	161
<b>Tabla 3.37</b> Mano de obra.....	161
<b>Tabla 3.38</b> Costo total .....	161
<b>Tabla 3.39</b> Ficha de funcionamiento sin carga.....	162

<b>Tabla 3.40</b> Ficha de funcionamiento con carga.....	163
<b>Tabla 3.41</b> Resultados de funcionamiento .....	164
<b>Tabla 3.42</b> Proceso de molienda .....	165

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.1</b> Abrasión.....	22
<b>Figura 1.2</b> Atricción.....	22
<b>Figura 1.3</b> Impacto.....	23
<b>Figura 1.4</b> Tipos de molienda.....	23
<b>Figura 1.5</b> Molienda de bolas.....	24
<b>Figura 1.6</b> Molienda de barras.....	24
<b>Figura 1.7</b> Molienda SAG.....	25
<b>Figura 1.8</b> Tipos de molienda.....	25
<b>Figura 1.9</b> Partes del molino de bolas planetario.....	26
<b>Figura 1.10</b> Comparación entre molinos.....	30
<b>Figura 2.1</b> Sistemas del molino de bolas planetario.....	32
<b>Figura 2.2</b> Sistema de transmisión.....	34
<b>Figura 2.3</b> Circuito de control.....	37
<b>Figura 2.4</b> Circuito de potencia.....	38
<b>Figura 2.5</b> Molino de bolas de alta energía con distintos tipos de bolas.....	45
<b>Figura 2.6</b> Esquema de un molino de bolas vibratorio.....	45
<b>Figura 2.7</b> Molino mezclador.....	46
<b>Figura 2.8</b> Molino attritor.....	46
<b>Figura 2.9</b> Esquema del recipiente attritor.....	46
<b>Figura 2.10</b> Molino de bolas planetario.....	47
<b>Figura 2.11</b> Molino super misuni.....	47
<b>Figura 2.12</b> Molino de bolas universal.....	48
<b>Figura 2.13</b> Bolas de forma estática.....	49
<b>Figura 2.14</b> Bolas de forma dinámica.....	49
<b>Figura 3.1</b> Partes de la estructura.....	54
<b>Figura 3.2</b> Parte crítica.....	55
<b>Figura 3.3</b> Viga.....	55
<b>Figura 3.4</b> Diagrama de cuerpo libre.....	56
<b>Figura 3.5</b> Sección del perfil.....	58

<b>Figura 3.6</b> Análisis de la viga.....	58
<b>Figura 3.7</b> Estructura.....	59
<b>Figura 3.8</b> Dimensión de la estructura .....	59
<b>Figura 3.9</b> Definición del material .....	60
<b>Figura 3.10</b> Asignación de cargas .....	60
<b>Figura 3.11</b> Asignación de cargas .....	60
<b>Figura 3.12</b> Mallado de la estructura .....	61
<b>Figura 3.13</b> Deformación de la estructura.....	61
<b>Figura 3.14</b> Deformación de la estructura.....	62
<b>Figura 3.15</b> Elementos de transmisión.....	62
<b>Figura 3.16</b> Selección tipo de correa.....	69
<b>Figura 3.17</b> Ángulo entre polea y banda .....	77
<b>Figura 3.18</b> Selección tipo de correa.....	82
<b>Figura 3.19</b> Sistema de transmisión secundario.....	88
<b>Figura 3.20</b> Ángulo entre polea y banda secundario.....	88
<b>Figura 3.21</b> Eje principal con polea .....	91
<b>Figura 3.22</b> Eje principal.....	91
<b>Figura 3.23</b> Diagrama de tensiones en la polea principal .....	91
<b>Figura 3.24</b> Diagrama de cuerpo libre .....	92
<b>Figura 3.25</b> Diagrama de cuerpo libre en el plano x-y.....	93
<b>Figura 3.26</b> Diagrama de corte y del momento en el plano x-y.....	95
<b>Figura 3.27</b> Diagrama de cuerpo libre en el plano x-z.....	96
<b>Figura 3.28</b> Diagrama .....	97
<b>Figura 3.29</b> Diagrama de corte y del momento en el plano x-z.....	98
<b>Figura 3.30</b> Diagrama de cambio de sección .....	102
<b>Figura 3.31</b> Factor de vida amplia. ....	106
<b>Figura 3.32</b> Eje secundario.....	107
<b>Figura 3.33</b> Diagrama de tensiones en la polea secundaria .....	108
<b>Figura 3.34</b> Diagrama de cuerpo libre .....	108
<b>Figura 3.35</b> Diagrama cuerpo libre y fuerza cortantes.....	111
<b>Figura 3.36</b> Diagrama del momento en el plano x-y del eje secundario.....	111

<b>Figura 3.37</b>	Diagrama de cuerpo libre en el plano x-z.....	112
<b>Figura 3.38</b>	Diagrama .....	113
<b>Figura 3.39</b>	Diagrama de corte y del momento en el plano x-z del eje secundario .....	114
<b>Figura 3.40</b>	Diagrama de cambio de sección .....	118
<b>Figura 3.41</b>	Factor de vida amplia .....	123
<b>Figura 3.42</b>	Eje principal.....	124
<b>Figura 3.43</b>	Asignación del material .....	124
<b>Figura 3.44</b>	Selección de apoyos.....	125
<b>Figura 3.45</b>	Aplicación de cargas.....	125
<b>Figura 3.46</b>	Aplicación de cargas en el eje .....	125
<b>Figura 3.47</b>	Von Mises.....	126
<b>Figura 3.48</b>	Deformación .....	126
<b>Figura 3.49</b>	Deformación .....	127
<b>Figura 3.50</b>	Factor de seguridad.....	127
<b>Figura 3.51</b>	Análisis en el punto C.....	128
<b>Figura 3.52</b>	Análisis en el punto B.....	128
<b>Figura 3.53</b>	Tensión de Von Mises .....	129
<b>Figura 3.54</b>	Desplazamiento en el punto D.....	129
<b>Figura 3.55</b>	Análisis de la reacción en el punto B .....	130
<b>Figura 3.56</b>	Análisis de la reacción en el punto C .....	130
<b>Figura 3.57</b>	Deformación .....	131
<b>Figura 3.58</b>	Factor de seguridad.....	131
<b>Figura 3.59</b>	Análisis de reacciones en el punto C.....	132
<b>Figura 3.60</b>	Análisis de reacciones en el punto B .....	132
<b>Figura 3.61</b>	Chaveta.....	133
<b>Figura 3.62</b>	Disco.....	135
<b>Figura 3.63</b>	Deformación .....	135
<b>Figura 3.64</b>	Factor de seguridad.....	136
<b>Figura 3.65</b>	Sección perno .....	136
<b>Figura 3.66</b>	Perno ½”.....	137
<b>Figura 3.67</b>	Pernos del portajarras .....	143

<b>Figura 3.68</b> Primer estudio de frecuencia .....	152
<b>Figura 3.69</b> Segundo estudio de frecuencia .....	152
<b>Figura 3.70</b> Tercer estudio de frecuencia.....	153
<b>Figura 3.71</b> Cuarto estudio de frecuencia .....	153
<b>Figura 3.72</b> Elementos eléctricos .....	154

**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA**  
**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**TEMA:** “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO DE BOLAS PLANETARIO PARA EL LABORATORIO DE MATERIALES DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA”

**Autores:** Amores Balseca Edwin Gustavo  
Maldonado Bernabé Christian Patricio  
**Tutor:** Ing. Mg. Gonzalo López

**RESUMEN EJECUTIVO**

El presente proyecto técnico se realizó debido a la importancia de implementar un molino de bolas planetario para la trituración de polvos finos y a su vez la obtención de pulverización de viruta de acero para el laboratorio de materiales de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato. El proyecto se orienta en el diseño, construcción, y pruebas de funcionamiento que a la vez está compuesto por un motor bifásico, poleas y un variador de velocidades entre otros dispositivos, para esto se investigó diferentes tipos de molinos. En lo teórico y analítico, se realizó la selección de un motor bifásico de acuerdo a las necesidades del molino de bolas planetario, se diseñó los elementos principales como son la estructura la cual servirá de soporte del sistema de transmisión y otros componentes. Además, los ejes tienen la función de generar el movimiento planetario por medio de poleas. Un aspecto fundamental es el tamaño, el peso y ruido con el que fue diseñado dicha máquina. Las partes principales del molino son: variador, motor, ejes, recipientes, poleas, timer y las bandas de transmisión, etc. El proyecto se diseñó con la intención de utilizarlo para aplicaciones de pulvimetalurgia, en el cual se obtendrá polvos finos de acero en un rango de 45 a 250 micras. Además, facilitará las investigaciones que se realicen por estudiantes, docentes y así crear nuevas aleaciones mecánicas. Finalmente, la máquina se construyó con materiales que sean resistentes a la corrosión, que estén disponibles en el mercado y tengan un costo accesible para su respectiva construcción.

**Palabras claves:** diseño, molino de bolas planetario, ejes, variador, poleas, bandas de transmisión, pulvimetalurgia, viruta de acero.

**TECHNICAL UNIVERSITY OF AMBATO**  
**FACULTY OF CIVIL AND MECHANICAL ENGINEERING**  
**MECHANICAL ENGINEERING CAREER**

TOPIC: "DESIGN AND CONSTRUCTION OF A PLANETARY BALL MILL FOR THE LABORATORY OF MATERIALS OF THE CAREER OF MECHANICAL ENGINEERING"

**Authors:** Amores Balseca Edwin Gustavo  
Maldonado Bernabé Christian Patricio  
**Advisor:** Ing. Mg. Gonzalo López

**ABSTRACT**

This technical project was carried out due to the importance of implementing a planetary ball mill for the crushing of fine powders and at the same time obtaining steel chip spraying for the materials laboratory of the Faculty of Mechanical Engineering of the Technical University of Ambato. The project is oriented in the design, construction, and functional tests that at the same time is composed of a two-phase motor, pulleys and a variable speed drive among other devices, for this, different types of mills were investigated. In the theoretical and analytical, the selection of a two-phase motor was made according to the needs of the planetary ball mill, the main elements were designed such as the structure which will support the transmission system and other components. In addition, the axes have the function of generating the planetary movement by means of pulleys. A fundamental aspect is the size, weight and noise with which the machine was designed. The main parts of the mill are: variator, motor, shafts, vessels, pulleys, timer and transmission bands, etc. The project was designed with the intention of using it for powder metallurgy applications, in which fine steel powders will be obtained in a range of 45 to 250 microns. In addition, it will facilitate research carried out by students, teachers and thus create new mechanical alloys. Finally, the machine was built with materials that are resistant to corrosion, are available in the market and have an affordable cost for their respective construction.

**Keywords:** design, planetary ball mill, shafts, variator, pulleys, transmission bands, powder metallurgy, steel shavings.

## **CAPÍTULO I**

### **MARCO TEÓRICO**

#### **1.1 Antecedentes**

En el estudio realizado por Xuan et al indica que el molino de bolas planetario es un molino de alta tecnología en el que se utiliza en el proceso de energía como la aleación mecánica, mecano química y la activación mecánica. Además, los molinos planetarios poseen altas velocidades y frecuencias de alto impacto de la bola de molienda. Mediante la condición de fresado afectaría a los materiales en el caso de las propiedades del polvo molido, el cual es controlado por un cambio que se genera en las bolas de la molienda, en el fresado, en la geometría del molino y en la rotación que se daría para obtener las características deseadas para tener el producto final. [1]

En el estudio realizado por Kakuk et al indica que se realizó un estudio en el molino de bolas planetario, en el cual indica que la energía del impacto es transmitida hacia el material durante el fresado y a la potencia de fresado. También se menciona sobre el funcionamiento y la relación entre la velocidad angular del disco solar y los parámetros geométricos del molino. De igual manera la relación entre el modelo establecido para el proceso de molienda da lugar entre los parámetros de molienda y el molino planetario de bolas en el que se utiliza los cálculos respectivos, en el cual se puede obtener datos más reales sobre la energía transferida para obtener el producto mediante la molienda. [2]

En el estudio realizado por Herrera et al indica el diseño de un molino vibratorio el que posee material nano particulado y es combinado con el molino planetario en donde se lo va a utilizar con materiales compuestos. Para este diseño se ha tomado en cuenta los movimientos que generarían y en el cual dicho molino detallado se convierta en un molino

de alta energía por la cantidad de elementos molidores a los que se someterán y que tenga una capacidad alta en el recipiente para poder moler. En este diseño planteado posee dos aspectos fundamentales como es el movimiento axial vibratorio y el movimiento centrífugo de los recipientes que poseen los polvos. [3]

### **1.1.1 Investigaciones previas**

En el estudio realizado por Watanabe et al indica que se realizó una investigación sobre “Simulación por computadora del movimiento de bolas de molienda durante la aleación mecánica” en el que se efectúa un estudio realizado en el molino planetario de bolas de alta velocidad, con simulaciones de acuerdo a los parámetros: el contenedor que giró alrededor del eje a una velocidad angular de 73.32 rad/s, el radio de 180 mm el cual giró a una velocidad angular de 36.66 rad/s. La fuerza gravitacional no se tomó en cuenta porque es despreciable en comparación con la fuerza centrífuga. Además, se efectuó la simulación con el método discreto y en donde se tomó en cuenta el movimiento de traslación, rotación y tres tipos de fuerzas. [4]

De acuerdo a las simulaciones realizadas se obtuvo como resultado en el molino planetario de bolas que la rotación normal es la misma o inversa que la dirección de la revolución. Además, la rotación normal da el movimiento de cataratas de las bolas, mientras que la rotación contraria da el movimiento de cascada. En el impacto total por bola en rotación del contenedor es mayor que la rotación normal. También las colisiones de mayor energía se dan con frecuencia en la rotación normal que en la rotación contraria. Para finalizar menciona que el comportamiento simulado concuerda con el principio de la rotación normal multiplica la fuerza centrífuga, mientras que la rotación contraria la cancela y el comportamiento de consumo de energía debe estudiarse más detalladamente, en el molino planetario de bolas por la relación de formación de fase durante la aleación mecánica. [4]

En el estudio realizado por Fokina et al indica la investigación sobre “Molinos planetarios de acción periódica y continua” en el cual se realizaron estudios de los efectos de la activación de la mecano química. En los molinos planetarios son de tipo carga – descarga periódica. Mientras que la ampliación de los molinos mencionados se considera

intrínsecamente imposibles. En dichas investigaciones realizadas de la molienda de carburo y tungsteno y los insertos de herramientas (WC/Co) recubiertos de TiN se mostró que la molienda de los materiales duros a escala de sub micras y micras se los puede realizar en varios minutos. Además, en los últimos años hubo soluciones técnicas para el problema de la alimentación continua de un material, que se mueve a velocidades altas y han fabricado máquinas que funcionan de modo continuo. [5]

Se obtuvo como resultado de las investigaciones la muestra de (WC/Co) de aleación dura se trituro por medio de un dispositivo de trituración industrial de un tamaño de partícula de 1 y 1.6mm. Luego de realizar lo mencionado se aplicó en un molino planetario de bolas industrial de acción continua. Se dieron los datos sobre la cinemática de la molienda. Mientras que, en un molino planetario de acción continua, las partículas pasan por medio del clasificador y las partículas grandes se vuelven a la cámara de la molienda. Para finalizar se demostró una alta eficiencia de molienda para distintos materiales como son el grafito, concentrado de Molibdeno y MgO. [5]

## **1.1.2 Fundamentación teórica**

### **1.1.2.1 Pulvimetalurgia**

La pulvimetalurgia es un proceso de elaboración de piezas estructurales que se dan por medio de polvos metálicos que a la vez pueden ser aleados o puros. Además, se realiza el balanceado, mezclado, la compactación para que posea una forma determinada y sinterizado en el cual se calienta en atmosfera controlada. [6]

### **1.1.2.2 Pulverización**

La pulverización es una operación que consta en la división y aspersion del metal. Además, se considera como el mecanismo complejo y a la vez se los emplea en metales que poseen bajo punto de fusión, como Al, Zn, Cd, Sn y Pb. Una vez ejecutada la operación se obtiene sólidos en cuales las partículas adquieren un tamaño y superficie mayor a la que se efectuó desde el inicio. [7]

### 1.1.2.3 Molienda

En cuanto a la molienda nos menciona que es un proceso de reducción y en la cual se obtiene una granulometría. Posteriormente en la molienda se utilizan métodos mecánicos tales como la molienda de cizalla, molienda de compresión, corte e impacto. [8]

### 1.1.2.4 Factores de la molienda

De esta manera hay que tener en cuenta los factores fundamentales según [8] son:

- Abrasividad
- Divisibilidad
- Dureza
- Elasticidad
- Resistencia

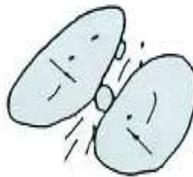
### 1.1.2.5 Mecanismo de la molienda

Los principales mecanismos de la molienda se lo presentan a continuación:  
Abrasión. – cuando no se tiene una energía necesaria la cual genere una molienda de la partícula adecuada. [9]



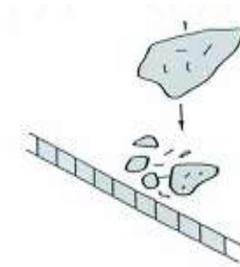
**Figura 1.1** Abrasión. [9]

Atricción. - se genera cuando las partículas pasan por medio y a la vez se utiliza la energía necesaria para que dichas partículas lleguen al punto de fractura y a la vez se obtenga un tamaño mediano. [9]



**Figura 1.2** Atricción. [9]

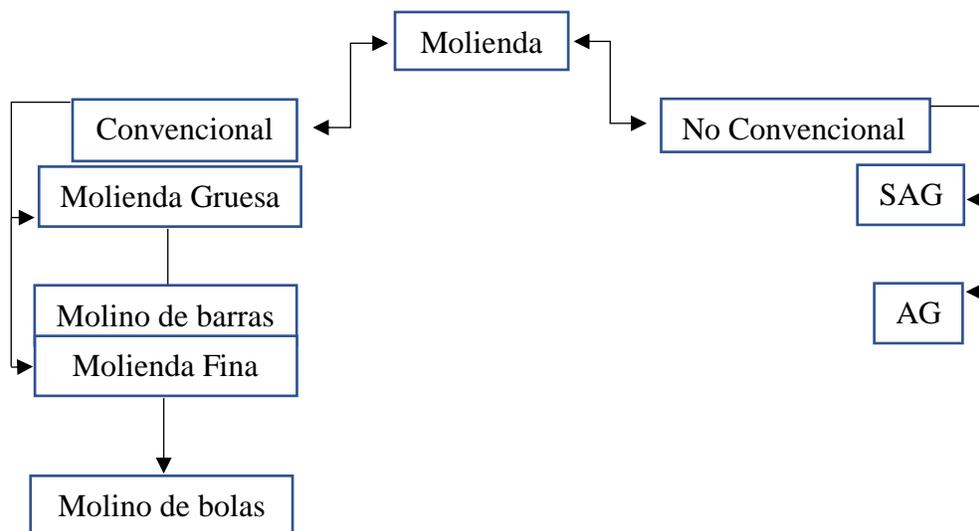
Impacto. - es cuando se utiliza con una energía elevada la cual genera que las partículas no se desintegren uniformemente si no se desintegran diferente con formas y tamaños distintos. [9]



**Figura 1.3** Impacto. [9]

### 1.1.2.6 Tipos de molienda

Es importante destacar los tipos de molienda que se presenta a continuación en la Figura 1.4.



**Figura 1.4** Tipos de molienda

### 1.1.2.7 Molienda convencional

Este tipo de molienda se lo utiliza habitualmente en el caso del molino de bolas y en el molino de barras, pero por lo general el más utilizado básicamente es el molino de bolas

y es importante destacar que en ambos se logra obtener una molienda eficaz y homogénea. [10]

#### **1.1.2.8 Molienda de bolas**

Desde la perspectiva de la molienda de bolas se entiende que es la reducción del tamaño que se genera por la operación de las bolas de acero que se han utilizado en el molino de bolas y a la vez son fundamentales para moler las partículas más grandes. [10]



**Figura 1.5** Molienda de bolas. [10]

#### **1.1.2.9 Molienda de barras**

El propósito de la molienda de barras es en la operación que se desempeña por medio del movimiento para obtener el material que se va moliendo y que se lo obtiene por medio de las barras de acero que son puestas en el molino. [10]



**Figura 1.6** Molienda de barras. [10]

### 1.1.2.10 Molienda SAG

La molienda SAG también conocida como molino semiautógeno de molienda es la que realiza la operación de triturar el mineral y las partículas, las cuales deben obtener un tamaño reducido dentro del molino. [10]



Figura 1.7 Molienda SAG. [10]

### 1.1.2.11 Tipos de molienda

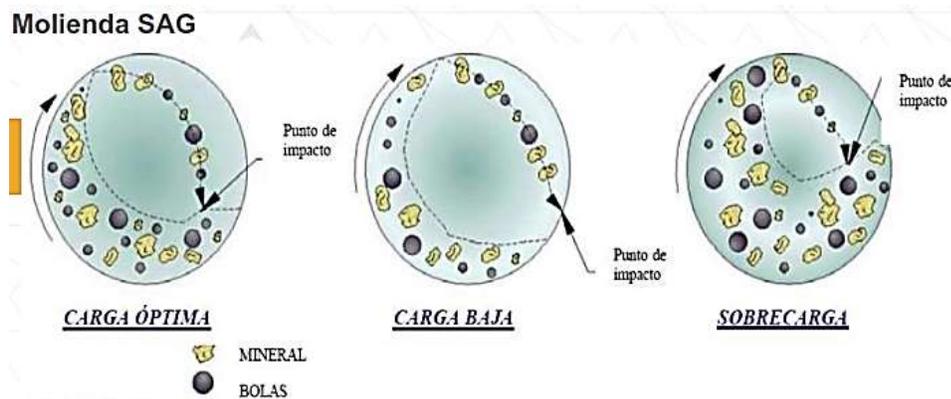


Figura 1.8 Tipos de molienda. [10]

### 1.1.2.12 Aleación mecánica

La aleación mecánica es la operación que realiza por medio de las moliendas denominadas de alta energía las cuales se los obtiene mediante los polvos metálicos los cuales son importantes en los diferentes molinos que se irán explicando de acuerdo a su clasificación. Además, hay que considerar que los costos son bajos y las partículas que se obtienen son



**Tabla 1.1** Ventajas y desventajas del molino de bolas planetario. [14]

<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
Accesible carga y descarga del material.	Las bolas producen contaminación en el proceso de impacto.
Es factible generar el movimiento planetario del molino de bolas.	Las paredes de los recipientes se desgastan por el impacto de las bolas.
Las bolas poseen altas velocidades de impacto	Si no se controla la velocidad afectaría a las aleaciones.
Muele finamente, se obtiene nuevos productos de aleación.	Si no se obtiene partículas pequeñas no es homogéneo el producto.
Alta eficiencia y bajo nivel de ruido.	Si no se desempeña correctamente el molino de bolas planetario generaría inconsistencias en el funcionamiento y produciría ruidos que afectarían a la máquina.

#### 1.1.4 Selección de frascos y bolas de molienda

Los recipientes están diseñados de acero inoxidable y su aleación es (Fe/Cr18%/Ni10%).

**Tabla 1.2** Frascos y bolas de molienda. [14]

<b>Material</b>		<b>Densidad (g/cm<sup>3</sup>)</b>	<b>Resistencia a la abrasión</b>
Recipientes y bolas			
Dióxido de silicio	(99.9% SiO <sub>2</sub> )	2.65	Buena
Óxido de aluminio	(99.7% Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> )	3.8	Bastante Bueno
Dióxido de Circonio	(95% ZrO <sub>2</sub> )	6.06	Muy Bueno
Acero inoxidable	Recipientes: (17-19% Cr + 8-10% Ni) Bolas: (12.5-14.5% Cr + 1% Ni)	7.93	Bastante Bueno
Carburo de tungsteno	93% WC + 6% Co	14.95	Muy bueno

### 1.1.5 Tamaño de las bolas de la molienda

El molino de bolas se realizó las pruebas de funcionamiento con el diámetro de las bolas de 3, 5, 10 mm en el que indica la obtención de material fino de acuerdo a la Tabla 1.3.

**Tabla 1.3** Tamaño de las bolas de la molienda. [14]

<b>Tipo de Material</b>	<b>Diámetro de la Bola (mm)</b>
Tamaño de partículas de muestras duras	30 - 40
Tamaño mediano	20
Material fino	5 - 10
Homogeneización de muestras secas o líquidas	10
Homogeneización de muestras viscosas	20

### 1.1.6 Número de bolas por jarra de molienda

Mediante el diámetro de bolas que se utilice se puede apreciar la cantidad de bolas con las que trabaja la máquina de acuerdo a la Tabla 1.4.

**Tabla 1.4** Tamaño de las bolas de la molienda. [14]

<b>Diámetro de bolas (mm)</b>	<b>Volumen de los recipientes (ml)</b>	<b>100</b>	<b>250</b>	<b>500</b>
5	Número de bolas	250 - 300	1200 - 1300	2000 - 2500
10	Número de bolas	25 - 30	50 - 150	100 - 250
15	Número de bolas	20	45 - 50	70 - 100
20	Número de bolas	5	15 - 20	25 - 35
30	Número de bolas	5 - 6	-	10
40	Número de bolas	-	-	4

### 1.1.7 Peso calculado de la bola

Las bolas que se van a utilizar para el molino de bolas planetario tienen el peso que se muestra en la Tabla 1.5. Además, los pesos de las bolas de acero inoxidable son importantes para la tritución y obtención de la viruta de acero.

**Tabla 1.5** Peso calculado de la bola. [14]

Diámetro de la bola (mm)		3	5	10	15	20	25
Material	Densidad (g/cm <sup>3</sup> )	Peso calculado de la bola (g)					
Acero Inoxidable	7.93	0.11	0.52	4.15	14.01	33.2	64.84
Dióxido de circonio	6.06	0.09	0.40	3.17	10.70	25.37	49.55
Dióxido de silicio	2.65	0.04	0.17	1.39	4.68	11.09	21.67
Óxido de aluminio	3.8	0.05	0.25	1.99	6.71	15.91	31.07
Carburo de tungsteno	14.95	0.21	0.98	7.82	26.41	62.59	122.25

### 1.1.8 Tamaño de partículas

A continuación, se presenta la Tabla 1.6 de los métodos mecánicos para reducir el tamaño de la partícula en las cuales se aplica las diferentes técnicas de molienda. [15]

**Tabla 1.6** Tamaño de partículas. [15]

Molino o Trituradora	Rango de tamaño de partículas
Molino de atricción	0.1 - 5 um
Molino de bolas	0.5 - 10 um
Molino de martillos	> 0.1 mm
Molino micronizador "Jet mill"	1 – 50 um
Molino de rodillos	0.1 – 5 um
Molino vibratorio	1 – 50 um
Trituradora Cónicas	> 5 mm
Trituradora de mandíbula	> 5 mm
Trituradora de rodillos	> 1 mm

### 1.1.9 Velocidad entre diferentes molinos

Mediante el tipo de molino con el que se trabaje se presentan las velocidades y revoluciones de los distintos molinos de acuerdo a la Tabla 1.7.

**Tabla 1.7** Velocidades de los molinos. [15]

Tipo de molino	Tamaño de bola	rpm	Velocidad (ft/min)	Tamaño potencial de partícula (u)
Molino de atricción	1/8" a 3/8"	60 - 350	600 - 1000	0.1 - 5
Molino de bolas	1/2" y mayor	10 - 50	815 - 765	0.5 - 10
Molino atricción de alta velocidad	0.5 - 3 mm	320 - 1700	2500 - 3000	0.1 - 1.7
Molino de arena (molino horizontal)	1/64" - 1/8"	800 - 1200	2000 - 3000	2 - 10
Rotor/estator	-	1000 - 3600	2000 - 4200	10
Dispensador de alta velocidad	-	1200 - 1800	5000 - 6000	1 - 10

### 1.1.10 Comparación de los diferentes aspectos entre molinos

Se presenta la comparación de los diferentes aspectos que poseen los molinos más destacados según [16]. Entre los diferentes tipos de molinos se realiza la comparación del tamaño de grano, el tipo de molienda, el tiempo de molienda y la potencia con lo cual son aspectos importantes en el cual se desempeñan cada uno. Además, un factor primordial es el costo con el cual cada uno de los molinos utilizan cuando ya están en funcionamiento. Cabe destacar que la construcción y el mantenimiento del molino de bolas planetario son altos por la realización de sus partes que la componen. Finalmente, el costo energético se puede mencionar que es medio por lo que es accesible para cancelar lo que la máquina utiliza cuando está en funcionamiento.

Tamaño de grano obtenido		Tiempo de molienda		Tipo de molienda			Potencia		Costo								
									Energético			Mantenimiento			Construcción		
Tipo de molino	Muy Fino	Fino	Alto	Media	Húmeda y seca	Seca	Alto	Medio	Alto	Medio	Bajo	Alto	Medio	Bajo	Alto	Medio	Bajo
Planetario	X		X			X		X		X		X			X		
Attritor		X		X	X			X			X		X				X
Tambor		X		X	X			X		X				X		X	
Alta energía	X		X			X	X		X			X			X		

**Figura 1.10** Comparación entre molinos. [16]

## **1.2 Objetivos**

### **1.2.1 Objetivo general**

- Diseñar y construir un molino de bolas planetario para aplicaciones en pulvimetalurgia.

### **1.2.2 Objetivos específicos**

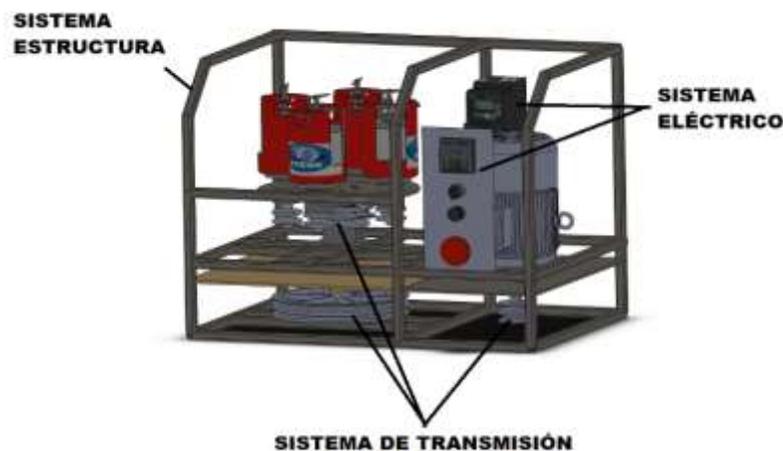
- Analizar el mecanismo de movimiento del molino de bolas planetario con inversión de giro para pulvimetalurgia.
- Diseñar las partes y sistemas de un molino de bolas planetario de acuerdo a parámetros específicos y capacidad de 2 litros.
- Construir el molino de bolas planetario de acuerdo a las especificaciones del diseño detallado.
- Evaluar el funcionamiento del molino de bolas planetario con la pulverización de viruta de acero.

## CAPÍTULO II

### METODOLOGÍA

#### 2.1 Molino de bolas planetario

El molino de bolas planetario consta de tres sistemas principales de acuerdo a la Figura 2.1. El sistema estructural siendo la parte importante de la máquina en donde soporta el peso de varios componentes, el sistema de transmisión el cual ayudará a generar el movimiento planetario por medio de bandas, poleas y ejes que están accionados por el movimiento del motor. Finalmente, el sistema eléctrico que permite controlar la velocidad e inversión de giro por medio de un variador de frecuencia, pulsadores, paro de emergencia, y final de carrera.

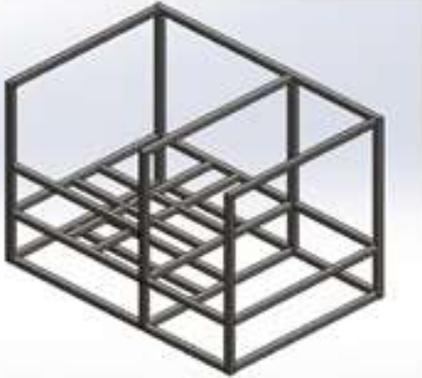


**Figura 2.1** Sistemas del molino de bolas planetario

#### 2.2 Sistema estructural

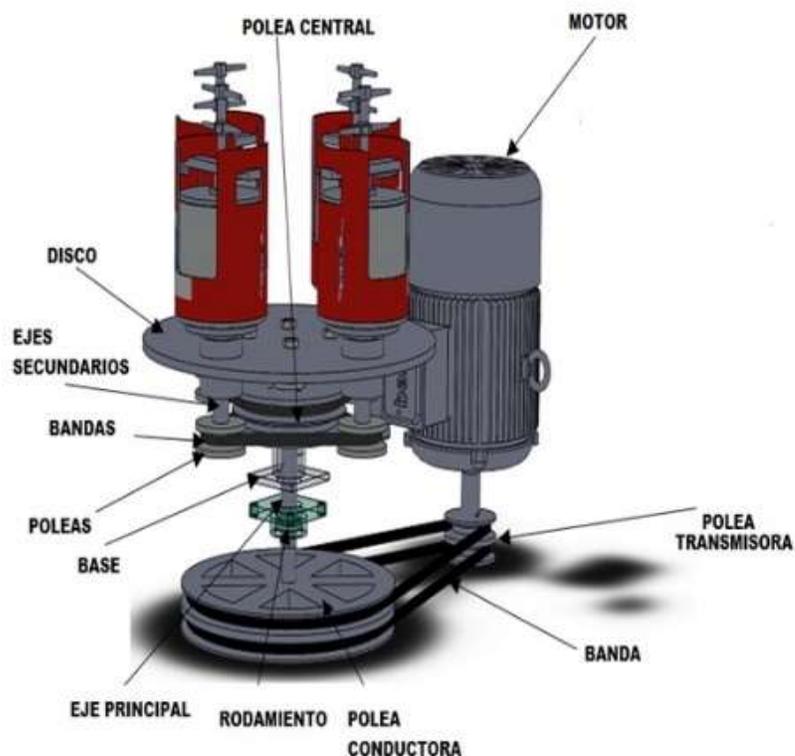
El soporte es importante para el molino de bolas planetario porque va ubicado todos los componentes, esta estructura está formada por las partes que se muestra en la Tabla 2.1.

**Tabla 2.1** Descripción de la estructura

<b>ESTRUCTURA</b>	
<b>ELEMENTO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
	<p>La estructura es la parte principal de la máquina en donde soporta el peso de varios componentes como son motor, disco planetario, planchas de contrapeso, jarras, porta jarras, entre otros.</p>
<b>TIPO DE PERFIL</b>	<p>Está construido con tubo cuadrado en acero ASTM A36.</p>
<b>DIMENSIONES</b>	<p>La dimensión del tubo cuadrado es de 1 pulg y 2 mm de espesor, la cual brinda rigidez y resistencia a la máquina.</p>

### **2.3 Sistema de transmisión**

El sistema de transmisión se produce mediante el motor bifásico que entrega una potencia de 1 Hp, el cual transmite el movimiento al eje principal del sistema de transmisión de bolas planetario por medio de poleas y bandas tipo V. Además, es importante mencionar sus características que soportan ciertos cambios de velocidades entre ellos se encuentran velocidades altas y bajas. Adicionalmente uno de los aspectos fundamentales que se debe tener en cuenta, es cuando se diseña una máquina que debe tener un sistema de transmisión que genere bajo ruido al momento de ponerlo en funcionamiento.



**Figura 2.2** Sistema de transmisión

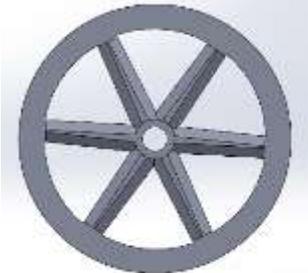
### 2.3.1 Partes del sistema de transmisión

El molino de bolas consta de las siguientes partes de transmisión que se muestran en la Tabla 2.2.

**Tabla 2.2** Descripción de las partes del sistema de transmisión

<b>PARTES DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN</b>	
<b>ELEMENTO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
	El eje principal es el encargado de transmitir el movimiento principal de rotación a los ejes secundarios los cuales poseen las poleas y bandas para generar el movimiento planetario.
<b>MATERIAL</b>	El eje está fabricado en acero AISI 4140 y es un eje liso donde están alojadas las poleas.

**Tabla 2.3** Descripción de las partes del sistema de transmisión (continuación 2).

<p><b>APLICACIÓN</b></p>	<p>Se utiliza en componentes para sistemas mecánicos y se los utiliza para cojinetes, ejes, engranajes etc.</p>
<p><b>ELEMENTO</b></p>	<p><b>DESCRIPCIÓN</b></p>
	<p>La polea de transmisión va ensamblado al eje principal y ayuda a transmitir la fuerza del motor a las bandas. Además, en los canales de la polea van alojadas las bandas tipo V.</p>
<p><b>MATERIAL</b></p>	<p>La polea está fabricada de aluminio la cual ayuda a que la máquina no tenga mucho peso y es liviano para poder ensamblarle en el molino de bolas.</p>
<p><b>APLICACIÓN</b></p>	<p>Las poleas de aluminio son utilizadas en mecanismos de transmisión de fuerza. En nuestra máquina nos ayuda para el movimiento planetario</p>
	<p>La polea conductora está conectada por medio de bandas a la polea central. Acoplado a los ejes secundarios.</p>
<p><b>MATERIAL</b></p>	<p>La polea conductora está fabricada de aluminio</p>
<p><b>APLICACIÓN</b></p>	<p>La principal función de la polea es cambiar el sentido de giro a los recipientes para generar el movimiento planetario.</p>

**Tabla 2.4** Descripción de las partes del sistema de transmisión (continuación 3)

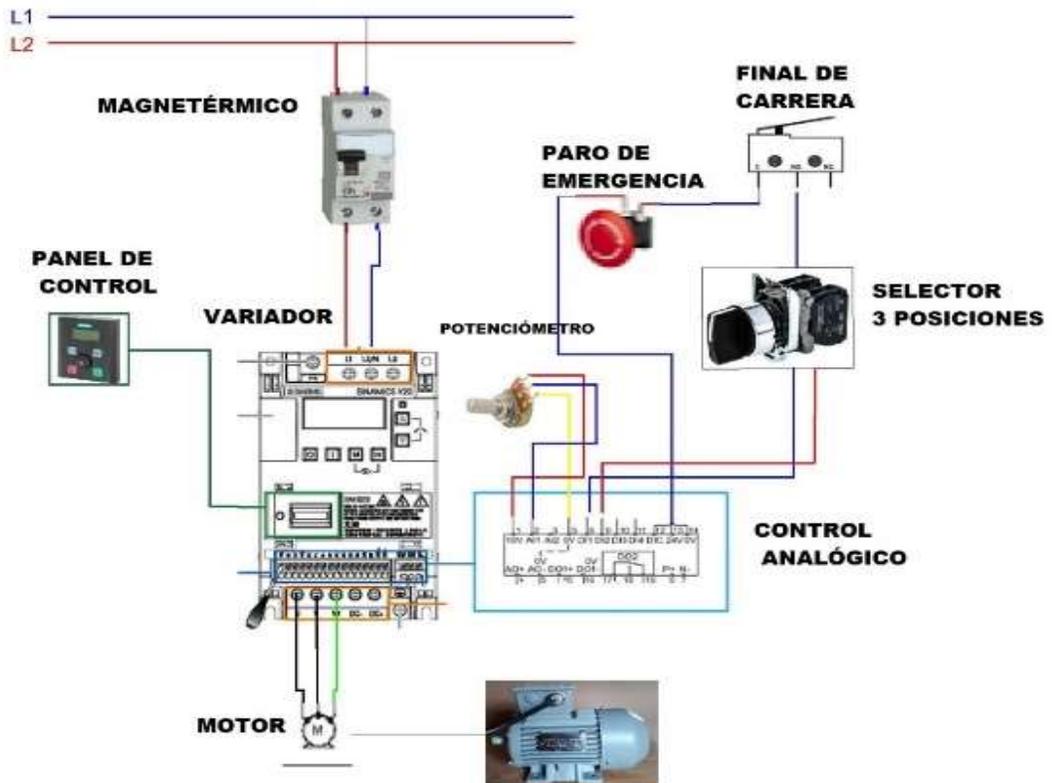
<b>ELEMENTO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
	<p>La banda es la encargada de transmitir el movimiento tanto desde el motor a la polea principal y de igual manera ayuda para el movimiento entre poleas que son ajustables por medio de templadores que facilitaran el giro para el movimiento planetario.</p>
<b>MATERIAL</b>	Están fabricadas de caucho tipo trapecoidal perfil V.
<b>APLICACIÓN</b>	La banda es usada en maquinaria agrícola e industrial, asegura un alto rendimiento y una larga vida de servicio.
<b>APLICACIÓN</b>	Los motores cuentan con un grado de protección y se puede utilizar en ambiente húmedo y polvoriento.
<b>CONDICIÓN DE OPERACIÓN</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Temperatura ambiente máxima +40°C</li> <li>• Rango de temperatura de funcionamiento -20 °C - +40°C.</li> <li>• Altitud de instalación <math>\leq 1000</math> msnm.</li> </ul>

## 2.4 Sistema eléctrico

Con la finalidad de tener un sistema eléctrico adecuado para el funcionamiento del molino de bolas planetario se presenta a continuación la descripción de las componentes que son importantes para que se desempeñe de la mejor manera y así no generar inconvenientes a futuro con dicha máquina.

### 2.4.1 Circuito de control

El circuito de control se muestra en la Figura 2.3, en el que se indica cómo está la conexión que tiene el molino de bolas planetario. En el circuito de control se encuentra los siguientes elementos:

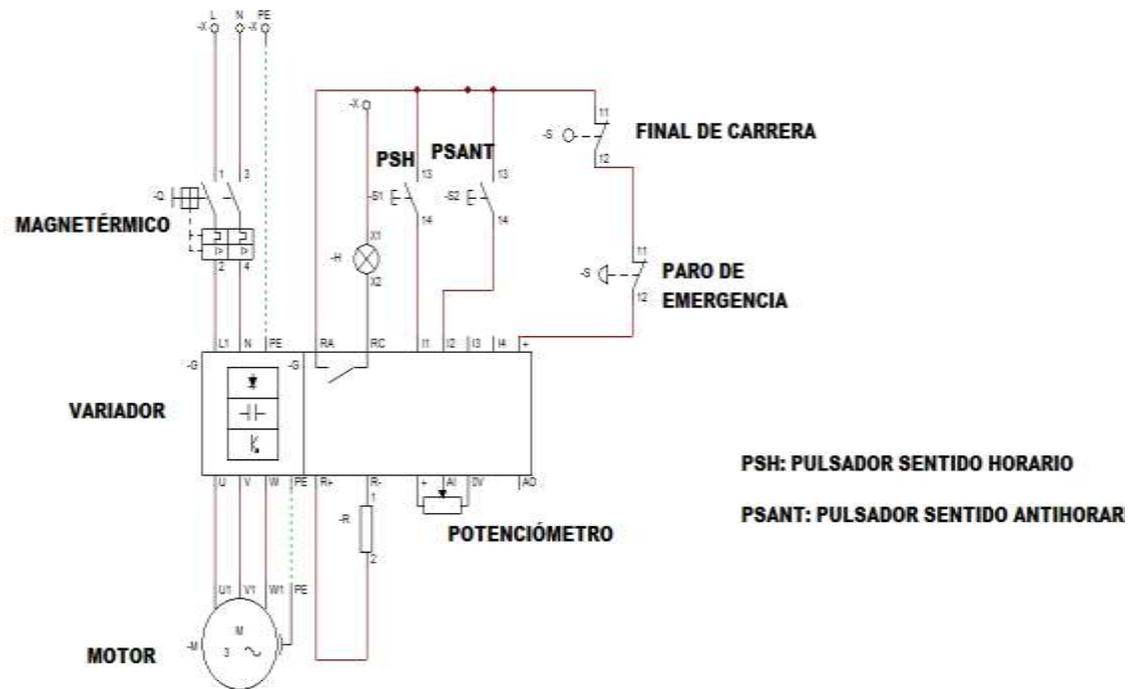


**Figura 2.3** Circuito de control

### 2.4.2 Circuito de potencia

El circuito de potencia es alimentado a 220 V AC el cual va conectado al motor y a la vez es el encargado de energizar los dispositivos que posean mayor demanda energética como se muestra en la Figura 2.4. En el circuito de potencia contiene los siguientes elementos.

- ✓ Magnetérmico
- ✓ Variador
- ✓ Motor
- ✓ Potenciómetro
- ✓ Paro de emergencia
- ✓ Final de carrera



**Figura 2.4** Circuito de potencia

### 2.4.3 Partes del sistema eléctrico

Se presentan las partes más importantes que posee la máquina para que funcione adecuadamente y se muestra en la Tabla 2.5.

**Tabla 2.5** Descripción de las partes del sistema eléctrico

<b>PARTES DEL SISTEMA ELÉCTRICO</b>	
<b>ELEMENTO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
	<p>El variador de frecuencia es un sistema para el control de la velocidad de giro en motores de corriente alterna (AC) mediante el control de la frecuencia de alimentación suministrada al motor. Además, es importante porque se puede configurar de acuerdo a los requerimientos que se necesiten en el caso del molino de bolas se puede configurar la frecuencia nominal, configuración de fuentes de mando, rampa de aceleración, rampa de desaceleración etc.</p>

**Tabla 2.6** Descripción de las partes del sistema eléctrico (continuación 2)

<b>INSTALACIÓN MECÁNICA</b>	El funcionamiento del equipo solo se permite en carcasas cerradas o dentro de armarios eléctricos con cubiertas de protección cerradas utilizando todos los dispositivos de protección. El montaje del equipo en un armario eléctrico metálico o la protección para evitar la propagación de fuego y emisiones fuera del armario eléctrico.
<b>ELEMENTO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
	El magnetérmico es un interruptor el cual consta de dos polos y el cual va incorporado en el molino de bolas planetario porque nos ayuda con la protección de la máquina en el caso de que exista sobrecargas y cortocircuitos que se puedan generar y así producir algún daño.
<b>INSTALACIÓN MECÁNICA</b>	Para la instalación de este equipo se lo realizo en la parte posterior de la máquina con la finalidad de que se pueda manipular de manera fácil en caso de inconvenientes con la máquina. Además, se lo puse de manera vertical y posee un espacio adecuado para su respectiva ventilación.
<b>ELEMENTO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
	El potenciómetro es un dispositivo necesario que a la vez es confiable y durable para la máquina.
<b>INSTALACIÓN MECÁNICA</b>	El potenciómetro es resistente al polvo, agua y son fáciles de instalar con lo cual no se podrá generar ningún inconveniente al momento de implementarle en el molino de bolas planetario. En el proyecto se utilizó un potenciómetro plástico 10k siemens.

**Tabla 2.7** Descripción de las partes del sistema eléctrico (continuación 3)

<b>ELEMENTO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
	<p>El selector 3 posiciones sirve para indicar el movimiento que va a realizar el molino de bolas planetario si es en sentido horario o sentido anti horario. Además, es iluminado para una mayor observación del sentido que se puede ver en el selector</p>
<p><b>INSTALACIÓN MECÁNICA</b></p>	<p>El selector tres posiciones se encuentra en la parte frontal izquierda de la máquina bajo el panel del control para mejor manejo y no genere confusión con el potenciómetro.</p>
<b>ELEMENTO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
	<p>El pulsador es fácil de montarlo en la máquina que a su vez sirve como la parada de emergencia de la máquina. De igual manera es seguro y a la vez es fácil de utilizarlo porque se lo puede presionar en cualquier momento que se observe algún peligro que ocasione el molino de bolas planetario.</p>
<p><b>INSTALACIÓN MECÁNICA</b></p>	<p>El paro de emergencia se encuentra ubicado en la parte superior derecha con la finalidad de alcanzar a presionarlo rápidamente en caso de algún funcionamiento incorrecto que genere la máquina.</p>
<b>ELEMENTO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
	<p>Este dispositivo es un control remoto externo que está conectado por un cable patch cord al módulo del variador y así permite controlar, configurar las funciones principales externamente del variador.</p>

**Tabla 2.8** Descripción de las partes del sistema eléctrico (continuación 4)

<b>INSTALACIÓN MECÁNICA</b>	Para realizar la instalación en la máquina se procedió a realizar un rectángulo y por la parte posterior hacer agujeros para los tornillos una vez realizados ajustarlos hasta que el panel de control se acople adecuadamente y quede rígido.
-----------------------------	--

Adicionalmente se presenta la lista de los materiales del cual se compone el molino de bolas planetario para generar el sistema de control y se muestra en la Tabla 2.9.

**Tabla 2.9** Componentes eléctricos

<b>COMPONENTES</b>	<b>MARCA</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>ESPECIFICACIÓN</b>
Variador Sinamics	Siemens	1	V20 1Hp 200-240VAC Monofásico
Panel operador	Siemens	1	V20 Externo
Interfaz para el operador	Siemens	1	V20
Patch Cord	Siemens	1	Cat 5E 2m gris 7ft
Motor bifásico	Siemens	1	1Hp 3600 rpm 2polos 220-240V
Potenciómetro plástico 10k	Siemens	1	3SU 1200-2PS10
Selector 3 posiciones	Siemens	1	Actuador Iluminable 22 mm
Pulsador	Siemens	1	Actuador hongo, 40 mm, 1NC C/Retención
Timer	Siemens	1	230V AC, Para fijación en placa

**Tabla 2.10** Componentes eléctricos (continuación 2).

Magnetérmico	Siemens	1	16A 400V 4.5K.A, 2 Polos, C
Enchufe macho	Siemens	1	Pata de gallina caucho S80
Cable flexible 14	Electro cable	1	Cable 3 m
Cable flexible 22	Electro cable	1	Cable 8 m
Cable sucre	Electro cable	1	3X12
Ventilador	CNC	2	120x120x25 mm 220V
Terminales punteras	CNC	1	Naranja 24-224 AWG
Contacto 1NA	Siemens	4	Para función en la placa principal
Final de Carrera	Mojen electric	2	MJ2-1702 15A/250V-T85

El molino de bolas planetario consta de un variador el cual debe configurarse de acuerdo a la Tabla 2.11. Además, el variador es un Sinamics V20 1Hp 200-240 V AC.

**Tabla 2.11** Configuración del variador

<b>CONFIGURACIÓN DEL VARIADOR</b>	
<b>PARÁMETRO</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>
P0003	Nivel de acceso del usuario
P0010	Puesta en marcha rápida
P0100	En que unidades se configura la potencia (Hp)(kW)
P0304	Tensión nominal del motor
P0305	Corriente nominal
P0307	Potencia nominal del motor
P0310	Frecuencia nominal del motor

**Tabla 2.12** Configuración del variador (continuación 2)

P0311	Velocidad del motor en rpm
P0700	Configuración de selección de fuentes de mando 1. Se lo hace por el panel o teclas 2. Por bornas 5. Por comunicación uss o modbuss y el medio es RS485.
P1000	Selección consigna de frecuencia 1. Por MOP flechas arriba y abajo o conectar controles digitales los pulsadores externos. 2. Consigna será analógica, se puede conectar el potenciómetro a una de las entradas del variador. 5. La consigna se realiza por USS.
P1080	Frecuencia mínima que trabaja el variador
P1082	Frecuencia máxima del variador
P1120	Rampa de aceleración del motor
P1121	Rampa de desaceleración
P3900	La puesta en marcha a finalizado Verifica el variador que los datos del motor coincida con los que se configuro y termina la puesta en marcha.

## 2.5 Métodos

### 2.5.1 Método investigativo

#### 2.5.1.1 Selección de alternativas

En el presente proyecto se tomó en cuenta los aspectos fundamentales de acuerdo a la Tabla 2.13.

**Tabla 2.13** Ponderación

PONDERACIÓN		
ALTO	MEDIO	BAJO
5	3	1

### **2.5.1.2 Selección de alternativas de los molinos**

Se seleccionará el tipo de molino que esté acorde a las especificaciones y requerimientos que se va utilizar en el presente proyecto, en este caso sería en el diseño y construcción de un molino de bolas planetario. De esta manera hay que tomar en cuenta cada una de las características de los molinos propuestos y elegir la mejor opción de acuerdo a la ponderación impuesta.

### **2.5.1.3 Tipos de molinos de bolas**

En primer lugar, cabe mencionar los diferentes tipos de molinos de bolas según [11] son:

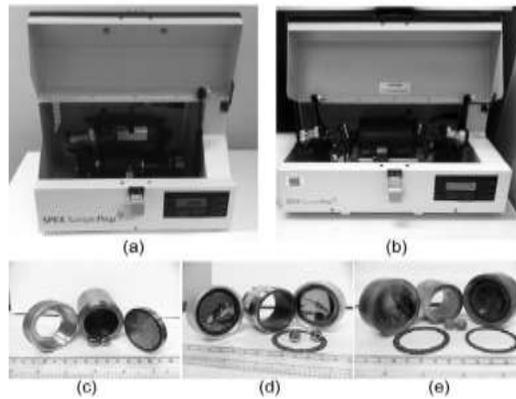
- Molino de bolas de tambor.
- Molino de bolas de chorro.
- Molino de bolas.
- Molinos de bolas rotativos horizontales.
- Molino de bolas de vibración.
- Molino de bolas planetarios.

En efecto a estos tipos de molinos se los pueden clasificar en dos grupos como son: los molinos de bolas de alta energía y a su vez los molinos de bolas de baja energía. [12]

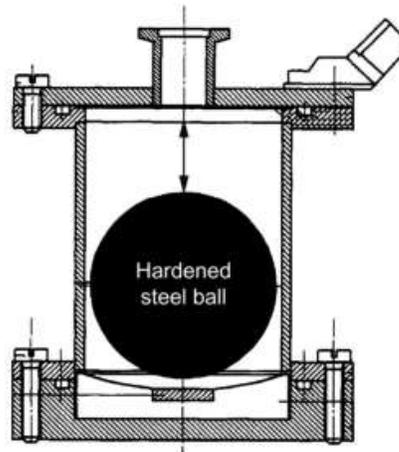
### **2.5.1.4 Molino de bolas de alta energía**

#### **a) Molino de bolas vibratorio**

De tal manera el molino de bolas vibratorio es considerado de alta energía porque las bolas se mueven en direcciones que a su vez son complicadas y provocan colisiones o impactos en la parte superior e inferior del molino. Así mismo sufren impactos con las bolas en los lados y el movimiento que se produce hacia delante y atrás se combinan con movimientos laterales. Finalmente cabe recalcar que las fuerzas producidas por las bolas generan grandes impactos. [12]



**Figura 2.5** Molino de bolas de alta energía con distintos tipos de bolas. [12]



**Figura 2.6** Esquema de un molino de bolas vibratorio. [12]

### b) Molinos rodillo.

Desde el punto de vista los molinos mezcladores son importantes para el desarrollo de la aleación mecánica (MA) al igual que los del desorden mecánico (MD). Además, estos generan una homogeneidad y mezcla de cantidades de muestras que son pequeñas y se tiene de forma eficaz y rápida. A continuación, se presenta el fresado mecánico (200) que se utiliza para el fresado seco y húmedo mientras que el fresado mecánico (400) sirve para muestras de volumen de 1.5 – 50 ml. [12]



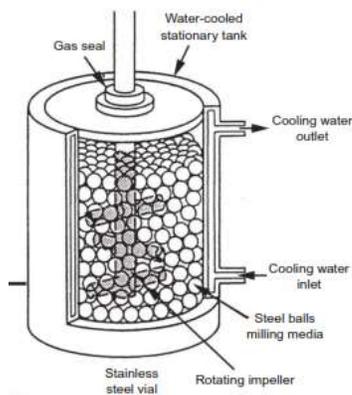
**Figura 2.7** Molino mezclador. [12]

**c) Atritor o Molino de bolas de desgaste**

En cuanto a los molinos de desgaste o attritor es un proceso mecánico el cual reduce las cantidades de materiales y se obtiene nuevas aleaciones que son importantes para futuras investigaciones. Así mismo, se menciona que estos molinos son potentes, simples y efectivos. [12]



**Figura 2.8** Molino attritor. [12]



**Figura 2.9** Esquema del recipiente attritor. [12]

#### **d) Molino planetario de bolas**

Es importante destacar que los molinos planetarios de bolas son máquinas que se los utiliza para la obtención de aleaciones mecánicas por lo cual en esta máquina se obtiene cantidades pequeñas de polvo y a la vez es adecuada como los demás molinos para propósitos de investigaciones. [13]



**Figura 2.10** Molino de bolas planetario. [13]

#### **e) Super Misuni**

El propósito de los molinos super misuni es uno de los molinos de bolas vibratorio en el cual se puede generar cantidades grandes de diferentes materiales (15-20g). Además, este molino tiene la capacidad de trabajar en la molienda bajo distintas variedades de temperaturas y pueden desempeñarse a flujo de gas o al vacío. [13]

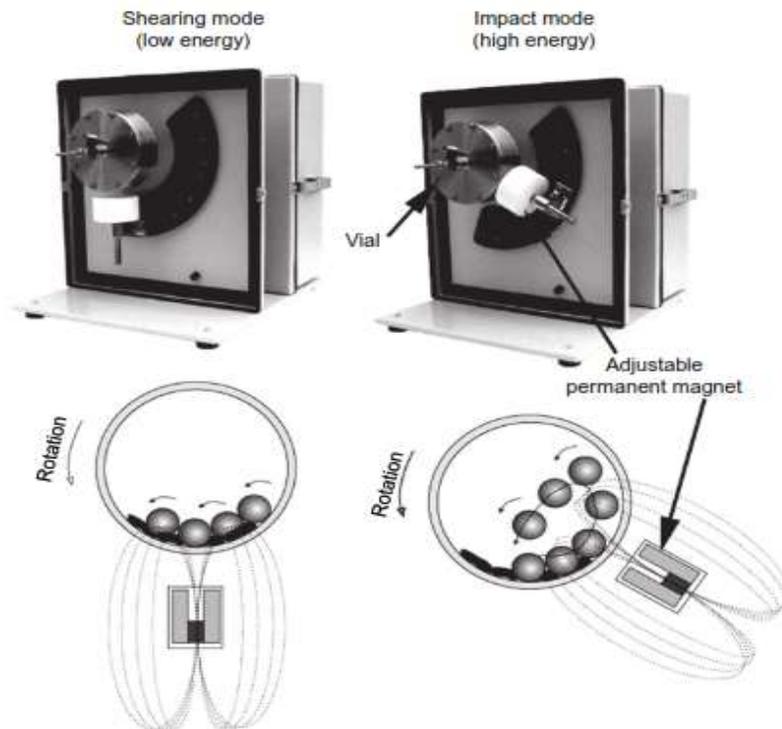


**Figura 2.11** Molino super misuni. [13]

#### **f) Molino de bolas universal**

Cabe señalar que este tipo de molinos de bolas universal generan movimientos de manera vertical y a la vez en las paredes por lo que se le controla mediante un campo magnético

que se encuentra en la parte exterior y es usado por un imán que se lo puede ajustar de acuerdo a los requerimientos que se necesiten para el molino. De igual manera cabe recalcar que la dirección y la intensidad del campo se los puede controlar al igual puede cambiar las trayectorias de las bolas, la energía de corte e impacto. [13]



**Figura 2.12** Molino de bolas universal. [13]

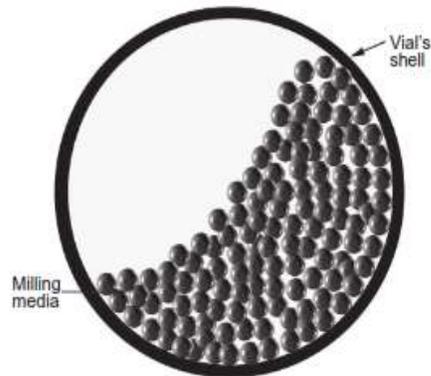
### 2.5.1.5 Molino de bolas de baja energía

#### a) Molino de bolas

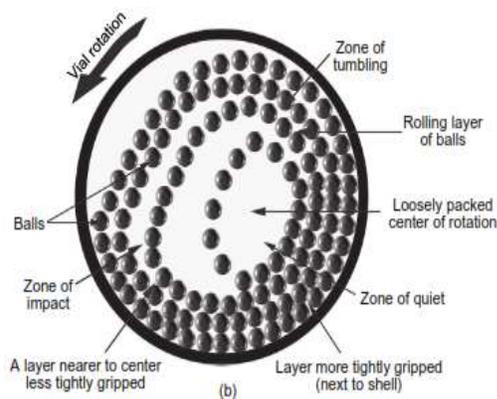
En cuanto a los molinos de tambor se los consideran de baja energía y poseen una forma cilíndrica que a su vez giran al contorno del eje. Las bolas una vez dentro del cilindro cumplen con las fuerzas de impacto las cuales reducen el tamaño de las partículas. Dichas bolas están fabricadas de acero y hierro (Fe). Además, los molinos como los mencionados anteriormente cumplen con las funciones de obtener polvos que son homogéneos y uniformes. [12]

Estos tipos de molinos poseen las siguientes variables según [12] son:

- Relación: longitud - diámetro.
- Tamaño de las bolas.
- Tamaño de las partículas.
- Velocidad.



**Figura 2.13** Bolas de forma estática. [12]



**Figura 2.14** Bolas de forma dinámica. [12]

### 2.5.1.6 Valoración de alternativas

A continuación, en la Tabla 2.14 se presentan la valoración de alternativas con los distintos molinos donde cada criterio se compara con otro criterio y al final se realiza la asignación de valores, existe una ponderación que va desde 1 a 5 como se muestra en la Tabla 2.14.

**Tabla 2.14** Valoración de alternativas

Vibro energía	Universal	Bolas	Planetario	Rodillos	Attritor	Tamaño de grano		Tiempo de molienda	Tipo de molienda		Tamaño de la máquina	TOTAL
						Muy Fino	Fino		Alto	Bajo		
3	3	1	5	3	3			Alto				
3	3	3	5	1	3			Bajo				
3	3	3	3	3	3			Húmeda				
3	3	3	3					Seca				
3	5	5		5				Grande				
					5			Mediana				
								Pequeña				
12	14	12	18	12	14							

La alternativa que se seleccionó de acuerdo a la clasificación detallada anteriormente y de acuerdo a la Tabla 2.14 debido a que es la mejor opción es el molino de bolas planetario que se realizará para el presente proyecto.

## **2.5.2 Descripción de la metodología**

En cuanto a la metodología que se utilizó en el proyecto se plantea algunos aspectos fundamentales como las investigaciones previas sobre los diferentes tipos de molinos de bolas. Además, se tomó en cuenta los distintos factores que influyen en el desempeño del molino de bolas planetario. Posteriormente existen factores que se deben tomar en cuenta de acuerdo al proceso de fabricación del molino, tipo de molienda y el material a utilizar en la máquina por lo que debe existir en el mercado a nivel nacional dichos materiales para su respectiva construcción.

### **2.5.2.1 Etapa de estudio**

En el presente proyecto se utilizó un programa de diseño tipo cad (Solidworks) para diseñar y modelar cada una de las componentes que tiene el molino de bolas planetario. Además, se realizó partes detalladas, ensamblajes y simulaciones que facilitará con la fabricación de la máquina para su funcionamiento. Finalmente, para generar el movimiento del motor se utilizó un PLC que controlara la velocidad, frecuencia, sentido de giro, etc.

### **2.5.2.2 Etapa de diseño preliminar**

El mecanismo con el que está diseñado el molino de bolas planetario a futuro surgirá cambios y modificaciones en el diseño, por lo cual dicha máquina está constituida de dos sistemas fundamentales que son: sistema mecánico y sistema eléctrico. Es primordial mencionar que cada uno de los sistemas se realizaron por separado con la finalidad de facilitar el montaje, desmontaje y mantenimiento de cada uno de los componentes y sistemas.

### **2.5.2.3 Etapa de diseño detallado**

El siguiente paso, es el diseño detallado en donde encuentra las partes tales como el sistema de transmisión y acoplamiento de la máquina que está realizado en el software (Solidworks) en donde se puede mirar detenidamente todas las componentes que posee el molino de bolas planetario. De igual forma se realizó los respectivos cálculos para que

posteriormente el diseño sea eficiente, adecuado tal que el molino se desempeñe de mejor manera y a futuro no genere daños en la máquina.

#### **2.5.2.4 Diseño de los componentes del molino de bolas**

Una vez diseñado todas las partes que conforman el molino de bolas planetario se las describe cada una de ellas con la finalidad de comprender cómo está ensamblado la máquina y a la vez donde se ubican cada una de las partes dependiendo del sistema ya sea: sistema estructura, sistema de transmisión y el sistema eléctrico como se muestra en la Figura 2.15.

#### **2.5.2.5 Etapa de simulación**

Luego de tener el diseño correcto se procedió a realizar las respectivas simulaciones de cada uno de los componentes para saber cuánto soporta de acuerdo a sus esfuerzos, deformaciones que presenta dichas partes y estas no estén en contacto o puedan colisionar entre sí al momento de poner a funcionar la máquina. Así mismo, es importante optimizar el tiempo, recursos y vida útil del molino de bolas planetario.

#### **2.5.2.6 Etapa de construcción y montaje**

En cuanto a la fabricación de la máquina se procedió a construir de acuerdo a las dimensiones que se generaron en el diseño detallado de tal manera se elaboraron los planos respectivos los cuales sirven de guía y nos brindan facilidades para realizar la construcción con las medidas exactas. Además, la construcción se empezó con una serie de procesos los cuales son independientes, por un lado, se realizó la parte mecánica en la cual se procedió primero a realizar en el torno todas las componentes del molino de bolas planetario como son: los ejes, las bases del disco, polea, seguros, base de los portajarras, recipientes y tapas de acero inoxidable. Luego se realizó la estructura de la máquina con los cortes de acuerdo a las medidas y el ensamble de todas las componentes del sistema de transmisión. Finalmente, el sistema eléctrico con el fin de facilitar el montaje y desmontaje de las componentes eléctricas se ubicaron en la máquina teniendo cuidado de cada uno de las conexiones como son: del variador, el motor, magnetómico, selector 3 posiciones, paro de emergencia, final de carrera y el panel principal.

### **2.5.2.7 Etapa de análisis**

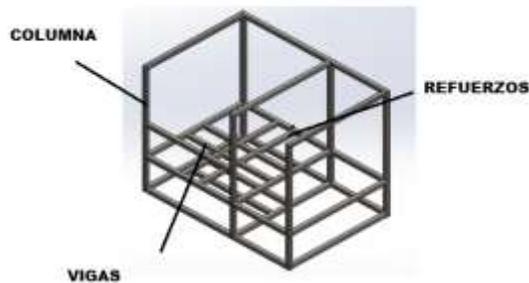
Finalmente, en la etapa del análisis se realizó mediante el software (Solidworks). Esta herramienta es indispensable por lo que el programa ayuda a conocer las deformaciones y resistencias de cada una de las componentes que ayudará a verificar lo analítico con lo efectuado en el programa y comparar los resultados. Además, se efectuó pruebas de funcionamiento en donde se obtuvo lo planteado anteriormente y obtener por medio del molino de bolas planetario la pulverización de la viruta de acero.

## CAPÍTULO III

### RESULTADOS Y DISCUSIÓN

#### 3.1 Diseño de los elementos del sistema estructura

Para el diseño de la estructura se toma en cuenta la distribución adecuada del peso del sistema planetario, para obtener un análisis de fuerzas en los elementos y poder garantizar una buena rigidez de acuerdo a la Figura 3.1.



**Figura 3.1** Partes de la estructura

#### 3.1.1 Diseño de la viga

##### 3.1.1.1 Cálculo de la fuerza de la viga

El peso que soportar la viga es la suma de todos los componentes del sistema planetario como son: ejes, poleas, rodamientos, bandas, portajarras, recipientes, seguros y disco. Para el análisis se utiliza el software, este análisis establece el momento flector máximo al que está sometido el elemento estructural.

Se realiza el cálculo en la parte más crítica de la estructura en este caso en la viga de acuerdo a la Figura 3.2.

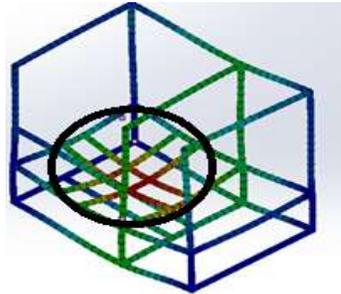


Figura 3.2 Parte crítica

La viga transversal es la que soporta una fuerza de 345.35 N generado por todos los componentes y el análisis se efectúa por secciones individuales como se muestra en la Figura 3.3.

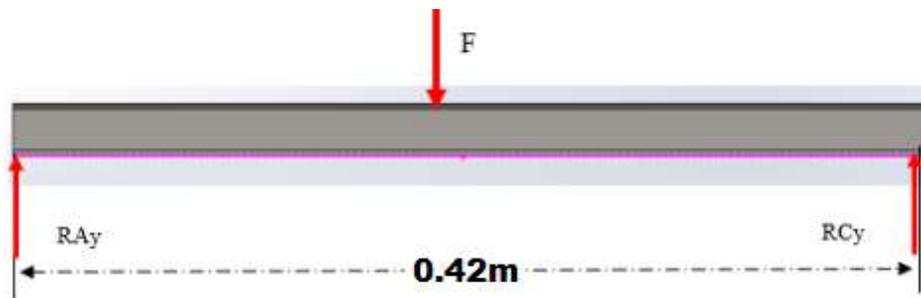


Figura 3.3 Viga

Consideraciones:

- La fuerza que se aplica es la suma de todos componentes del sistema planetario.
- La fuerza aplicada se divide para cuatro porque existen cuatro vigas con las mismas dimensiones que soportan el mismo peso.
- Se asume un material acero ASTM A-36.
- Se asume un perfil: tubo cuadrado.

$$F = \frac{345.35 \text{ N}}{4} \text{ (Por tener 4 vigas)}$$

$$F = 85.84 \text{ N}$$

$$\sum F_Y = 0$$

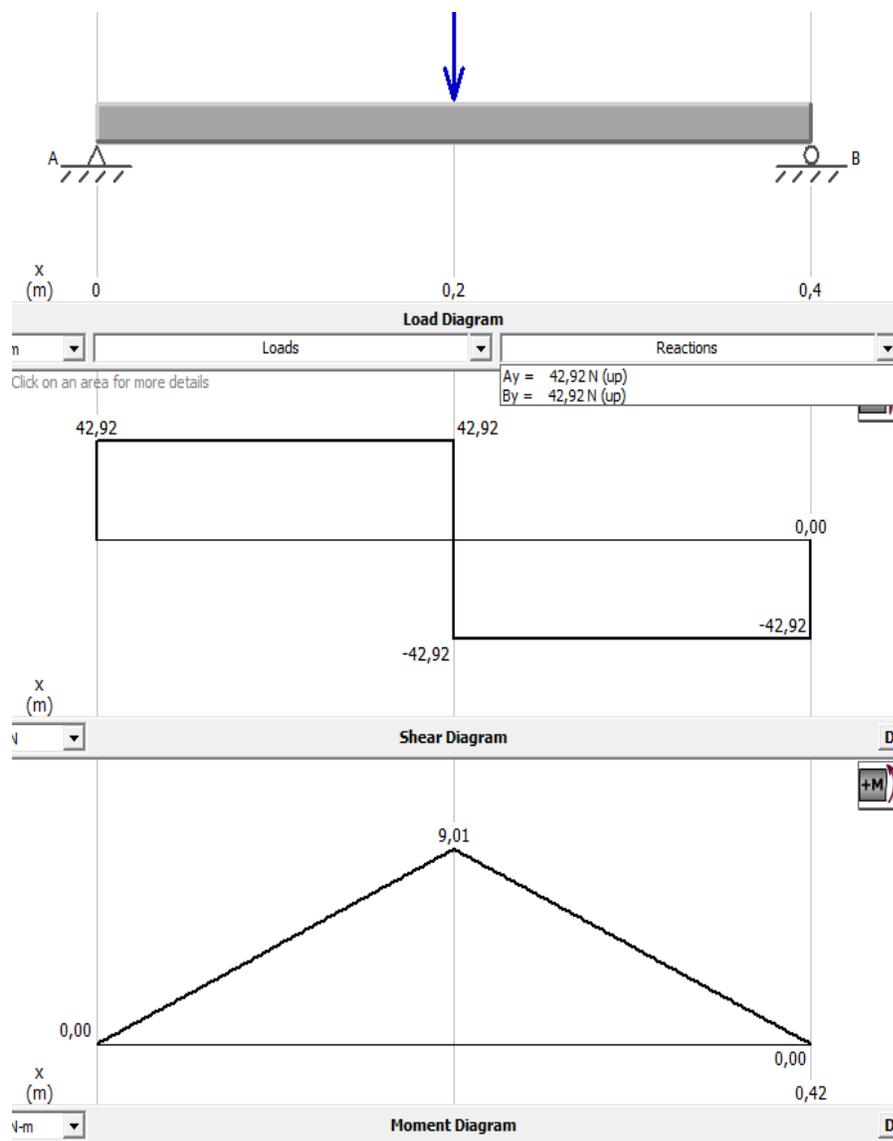
$$R_{AY} - 85.84 + R_{CY} = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-85.84(0.21) + R_{CY}(0.42) = 0$$

$$R_{AY} = R_{CY} = 42.92 \text{ N}$$

Realizar el análisis en el software se obtiene el momento máximo efectuado en la viga de acuerdo a la Figura 3.4.



**Figura 3.4** Diagrama de cuerpo libre

Se toma en cuenta el análisis anterior y se obtiene un momento flector máximo de 9.01 Nm, con este dato se procede a realizar el siguiente cálculo.

Teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{S} \text{ (Esfuerzo a flexion)} \quad \text{Ec.3.1}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{S_y}{n} \text{ (Esfuerzo de Von Misses)} \quad \text{Ec.3.2}$$

El material es un acero A -36 con las propiedades que se muestra en la Tabla 3.1 para este caso se asume un factor de seguridad de 4 por ser un análisis estático.

**Tabla 3.1** Propiedades ASTM A36

Acero	Límite de fluencia (MPa)	Resistencia a la tracción (MPa)	Módulo de elasticidad E(GPa)
ASTM A-36	250	400-550	200

$$\sigma_{\max} = 62.5 \text{ MPa}$$

Momento máximo de 9.01 Nm.

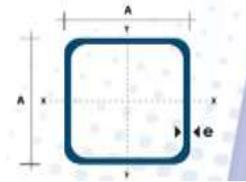
$$w = \frac{M_{\max}}{\sigma_{\max}}$$

$$w = 0.144 \text{ cm}^3$$

Utilizando el catálogo de DIPAC (Anexo A-1) se puede seleccionar el perfil con un valor mayor o aproximado al valor calculado, como se muestra en la Tabla 3.2.

**Tabla 3.2** Perfil cuadrado

DIMENSIONES		ÁREA		EJES X-X	
A (mm)	Espesor (mm)	Peso (kg/m)	Área (cm <sup>2</sup> )	I (cm <sup>4</sup> )	W (cm <sup>3</sup> )
25	1.2	0.90	1.15	106,34	0.87



**Figura 3.5** Sección del perfil

$$\sigma_{\max} = \frac{9.01 \text{ Nm}}{8.7 \times 10^{-7} \text{ m}^3}$$

$$\sigma_{\max} = 10.35 \text{ MPa}$$

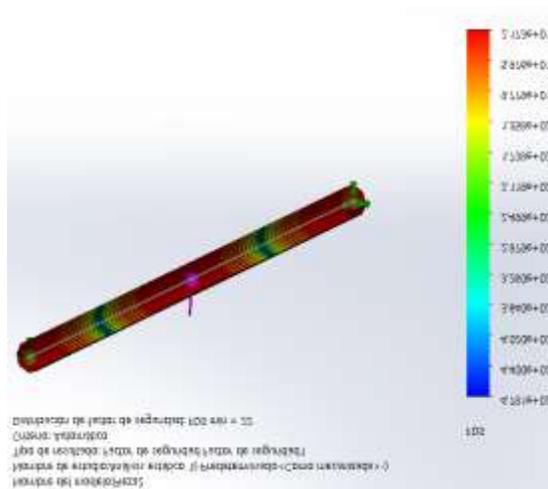
$$n = \frac{S_y}{\sigma_{\max}}$$

Sy: del acero A-36 es de 250 MPa

$$n = 24$$

Esto indica que el perfil con las dimensiones  $A = 25 \text{ mm}$ ,  $e = 1.2 \text{ mm}$ , y con un módulo de sección de  $0.87 \text{ cm}^3$  es adecuado para soportar las cargas aplicadas en las cuatro vigas y garantiza el diseño. Además, el factor de seguridad es de 24 porque en el tubo son aplicadas fuerzas pequeñas por lo que el factor de seguridad es alto.

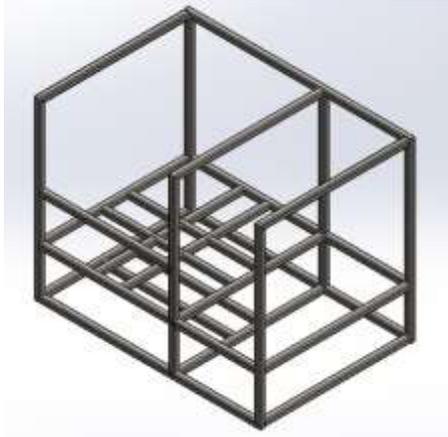
Mediante el análisis efectuado de la viga se comparó el factor de seguridad que indica en la Figura 3.6 que brinda seguridad y confiabilidad en la estructura de la máquina.



**Figura 3.6** Análisis de la viga

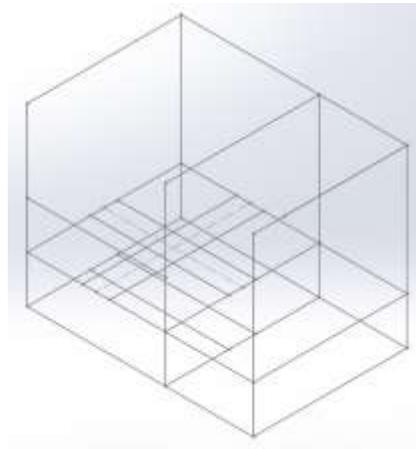
### 3.1.2 Análisis de la estructura

La estructura es la encargada de resistir las fuerzas que ejercen los componentes principales como son el motor, sistema de transmisión, planchas de contra peso, la misma debe brindar rigidez y seguridad en la máquina como se muestra en la Figura 3.7.



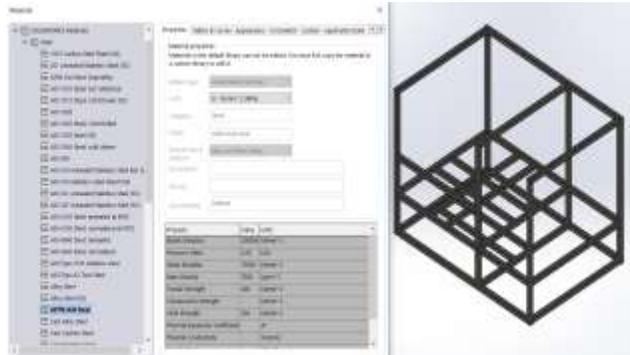
**Figura 3.7** Estructura

A continuación, se presenta el análisis estructural: el esquema de la estructura es de un tubo cuadrado ASTM A36 (25x25x1.2) mm de acuerdo a la Figura 3.8.



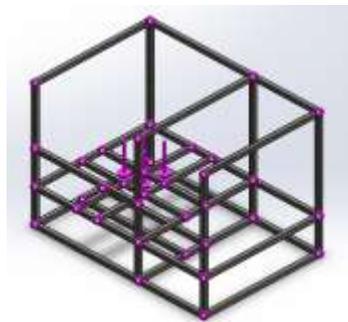
**Figura 3.8** Dimensión de la estructura

Selección y aplicación del material acero ASTM A36 que va en todos los perfiles de la estructura de acuerdo a la Figura 3.9.



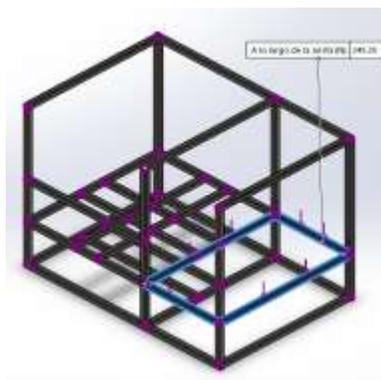
**Figura 3.9** Definición del material

Asignación de cargas que ejerce el sistema de transmisión en la estructura con una fuerza ejercida por los componentes de 343.35 N de acuerdo a la Figura 3.10.



**Figura 3.10** Asignación de cargas

Asignación de carga que ejerce el motor y otros componentes sobre el perfil cuadrado. Además, posee una carga distribuida de 245.25 N ejercida por la base y el motor como se muestra en la Figura 3.11.



**Figura 3.11** Asignación de cargas

### Generar mallado automático

Se realizó un mallado fino de 536 elementos. Además, posee un total de nodos de 520 los cuales ayuda a un análisis adecuado de acuerdo a la Figura 3.12.

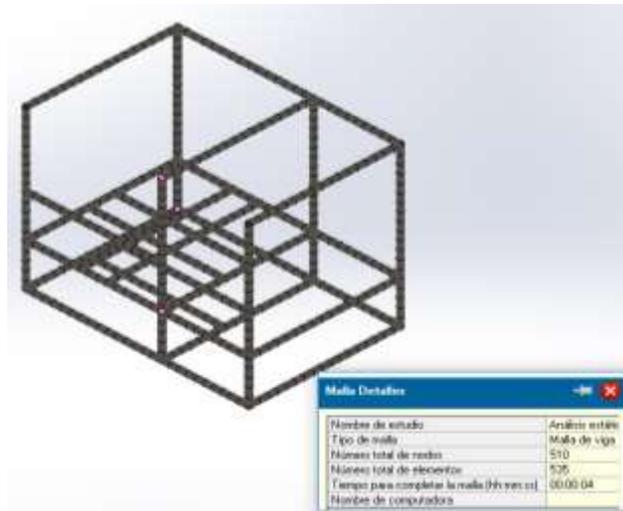


Figura 3.12 Mallado de la estructura

### Deformaciones

En el análisis de deformaciones se obtuvo como resultado un valor máximo y mínimo de deformación de acuerdo a la Figura 3.13.

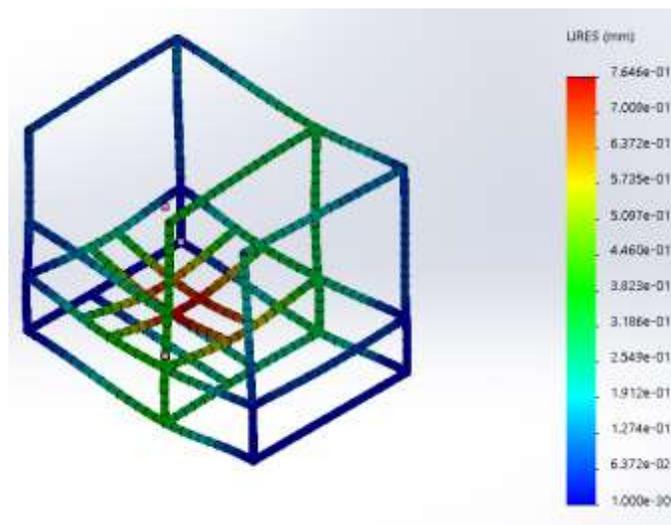


Figura 3.13 Deformación de la estructura

## Factor de seguridad de la estructura

Se obtuvo un factor de seguridad de 3.6 en el análisis por lo cual la estructura es apta para soportar las cargas que ejercen todos los componentes de acuerdo a la Figura 3.14.

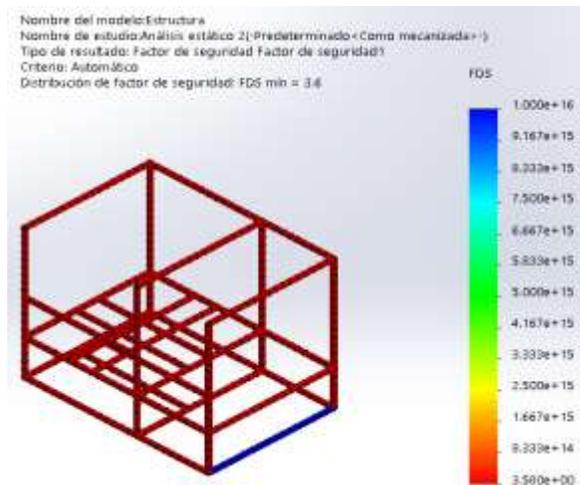


Figura 3.14 Deformación de la estructura

## 3.2 Diseño de los elementos de transmisión

El molino de bolas planetario consta de algunos elementos de transmisión como son: poleas, ejes principales, ejes secundarios, bandas, rodamiento, disco de acuerdo a la Figura 3.15.

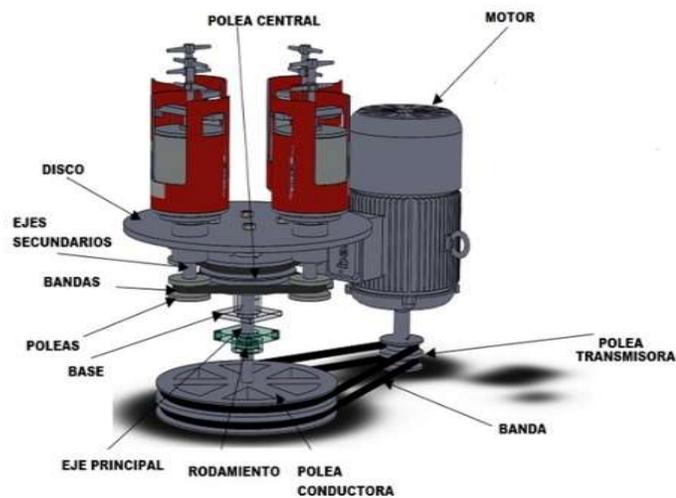


Figura 3.15 Elementos de transmisión

### 3.2.1 Selección del motor

Para el cálculo de la selección del motor es importante conocer la velocidad en la que se va a desempeñar el molino de bolas planetario en cual se tiene un valor de  $v = 850 \text{ rpm} = 89.01 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$  con esto se procede a realizar el cálculo de la potencia del motor en el cual se realizan cálculos de velocidad angular, velocidad, aceleración radial, aceleración tangencial, aceleración, inercia, torque y tiempo.

### 3.2.2 Cálculo de la velocidad angular

Donde:

$\omega = \text{velocidad angular } [\frac{\text{rad}}{\text{s}}]$

$T = \text{período [s]}$

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \quad \text{Ec.3.3}$$

$$\omega = 89.01 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

### 3.2.3 Velocidad tangencial

Donde:

$\omega = \text{velocidad angular } [\frac{\text{rad}}{\text{s}}]$

$r = \text{radio [m]}$

$$v = \omega * R \quad \text{Ec.3.4}$$

$$v = 14.24 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

### 3.2.4 Aceleración radial

Donde:

$v = \text{velocidad tangencial } [\frac{\text{m}}{\text{s}}]$

$r = \text{radio [m]}$

$$a = \frac{v^2}{R} \quad \text{Ec.3.5}$$

$$a = 1267.37 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

### 3.2.5 Aceleración tangencial

Donde:

$v$  = velocidad tangencial [ $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ ]

$t$  = tiempo [s]

$$a = \frac{v}{t} \quad \text{Ec.3.6}$$

$$a = 5.27 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

### 3.2.6 Aceleración total

Donde:

$a_t$  = aceleración tangencial [ $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ ]

$a_r$  = aceleración radial [ $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ ]

$$a = \sqrt{a_t^2 + a_r^2} \quad \text{Ec.3.7}$$

$$a = 1267.38 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

### 3.2.7 Inercia

**Tabla 3.3** Masa del conjunto

ELEMENTO	PESO (g)
Masa del disco	4787.24
Portajarras	2116.69
Recipientes	1806.10
Tapas	643.10
Seguros	242.55
Ejes secundarios	732.18
Rodamientos	56.757

$$I = \sum m_i * r_i \quad \text{Ec.3.8}$$

$$I = \frac{1}{2} m_{\text{disco}} * r^2 + 4m_{\text{conjunto}} * r^2$$

$$I = \frac{1}{2} (4.787) * 0.16^2 + 4(6.09) * 0.11^2$$

$$I = 0.356 \text{ Kg. m}^2$$

Se asume el valor de 17 segundos para el siguiente cálculo.

Donde:

w = velocidad del molino [ $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$ ]

w<sub>0</sub> = velocidad inicial

α = aceleración [ $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ ]

t = tiempo [s]

$$W = 850 \text{ rpm} = 89.01 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$w = w_0 + \alpha. t \quad \text{Ec.3.9}$$

$$w = w_0 + \alpha. t$$

$$w = \alpha. t$$

$$\alpha = 5.24 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

### 3.2.8 Torque

Donde:

T = torque [Nm]

I = inercia [Kg. m<sup>2</sup>]

$\alpha$  = aceleración [ $\frac{m}{s^2}$ ]

$$T = I \cdot \alpha \quad \text{Ec.3.10}$$

$$T = 1.86 \text{ Nm}$$

### 3.2.9 Potencia del motor

Donde:

P = potencia [Watt]

T = torque [Nm]

$\omega$  = velocidad angular [ $\frac{rad}{s}$ ]

$$3440 \text{ rpm} = 360.23 \frac{rad}{s}$$

$$P = T \cdot \omega \quad \text{Ec.3.11}$$

$$P = 673.27 \text{ Watt}$$

$$P = 0.9 \text{ Hp}$$

Se calculó un motor de 0.90 Hp y se eligió un motor de 1 Hp.

### 3.2.10 Selección de la banda de transmisión principal

Con los siguientes datos se realiza los cálculos respectivos que se presentan a continuación:

#### Motor

- ✓ Potencia del motor = 0.746 kW
- ✓ rpm motor = 3440 rpm

#### Molino de bolas planetario

- ✓ rpm molino = 850
- ✓ horas de trabajo = 16-24 horas

### 3.2.10.1 Potencia requerida

De acuerdo a la aplicación que va a desempeñar el molino de bolas planetario y a sus horas de funcionamiento se procede a escoger el factor de servicio ( $f_{cc}$ ) del cual depende de los factores mencionados anteriormente. Además, hay que tomar en cuenta el tipo de motor con el que trabaja la máquina y se elige de la Tabla 3.4.

Por lo tanto, el factor de corrección seleccionado es  $f_{cc} = 1.4$

Para obtener la potencia requerida se aplica la siguiente ecuación:

$$P_c = P_{\text{motor}} * f_{cc} \quad \text{Ec.3.12}$$

Donde:

$P_c$  = Potencia requerida

$f_{cc}$  = Factor de corrección

Aplicando la ecuación

$$P_c = 0.746 \text{ kW} * 1.4$$

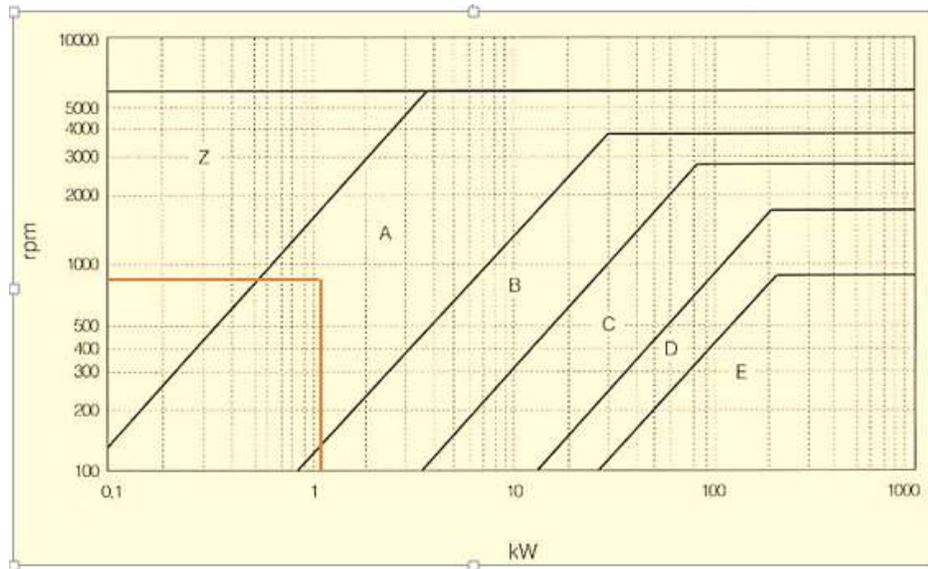
$$\mathbf{P_c = 1.044 \text{ kW}}$$

**Tabla 3.4** Coeficiente de corrección [21]

OLEOSTATIC® CORREAS TRAPEZIALES CONVENCIONALES		<b>Método para calcular las transmisiones</b>					
<b>TABLA 1</b> FACTORES DE SERVICIO VALORES DE CC (COEFICIENTE DE CORRECCION) SEGUN LAS CONDICIONES DE TRABAJO Y EL TIPO DE CARGA.	<b>Tipo de motor</b>						
	Motores eléctricos de corriente alterna: de par normal, de jaula de ardilla, síncronos.  Motores eléctricos de corriente continua: excitación en paralelo; motores térmicos de varios cilindros; turbinas de gas o de vapor.			Motores eléctricos de corriente alterna: de par elevado, de deslizamiento elevado; monofásicos; rotor bobinado, por colector.  Motores eléctricos de corriente continua; excitación en serie y compuesta; motores térmicos de un cilindro con acoplamiento directo o con contra-árbol, máquinas de vapor.			
<b>Aplicaciones</b>	<b>Horas diarias de funcionamiento</b>						
	0-8	8-16	16-24	0-8	8-16	16-24	
Trabajos ligeros Bombas centrífugas y compresores, cintas transportadoras (materiales ligeros), ventiladores y bombas de hasta 7,5 kW.	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3	
Trabajos normales Cizallas para chapa, prensas, cintas transportadoras y de cadena, tamices (materiales pesados), grupos generadores, máquinas-herramienta, amasadoras, lavadoras industriales, prensas de tipografía, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4	
Trabajos pesados Molino de martillos, compresores de pistón, cintas transportadoras para cargas muy pesadas, montacargas, máquinas para la industria textil, máquinas continuas para papeleras, bombas de pistón, bombas para dragar, sierras alternativas.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6	
Trabajos particularmente pesados Molinos de potencia elevada, Trituradores de piedras, calandras, mezcladoras, grúas, excavadoras, dragas.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8	

### 3.2.10.2 Selección tipo de correa

Para la selección del tipo de correa se procede a seleccionar de la siguiente Figura 3.16 en la cual entramos con el dato en kW y rpm.



**Figura 3.16** Selección tipo de correa [21]

Mediante la selección realizada la correa es tipo A.

### 3.2.10.3 Relación de transmisión

La relación de transmisión se realiza aplicando la siguiente ecuación en la cual se utiliza los rpm del motor y los rpm que va a trabajar el molino de bolas planetario.

$$k = \frac{n_{\text{motor}}}{n_{\text{molino}}} = \frac{D}{d} \quad \text{Ec.3.13}$$

Donde:

k = relación de transmisión

$n_{\text{motor}}$  = rpm del motor

$n_{\text{molino}}$  = rpm del molino de bolas planetario

d = diámetro de la polea menor (mm)

D = diámetro de la polea mayor (mm)

Aplicando la ecuación:

$$k = \frac{3440 \text{ rpm}}{850 \text{ rpm}}$$

$$\mathbf{k = 4.047}$$

### 3.2.10.4 Diámetro de poleas

Para seleccionar el diámetro de las poleas se dirige a la Tabla 3.5 en la cual se elige el diámetro de la polea menor y el tipo de correa que nos dio de tipo A.

**Tabla 3.5** Diámetros aconsejados según el tipo de sección de la correa [21]

$\alpha$ mm	Z	A	B	C	D	E
50						
53						
56						
60	•					
63	••					
67	•					
71	••					
75	•					
80	••					
90	•	••				
95		•				
100	••	••				
106		•				
112	•	••				

De acuerdo al diámetro  $d = 71$  se escoge en el mercado un diámetro cercano que es  $2\frac{3}{4}$  pulg.

$$d = 2\frac{3}{4} \text{ pulg}$$

$$d = 69.85 \text{ mm}$$

Para obtener el valor de la polea conducida se despeja de la siguiente ecuación:

$$k = \frac{D}{d}$$

$$D = k * d$$

$$D = 4.047 * 69.85 \text{ mm}$$

$$D = 282.682 \text{ mm}$$

$$D = 282.682 \text{ mm} \rightarrow 11.129 \text{ pulg}$$

$$11.129 \text{ pulg} \approx 11 \text{ pulg}$$

En el mercado existe una polea cercana al valor calculado que es de 11 pulg, lo cual nos da un diámetro de la polea conducida.

$$D = 11 \text{ pulg}$$

$$D = 282.687 \text{ mm}$$

### 3.2.10.5 Distancia entre ejes

Si K está entre 1 y 3:

$$I \geq \frac{(K + 1)d}{2} + d$$

Si  $K > 3$ :

$$I \geq d_{\text{polea conducida}}$$

Donde:

I = Distancia entre ejes (mm)

Se resuelve:

Asumiendo una distancia entre ejes de

$$I_{\text{asumido}} = 320 \text{ mm}$$

$$320 \text{ mm} \geq \frac{(4.04 + 1) * 69.85 \text{ mm}}{2} + 69.85 \text{ mm}$$

$$320 \text{ mm} \geq 245.87 \text{ mm}$$

Por lo cual la distancia asumida de 320 mm es correcta por lo que es mayor a 245.87 mm.

$$\mathbf{I = 320 \text{ mm}}$$

### 3.2.10.6 Longitud primitiva de la correa

Se aplica la siguiente ecuación para el cálculo de lo longitud primitiva:

$$L_p = \frac{\pi(D + d)}{2} + 2l + \frac{(D - d)^2}{4l} \quad \text{Ec.3.14}$$
$$L_p = \frac{\pi(282.689 + 69.85)}{2} + (2 * 320) + \frac{(282.689 - 69.85)^2}{4 * 320}$$

$$L_p = 1229.16 \text{ mm}$$

Con el valor obtenido se procede a buscar en la Tabla 3.6 en la cual se debe escoger un valor que este cercano al calculado anteriormente para obtener el valor de  $L_{p_{\text{real}}}$ .

**Tabla 3.6** Lista de medidas de correa tipo A. [21]

<b>A</b> (mm 13 x 8)		
TIPO	Li (mm)	Lp (mm)
A 40	1016	1049
A 40 ½	1030	1063
A 41	1041	1074
A 42	1067	1100
A 43	1100	1133
A 43 ½	1105	1138
A 44	1120	1153
A 44 ½	1132	1165
A 45	1143	1176
A 46	1168	1201
A 46 ½	1180	1213
A 47	1200	1233
A 48	1220	1253
A 49	1250	1283

La selecciona de acuerdo a la tabla es una banda A47.

$$L_{p_{\text{real}}} = 1233 \text{ mm}$$

### 3.2.10.7 Distancia entre centros corregida

Se aplica la siguiente ecuación:

$$Ic = I + \left| \frac{Lp - Lp_{real}}{2} \right| \quad \text{Ec.3.15}$$

Donde:

Ic = Distancia entre centros corregida (mm)

Se resuelve:

$$Ic = 320 \text{ mm} + \left| \frac{1229.16 \text{ mm} - 1233 \text{ mm}}{2} \right|$$

$$\mathbf{Ic = 321.92 \text{ mm}}$$

### 3.2.10.8 Cálculo de número de correas

Se aplica la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{Pc}{Pa} \quad \text{Ec.3.16}$$

Donde:

Q = Número de correas

Pa = Prestaciones actuales

Para realizar el cálculo respectivo del número de correas se procede a calcular lo siguiente:

✓ Ángulo entre canales ( $\gamma$ )

$$\gamma = 2 \arcsen \left( \frac{D - d}{2Ic} \right) \frac{180}{\pi} \quad \text{Ec.3.17}$$

$$\gamma = 2 \arcsen \left( \frac{282.68 \text{ mm} - 69.85 \text{ mm}}{2(321.92 \text{ mm})} \right) \frac{180}{\pi}$$

$$\gamma = 38.60^\circ$$

$$\mathbf{\gamma = 39^\circ}$$

✓ Ángulo de abrazamiento

$$\text{arc} = 180^\circ - \gamma \quad \text{Ec.3.18}$$

$$\text{arc} = 180^\circ - 39^\circ$$

$$\mathbf{\text{arc} = 141^\circ}$$

✓ Factor de corrección ( $C_\gamma$ )

Para encontrar el factor de corrección se procede a buscar en la Tabla 3.7.

**Tabla 3.7** Factor de corrección. [21]

	$\gamma$	180°	175	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	115°	110°	105°	100°
$C_\gamma$	T/T	1	0,99	0,98	0,96	0,95	0,93	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74
	T/P	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74

Con el ángulo de abrazamiento con el valor de 141° y se escoge una transmisión trapecial/trapezoidal (T/T).

Se interpolan los datos y se obtiene el valor:

$$C_\gamma = 0.89$$

**Tabla 3.8** Prestaciones básicas de la correa A. [21]

diámetro	71	80	85	90	95	100	106	112	125	132	140	150	160	170	180	190	200	212
rpm																		
100	0,13	0,16	0,19	0,21	0,23	0,25	0,28	0,30	0,35	0,38	0,42	0,46	0,50	0,54	0,58	0,62	0,66	0,71
200	0,22	0,29	0,33	0,37	0,41	0,45	0,50	0,54	0,65	0,70	0,76	0,84	0,92	0,99	1,07	1,14	1,22	1,30
300	0,29	0,40	0,46	0,52	0,57	0,63	0,70	0,77	0,91	0,99	1,08	1,19	1,30	1,41	1,52	1,63	1,74	1,86
400	0,36	0,50	0,57	0,65	0,73	0,80	0,89	0,98	1,17	1,27	1,38	1,53	1,67	1,81	1,95	2,09	2,23	2,39
500	0,42	0,59	0,68	0,78	0,87	0,96	1,07	1,18	1,41	1,53	1,67	1,85	2,02	2,19	2,36	2,53	2,70	2,90
600	0,48	0,68	0,79	0,90	1,00	1,11	1,24	1,37	1,64	1,78	1,95	2,15	2,36	2,56	2,76	2,96	3,15	3,39
700	0,53	0,76	0,89	1,01	1,13	1,26	1,40	1,55	1,86	2,03	2,22	2,45	2,68	2,91	3,14	3,37	3,59	3,86
725	0,54	0,78	0,91	1,04	1,16	1,29	1,44	1,59	1,92	2,09	2,28	2,52	2,76	3,00	3,24	3,47	3,70	3,98
800	0,58	0,84	0,98	1,12	1,26	1,40	1,56	1,72	2,08	2,26	2,48	2,74	3,00	3,26	3,51	3,77	4,02	4,32
900	0,63	0,91	1,07	1,22	1,38	1,53	1,71	1,89	2,28	2,49	2,73	3,02	3,30	3,59	3,87	4,15	4,43	4,75
950	0,65	0,95	1,11	1,27	1,43	1,60	1,79	1,98	2,39	2,60	2,85	3,15	3,45	3,75	4,05	4,34	4,63	4,97
1000	0,67	0,98	1,15	1,32	1,49	1,66	1,86	2,06	2,49	2,71	2,97	3,29	3,60	3,91	4,22	4,52	4,82	5,18
1100	0,71	1,05	1,23	1,42	1,60	1,79	2,00	2,22	2,68	2,93	3,21	3,55	3,89	4,22	4,55	4,88	5,20	5,59
1200	0,74	1,11	1,31	1,51	1,71	1,91	2,14	2,37	2,87	3,14	3,43	3,80	4,17	4,53	4,88	5,23	5,57	5,98
1300	0,78	1,17	1,39	1,60	1,81	2,02	2,27	2,52	3,05	3,34	3,66	4,05	4,44	4,82	5,19	5,56	5,93	6,36
1400	0,81	1,23	1,46	1,69	1,91	2,14	2,40	2,67	3,23	3,53	3,87	4,29	4,70	5,10	5,50	5,88	6,27	6,72
1425	0,82	1,24	1,48	1,71	1,94	2,16	2,44	2,70	3,28	3,58	3,92	4,35	4,76	5,17	5,57	5,96	6,35	6,80
1500	0,84	1,28	1,53	1,77	2,01	2,25	2,53	2,81	3,41	3,72	4,08	4,52	4,95	5,37	5,79	6,19	6,59	7,06
1600	0,86	1,33	1,59	1,85	2,10	2,35	2,65	2,95	3,57	3,91	4,28	4,74	5,19	5,63	6,07	6,49	6,90	7,39
1700	0,89	1,38	1,66	1,93	2,19	2,46	2,77	3,08	3,74	4,08	4,48	4,96	5,43	5,89	6,33	6,77	7,20	7,70
1800	0,91	1,43	1,72	2,00	2,28	2,55	2,88	3,21	3,89	4,26	4,66	5,16	5,65	6,13	6,59	7,04	7,48	7,99
1900	0,93	1,48	1,78	2,07	2,36	2,65	2,99	3,33	4,04	4,42	4,84	5,36	5,87	6,36	6,83	7,30	7,75	8,27
2000	0,95	1,52	1,83	2,14	2,44	2,74	3,10	3,45	4,19	4,58	5,02	5,55	6,07	6,58	7,07	7,54	8,00	8,52
2100	0,97	1,56	1,88	2,20	2,52	2,83	3,20	3,56	4,33	4,74	5,19	5,74	6,27	6,79	7,28	7,77	8,23	8,76
2200	0,99	1,60	1,94	2,27	2,59	2,92	3,30	3,67	4,47	4,88	5,35	5,91	6,46	6,98	7,49	7,98	8,44	8,97
2300	1,00	1,64	1,98	2,33	2,66	3,00	3,39	3,78	4,60	5,02	5,50	6,08	6,63	7,17	7,68	8,17	8,64	9,17
2400	1,01	1,67	2,03	2,38	2,73	3,08	3,48	3,88	4,72	5,16	5,65	6,23	6,80	7,34	7,86	8,35	8,82	9,34
2500	1,02	1,70	2,07	2,44	2,80	3,15	3,57	3,98	4,84	5,29	5,78	6,38	6,96	7,50	8,02	8,52	8,98	9,50

**Tabla 3.9** Interpolación

rpm	Diámetros		
	69.85	71	80
800		0.58	0.84
850	0.57	0.604	0.874
900		0.63	0.91

$$P_b = 0.57 \text{ kW}$$

✓ Prestaciones adicionales (Pd)

De acuerdo a la siguiente Tabla 3.10.

**Tabla 3.10** Prestaciones adicionales. [21]

rpm	1,00 1,01	1,02 1,03	1,04 1,06	1,07 1,08	1,09 1,12	1,13 1,16	1,17 1,22	1,23 1,32	1,33 1,50	1,51 para arriba
100	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02
200	0.00	0.00	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03	0.03	0.04
300	0.00	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.05
400	0.00	0.01	0.02	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.06	0.07
500	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
600	0.00	0.01	0.02	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11
700	0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13
725	0.00	0.01	0.03	0.04	0.06	0.07	0.09	0.10	0.12	0.13
800	0.00	0.02	0.03	0.05	0.06	0.08	0.10	0.11	0.13	0.14
900	0.00	0.02	0.04	0.05	0.07	0.09	0.11	0.13	0.14	0.16
950	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17
1000	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18
1100	0.00	0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.18	0.20
1200	0.00	0.02	0.05	0.07	0.10	0.12	0.14	0.17	0.19	0.21

**Tabla 3.11** Interpolación

800	0.14
850	0.15
900	0.16

$$P_d = 0.15 \text{ kW}$$

✓ Factor de corrección (CL)

Para realizar este punto se procede a realizar la transformación de la longitud de la correa en pulgadas.

$$L_{p_{\text{real}}} = 1233 \text{ mm}$$

$$L_{p_{\text{real}}} = 48.54 \text{ pulg}$$

Se procede a buscar en la siguiente Tabla 3.12.

**Tabla 3.12** Factor de corrección. [21]

		PULGADAS																											
		9 1/2	16	22	24	28	32	35	42	48	53	66	75	81	90	105	126	144	162	180	210	240	285	330	420	540	720	780	
Z		0.69	0.77	0.82	0.84	0.87	0.89	0.91	0.95	0.98	1.00																		
A		0.73	0.79	0.80	0.83	0.85	0.87	0.91	0.93	0.95	1.00	1.03	1.05	1.07	1.11	1.16	1.19	1.22	1.25	1.29									
B			0.73	0.75	0.77	0.80	0.81	0.85	0.87	0.89	0.93	0.96	0.98	1.00	1.03	1.08	1.11	1.14	1.16	1.20	1.24	1.29	1.33	1.40					
C				0.72	0.73	0.76	0.79	0.80	0.85	0.87	0.89	0.90	0.93	0.97	1.00	1.03	1.05	1.09	1.12	1.16	1.20	1.27							
D													0.81	0.83	0.87	0.89	0.92	0.94	0.97	1.00	1.04	1.07	1.13	1.20	1.27				
E																				0.90	0.94	0.96	1.00	1.03	1.09	1.15	1.23	1.25	

**Tabla 3.13** Interpolación

48	0.93
48.54	0.932
53	0.95

$$CL = 0.932$$

✓ Prestaciones actuales

Se aplica la siguiente ecuación:

$$Pa = (Pb + Pd) Cy CL \quad \text{Ec.3.19}$$

$$Pa = (0.57 \text{ kW} + 0.15 \text{ kW}) (0.89) (0.932)$$

$$Pa = 0.59 \text{ kW}$$

✓ Número de correas

$$Q = \frac{1.044 \text{ kW}}{0.59 \text{ kW}}$$

$$Q = 1.76$$

$$Q = 2$$

De acuerdo al cálculo del número de bandas nos da el valor de 1.76 y posteriormente se asume al inmediato superior de 2 bandas por ende se va a utilizar una polea de doble canal.

✓ Polea doble canal de  $2\frac{3}{4}$  pulg

✓ Polea doble canal de 11 pulgadas

✓ 2 correas tipo A47

### 3.2.10.9 Velocidad periférica de la correa

Con la siguiente ecuación se calcula la velocidad periférica:

$$V = \frac{dn_{\text{motor}}\pi}{60000} \quad \text{Ec.3.20}$$
$$V = \frac{69.85 \text{ mm} (850 \text{ rpm})\pi}{60000}$$
$$V = 3.11 \text{ m/s}$$

De acuerdo a la velocidad periférica calculada las poleas acanaladas no deben sobrepasar el valor de  $V = 30\text{m/s}$  lo cual nos menciona que si el valor calculado es menor significa que las poleas están equilibradas estáticamente.

$$V_{\text{max}} = 30 \text{ m/s}$$

$$V < V_{\text{máx}}$$

$$3.11 \text{ m/s} < 30 \text{ m/s}$$

Por consiguiente, la velocidad calculada si cumple.

### 3.2.10.10 Ángulo de contacto

A continuación, se presenta una gráfica donde se puede observar los ángulos entre la polea y la banda.

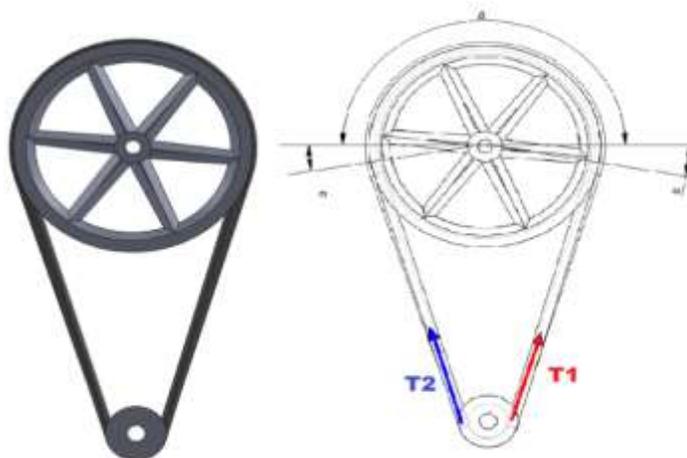


Figura 3.17 Ángulo entre polea y banda

Con el ángulo de abrazamiento se calcula el ángulo  $\alpha$

$$\alpha = \frac{180^\circ - \text{arc}}{2} \quad \text{Ec.3.21}$$
$$\alpha = \frac{180^\circ - 141^\circ}{2}$$
$$\alpha = 19.5^\circ$$

A continuación, se calcula el ángulo  $\beta$

$$\beta = 180^\circ + 2 \alpha \quad \text{Ec.3.22}$$
$$\beta = 180^\circ + 2 (19.5^\circ)$$
$$\beta = 219^\circ$$

### 3.2.10.11 Tensiones de la polea

Para calcular las tensiones se aplica la siguiente relación:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\frac{f\beta}{\text{sen}^2 \frac{y}{2}}} \quad \text{Ec.3.23}$$

Donde:

$T_1$  = Tensión 1 (N)

$T_2$  = Tensión 2 (N)

$f$  = coeficiente de fricción

$y$  = ángulo de garganta de la correa

$\beta$  = ángulo de contacto

Para realizar los cálculos respectivos hay que tomar en cuenta para el coeficiente de fricción es aconsejable el valor de  $f = 0.28$  y para el ángulo de garganta es aconsejable  $y = 40^\circ$ .

Para realizar el cálculo del ángulo de contacto debe transformarse a radianes.

$$\beta = 219^\circ = 3.822 \text{ rad}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\frac{0.28 (3.822)}{\sin^{\frac{40}{2}}}}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \mathbf{22.849} \quad \text{Ec.3.24}$$

Además, se puede calcular las tensiones con la velocidad y la potencia del motor.

$$P = \frac{(T_1 - T_2)V}{33000} \quad \text{Ec.3.25}$$

La velocidad calculada se la transforma en ft/min y la potencia en Hp.

Donde:

$$V = 3.11 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$612.204 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

Se resuelve:

$$1 \text{ Hp} = \frac{(T_1 - T_2) \left(612.204 \frac{\text{ft}}{\text{min}}\right)}{33000}$$

$$\mathbf{T_1 - T_2 = 53.903} \quad \text{Ec.3.26}$$

Se reemplaza el valor de  $T_1 = 22.849 T_2$  en la ecuación 3.26.

$$T_1 - T_2 = 53.903$$

$$22.849 T_2 - T_2 = 53.903$$

$$21.849 T_2 = 53.903$$

$$\mathbf{T_2 = 2.47 \text{ lb} = 10.987 \text{ N}}$$

Calcular  $T_1$  de la ecuación 3.26:

$$T_1 = 53.903 + T_2$$

$$T_1 = 53.903 + 2.47$$

$$\mathbf{T_1 = 56.373 \text{ lb} = 250.76 \text{ N}}$$

### 3.2.11 Selección de la banda secundaria que genera el movimiento planetario

Con los datos calculados en la banda de transmisión principal se empieza a calcular para la selección de la banda secundaria. A continuación, se presentan los datos que se calcularon anteriormente y sirve para continuar con el cálculo.

Se estima que el sistema secundario va a trabajar a una potencia de ½ Hp o menos porque esta es la encargada de cambiar el sentido de giro de los portajarras.

Sistema secundario

$$\frac{850}{\eta_{\text{segunda polea}}} = \frac{D}{d}$$

$$\eta_{\text{segunda polea conducida}} = \frac{850}{4.047}$$

$$\eta_{\text{segunda polea conducida}} = 210 \text{ rpm}$$

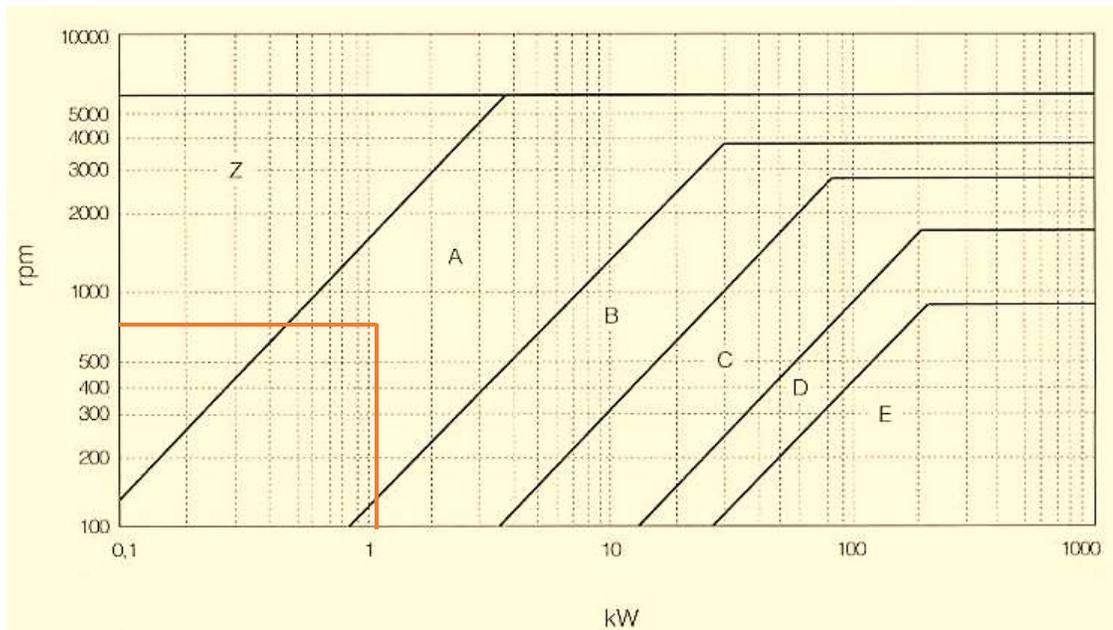
- ✓ Potencia del sistema del movimiento planetario =  $0.746/2 = 0.373 \text{ kW}$
- ✓ Rpm de la segunda polea conducida = 210 rpm
- ✓ Horas de trabajo = 16 – 24 horas

**Tabla 3.14** Coeficiente de corrección. [21]

OLEOSTATIC <sup>®</sup> CORREAS TRAPEZIALES CONVENCIONALES		<b>Método para calcular las transmisiones</b>					
<b>TABLA 1</b> FACTORES DE SERVICIO VALORES DE CC (COEFICIENTE DE CORRECCION) SEGUN LAS CONDICIONES DE TRABAJO Y EL TIPO DE CARGA.	<b>Tipo de motor</b>						
	Motores eléctricos de corriente alterna: de par normal, de jaula de ardilla, sincros.  Motores eléctricos de corriente continua: excitación en paralelo; motores térmicos de varios cilindros; turbinas de gas o de vapor.	Motores eléctricos de corriente alterna: de par elevado, de deslizamiento elevado; monofásicos; rotor bobinado, por colector.  Motores eléctricos de corriente continua: excitación en serie y compuesta; motores térmicos de un cilindro con acoplamiento directo o con contra-árbol, máquinas de vapor.					
<b>Aplicaciones</b>	<b>Horas diarias de funcionamiento</b>						
	0-8	8-16	16-24	0-8	8-16	16-24	
Trabajos ligeros Bombas centrífugas y compresores, cintas transportadoras (materiales ligeros), ventiladores y bombas de hasta 7,5 kW.	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3	
Trabajos normales Cizallas para chapa, prensas, cintas transportadoras y de cadena, tamices (materiales pesados), grupos generadores, máquinas-herramienta, amasadoras, lavadoras industriales, prensas de tipografía, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4	
Trabajos pesados Molino de martillos, compresores de pistón, cintas transportadoras para cargas muy pesadas, montacargas, máquinas para la industria textil, máquinas continuas para papeleras, bombas de pistón, bombas para dragar, sierras alternativas.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6	
Trabajos particularmente pesados Molinos de potencia elevada, Trituradores de piedras, calandras, mezcladoras, grúas, excavadoras, dragas.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8	

### 3.2.11.1 Selección tipo de correa

Para la selección del tipo de correa se procede a buscar en la Figura 3.18.



**Figura 3.18** Selección tipo de correa. [21]

Mediante la selección realizada la correa es tipo A.

### 3.2.11.2 Relación de transmisión

La relación de transmisión se realiza aplicando la siguiente ecuación:

$$k = \frac{D}{d} \quad \text{Ec.3.27}$$

Donde:

k = relación de transmisión

D = diametro de la polea mayor (mm)

d = diametro de la polea menor (mm)

Aplicando la ecuación:

$$k = \frac{120}{60}$$

$$k = 2$$

### 3.2.11.3 Diámetro de poleas

- ✓ Diámetro polea mayor =  $D = 120$
- ✓ Diámetro polea menor =  $d = 60$
- ✓ Distancia asumida =  $I = 110$

### 3.2.11.4 Longitud primitiva de la correa

Se aplica la siguiente ecuación:

$$L_p = \frac{\pi(D + d)}{2} + 2I + \frac{(D - d)^2}{4I} \quad \text{Ec.3.28}$$
$$L_p = \frac{\pi(120 + 60)}{2} + (2 * 110) + \frac{(120 - 60)^2}{4 * 110}$$
$$L_p = 510.925 \text{ mm}$$

Con el valor obtenido se procede a buscar en la Tabla 3.15.

**Tabla 3.15** Lista de medidas de correa tipo A. [21]

A (mm 13 x 8)		
TIPO	Li (mm)	Lp (mm)
A 15	382	415
A 18	457	490
A 19	480	513
A 20	508	541
A 21	535	535
A 21 $\frac{1}{4}$	552	585
A 22	560	593
A 23	587	620
A 23 $\frac{1}{2}$	600	633

La selecciona de acuerdo a la tabla es una banda A19.

$$L_{p_{\text{real}}} = 513 \text{ mm}$$

### 3.2.11.5 Distancia entre centros corregida

Se aplica la siguiente ecuación:

$$I_c = I + \left| \frac{L_p - L_{p_{real}}}{2} \right| \quad \text{Ec.3.29}$$

Donde:

$I_c$  = Distancia entre centros corregida (mm)

Se resuelve:

$$I_c = 110 \text{ mm} + \left| \frac{510.925 \text{ mm} - 513 \text{ mm}}{2} \right|$$

**$I_c = 111.03 \text{ mm}$**

### 3.2.11.6 Cálculo de número de correas

Se aplica la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{P_c}{P_a} \quad \text{Ec.3.30}$$

Donde:

$Q$  = Número de correas

$P_a$  = Prestaciones actuales

Para realizar el cálculo respectivo del número de correas se procede a calcular lo siguiente:

✓ Ángulo entre canales ( $\gamma$ )

$$\gamma = 2 \arcsen \left( \frac{D - d}{2I_c} \right) \frac{180}{\pi} \quad \text{Ec.3.31}$$
$$\gamma = 2 \arcsen \left( \frac{120 \text{ mm} - 60 \text{ mm}}{2(111.03 \text{ mm})} \right) \frac{180}{\pi}$$
$$\gamma = 31.35^\circ$$

$$\gamma = 31^\circ$$

✓ Ángulo de abrazamiento

$$\text{arc} = 180^\circ - \gamma \quad \text{Ec.3.32}$$

$$\text{arc} = 180^\circ - 31^\circ$$

$$\text{arc} = 149^\circ$$

✓ Factor de corrección ( $C_\gamma$ )

Para encontrar el factor de corrección se procede a buscar en la Tabla 3.16.

**Tabla 3.16** Factor de corrección. [21]

	$\gamma$	180°	175°	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	115°	110°	105°	100°	90°
$C_\gamma$	T/T	1	0.99	0.98	0.96	0.95	0.93	0.92	0.90	0.89	0.87	0.86	0.84	0.82	0.80	0.78	0.76	0.74	0.69
	T/P	0.75	0.76	0.77	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.84	0.82	0.80	0.78	0.76	0.74	0.69

Con el ángulo de abrazamiento con el valor de 148° y se escoge una transmisión trapecial/trapezoidal (T/T).

Se interpolan los datos y se obtiene el valor:

$$C_\gamma = 0.91$$

✓ Prestaciones básicas ( $P_b$ )

De acuerdo a la siguiente Tabla 3.17.

**Tabla 3.17** Prestaciones básicas de la correa A. [21]

diámetro	71	80	85	90	95	100	106	112	125	132	140	150	160	170	180	190	200	212
rpm																		
100	0.13	0.16	0.19	0.21	0.23	0.25	0.28	0.30	0.35	0.38	0.42	0.46	0.50	0.54	0.58	0.62	0.66	0.71
200	0.22	0.29	0.33	0.37	0.41	0.45	0.50	0.54	0.65	0.70	0.76	0.84	0.92	0.99	1.07	1.14	1.22	1.30
300	0.29	0.40	0.46	0.52	0.57	0.63	0.70	0.77	0.91	0.99	1.08	1.19	1.30	1.41	1.52	1.63	1.74	1.86
400	0.36	0.50	0.57	0.65	0.73	0.80	0.89	0.96	1.17	1.27	1.38	1.53	1.67	1.81	1.95	2.09	2.23	2.39
500	0.42	0.59	0.68	0.78	0.87	0.96	1.07	1.18	1.41	1.53	1.67	1.85	2.02	2.19	2.36	2.53	2.70	2.90
600	0.48	0.68	0.79	0.90	1.00	1.11	1.24	1.37	1.64	1.78	1.95	2.15	2.36	2.56	2.76	2.96	3.15	3.39
700	0.53	0.76	0.89	1.01	1.13	1.26	1.40	1.55	1.86	2.03	2.22	2.45	2.68	2.91	3.14	3.37	3.59	3.86
725	0.54	0.78	0.91	1.04	1.16	1.29	1.44	1.59	1.92	2.09	2.28	2.52	2.76	3.00	3.24	3.47	3.70	3.98
800	0.58	0.84	0.98	1.12	1.26	1.40	1.56	1.72	2.08	2.26	2.46	2.74	3.00	3.26	3.51	3.77	4.02	4.32
900	0.63	0.91	1.07	1.22	1.38	1.53	1.71	1.89	2.28	2.49	2.73	3.02	3.30	3.59	3.87	4.15	4.43	4.75
950	0.65	0.95	1.11	1.27	1.43	1.60	1.79	1.98	2.39	2.60	2.85	3.15	3.45	3.75	4.05	4.34	4.63	4.97
1000	0.67	0.98	1.15	1.32	1.49	1.66	1.86	2.06	2.49	2.71	2.97	3.29	3.60	3.91	4.22	4.52	4.82	5.18
1100	0.71	1.05	1.23	1.42	1.60	1.79	2.00	2.22	2.68	2.93	3.21	3.55	3.89	4.22	4.55	4.88	5.20	5.59
1200	0.74	1.11	1.31	1.51	1.71	1.91	2.14	2.37	2.87	3.14	3.43	3.80	4.17	4.53	4.88	5.23	5.57	5.98
1300	0.78	1.17	1.39	1.60	1.81	2.02	2.27	2.52	3.05	3.34	3.66	4.05	4.44	4.82	5.19	5.56	5.93	6.36
1400	0.81	1.23	1.46	1.69	1.91	2.14	2.40	2.67	3.23	3.53	3.87	4.29	4.70	5.10	5.50	5.88	6.27	6.72
1425	0.82	1.24	1.48	1.71	1.94	2.16	2.44	2.70	3.28	3.58	3.92	4.35	4.76	5.17	5.57	5.96	6.35	6.80
1500	0.84	1.28	1.53	1.77	2.01	2.25	2.53	2.81	3.41	3.72	4.08	4.52	4.95	5.37	5.79	6.19	6.59	7.06
1600	0.86	1.33	1.59	1.85	2.10	2.35	2.65	2.95	3.57	3.91	4.28	4.74	5.19	5.63	6.07	6.49	6.90	7.39
1700	0.89	1.38	1.66	1.93	2.19	2.46	2.77	3.08	3.74	4.08	4.48	4.96	5.43	5.89	6.33	6.77	7.20	7.70
1800	0.91	1.43	1.72	2.00	2.28	2.55	2.88	3.21	3.89	4.26	4.66	5.16	5.65	6.13	6.59	7.04	7.48	7.99
1900	0.93	1.48	1.78	2.07	2.36	2.65	2.99	3.33	4.04	4.42	4.84	5.36	5.87	6.36	6.83	7.30	7.75	8.27
2000	0.95	1.52	1.83	2.14	2.44	2.74	3.10	3.45	4.19	4.58	5.02	5.55	6.07	6.58	7.07	7.54	8.00	8.52

**Tabla 3.18** Interpolación

rpm	Diámetros		
	112	120	125
200	0.54		0.65
210	0.56	0.63	0.67
300	0.77		0.91

$$P_b = 0.63 \text{ kW}$$

✓ Prestaciones adicionales (Pd)

De acuerdo a la siguiente Tabla 3.19.

**Tabla 3.19** Prestaciones adicionales. [21]

rpm	1,00 1,01	1,02 1,03	1,04 1,06	1,07 1,08	1,09 1,12	1,13 1,16	1,17 1,22	1,23 1,32	1,33 1,50	1,51 para arriba
100	0,00	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02
200	0,00	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,04
300	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05
400	0,00	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,06	0,07
500	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
600	0,00	0,01	0,02	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,11
700	0,00	0,01	0,03	0,04	0,06	0,07	0,08	0,10	0,11	0,13
725	0,00	0,01	0,03	0,04	0,06	0,07	0,09	0,10	0,12	0,13
800	0,00	0,02	0,03	0,05	0,06	0,08	0,10	0,11	0,13	0,14
900	0,00	0,02	0,04	0,05	0,07	0,09	0,11	0,13	0,14	0,16
950	0,00	0,02	0,04	0,06	0,08	0,09	0,11	0,13	0,15	0,17
1000	0,00	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18
1100	0,00	0,02	0,04	0,07	0,09	0,11	0,13	0,15	0,18	0,20
1200	0,00	0,02	0,05	0,07	0,10	0,12	0,14	0,17	0,19	0,21

**Tabla 3.20** Interpolación

200	0.03
210	0.031
300	0.04

$$P_d = 0.031 \text{ kW}$$

✓ Factor de corrección (CL)

Para realizar este punto se procede a realizar la transformación de la longitud de la correa en pulgadas.

$$L_{p_{\text{real}}} = 513 \text{ mm}$$

$$L_{p_{\text{real}}} = 20.19 \text{ pulg}$$

Se procede a buscar en la siguiente Tabla 3.21.

**Tabla 3.21** Factor de corrección. [21]

PULGADAS																												
9/16	16	22	24	28	32	35	42	48	53	56	75	81	90	105	128	144	162	180	210	240	285	330	420	540	720	780		
Z	0.69	0.77	0.82	0.84	0.87	0.89	0.91	0.95	0.98	1.00																		
A	0.73	0.79	0.80	0.83	0.85	0.87	0.91	0.93	0.95	1.00	1.03	1.05	1.07	1.11	1.16	1.19	1.22	1.25	1.29									
B		0.73	0.75	0.77	0.80	0.81	0.85	0.87	0.89	0.93	0.96	0.98	1.00	1.03	1.08	1.11	1.14	1.16	1.20	1.24	1.29	1.33	1.40					
C			0.72	0.73	0.76	0.79	0.80	0.85	0.87	0.88	0.90	0.93	0.97	1.00	1.03	1.05	1.09	1.12	1.16	1.20	1.27							
D											0.81	0.83	0.87	0.89	0.92	0.94	0.97	1.00	1.04	1.07	1.13	1.20	1.27					
E																		0.90	0.94	0.96	1.00	1.03	1.09	1.15	1.23	1.25		

**Tabla 3.22** Interpolación

16	0.73
20.19	0.77
22	0.79

$$CL = 0.77$$

✓ Prestaciones actuales

Se aplica la siguiente ecuación:

$$Pa = (Pb + Pd) Cy CL \quad \text{Ec.3.33}$$

$$Pa = (0.63 \text{ kW} + 0.031 \text{ kW}) (0.91) (0.77)$$

$$Pa = 0.46 \text{ kW}$$

✓ Número de correas

$$Q = \frac{0.4476 \text{ kW}}{0.46 \text{ kW}}$$

$$Q = 0.973$$

$$Q = 1$$

### 3.2.11.7 Velocidad periférica de la correa

Con la siguiente ecuación se calcula la velocidad periférica:

$$V = \frac{dn_{\text{sistema planetario}} \pi}{60000} \quad \text{Ec.3.34}$$

$$V = \frac{60 \text{ mm} (210 \text{ rpm}) \pi}{60000}$$

$$V = 0.66 \text{ m/s}$$

De acuerdo a la velocidad periférica calculada las poleas acanaladas no deben sobrepasar el valor de  $V = 30\text{m/s}$  lo cual nos menciona que si el valor calculado es menor significa que las poleas están equilibradas estáticamente.

$$V_{\text{max}} = 30 \text{ m/s}$$

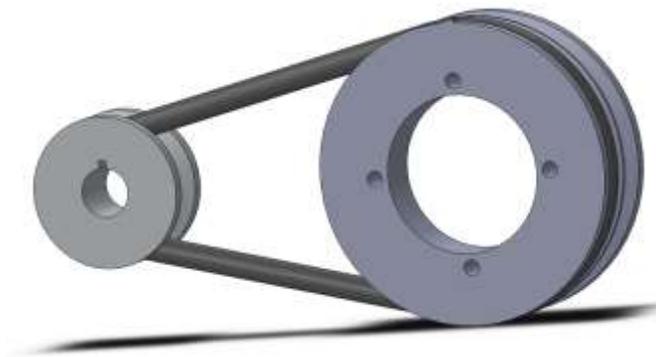
$$V < V_{\text{máx}}$$

$$0.66 \text{ m/s} < 30 \text{ m/s}$$

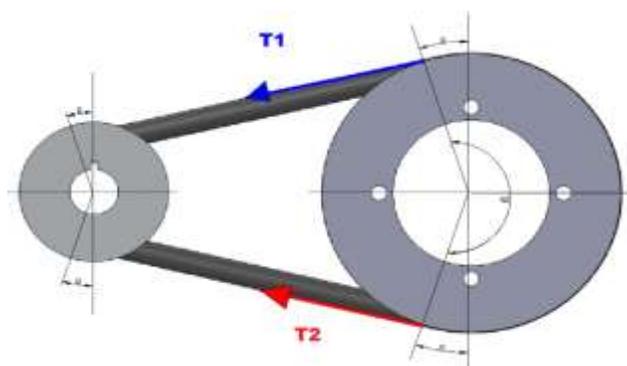
Por consiguiente, la velocidad calculada si cumple.

### 3.2.11.8 Ángulo de contacto

A continuación, se presenta las Figuras 3.19 y 3.20.



**Figura 3.19** Sistema de transmisión secundario



**Figura 3.20** Ángulo entre polea y banda secundario

Con el ángulo de abrazamiento se calcula el ángulo  $\alpha$

$$\alpha = \frac{180^\circ - \text{arc}}{2} \quad \text{Ec.3.35}$$
$$\alpha = \frac{180^\circ - 149^\circ}{2}$$
$$\alpha = 15.5^\circ$$

A continuación, se calcula el ángulo  $\beta$

$$\beta = 180^\circ + 2 \alpha \quad \text{Ec.3.36}$$
$$\beta = 180^\circ + 2 (15.5^\circ)$$
$$\beta = 211^\circ$$

### 3.2.11.9 Tensiones de la polea

Para calcular las tensiones se aplica la siguiente relación:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\frac{f\beta}{\text{sen}\frac{\gamma}{2}}} \quad \text{Ec.3.37}$$

Donde:

$T_1$  = Tensión 1 (N)

$T_2$  = Tensión 2 (N)

$f$  = coeficiente de fricción

$\gamma$  = ángulo de garganta de la correa

$\beta$  = ángulo de contacto

Para realizar los cálculos respectivos se toma en cuenta para el coeficiente de fricción es aconsejable el valor de  $f = 0.28$  y para el ángulo de garganta es aconsejable  $\gamma = 40^\circ$ .

Para realizar el cálculo del ángulo de contacto debe transformarse a radianes.

$$\beta = 211^\circ = 3.682 \text{ rad}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\frac{0.28 (3.682)}{\text{sen}\frac{40}{2}}}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = 20.375 \quad \text{Ec.3.38}$$

Además, se puede calcular las tensiones con la velocidad y la potencia del sistema planetario.

$$P = \frac{(T_1 - T_2)V}{33000} \quad \text{Ec.3.39}$$

La velocidad calculada se la transforma en ft/min y la potencia en Hp.

Donde:

$$V = 0.66 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$129.921 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

Se resuelve:

$$\frac{1}{2} \text{Hp} = \frac{(T_1 - T_2) \left(129.921 \frac{\text{ft}}{\text{min}}\right)}{33000}$$

$$T_1 - T_2 = 127.00 \quad \text{Ec.3.40}$$

Se reemplaza el valor de  $T_1 = 20.375 T_2$  en la ecuación 3.40.

$$T_1 - T_2 = 127$$

$$20.375 T_2 - T_2 = 127$$

$$19.375 T_2 = 127$$

$$T_2 = 6.55 \text{ lb} = 29.135 \text{ N}$$

Calcular  $T_1$  de la ecuación 3.40.

$$T_1 = 20.375 + T_2$$

$$T_1 = 20.375 + 6.55$$

$$T_1 = 26.925 \text{ lb} = 119.76 \text{ N}$$

### 3.2.12 Diseño del eje principal

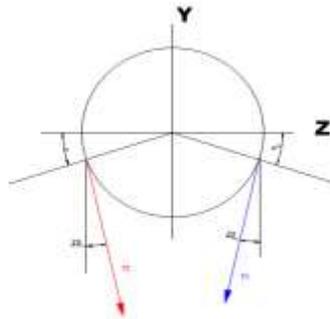
Es el eje motriz el cual está encargado de transmitir el movimiento rotatorio del motor a las poleas por medio de bandas.



**Figura 3.21** Eje principal con polea



**Figura 3.22** Eje principal



**Figura 3.23** Diagrama de tensiones en la polea principal

$$T_1 = 250.14 \text{ N}$$

$$T_2 = 10.36 \text{ N}$$

### Análisis de fuerzas y reacciones en el plano x-y.

✓ Diagrama de cuerpo libre

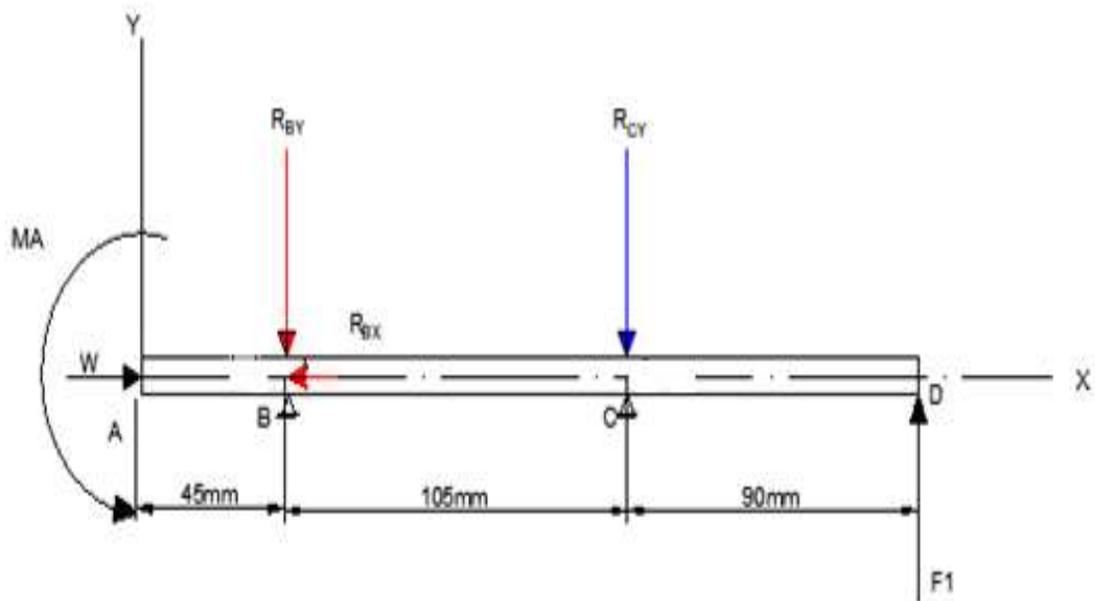


Figura 3.24 Diagrama de cuerpo libre

### Método de momentos

$$F_1 = (250.14 \text{ N} + 10.364) * \cos 20^\circ = 344.79 \text{ N}$$

$$W = 35 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 343.35 \text{ N}$$

$$M_A = 15.06 \text{ Nm}$$

Donde:

$F_1$ , es la fuerza total en el eje Y, ejercida por las tensiones de la banda de transmisión principal.

$M_A$ , es el momento ejercido por la masa de los recipientes o porta jarra.

W, es el peso total del sistema de transmisión ejercido sobre el eje.

$$-R_{BY}(45 \text{ mm}) - R_{CY}(150 \text{ mm}) + F1(240 \text{ mm}) = 0$$

$$-R_{BY}(45 \text{ mm}) - R_{CY}(150 \text{ mm}) + 244.79(240 \text{ mm}) = 0$$

$$-R_{BY}(45 \text{ mm}) - R_{CY}(150 \text{ mm}) = -58.75 \text{ Nm}$$

$$\mathbf{R_{BY}(0.045 \text{ m}) + R_{CY}(0.15 \text{ m}) = 58.75 \text{ Nm}} \quad \text{Ec.3.41}$$

### Cálculo de reacciones

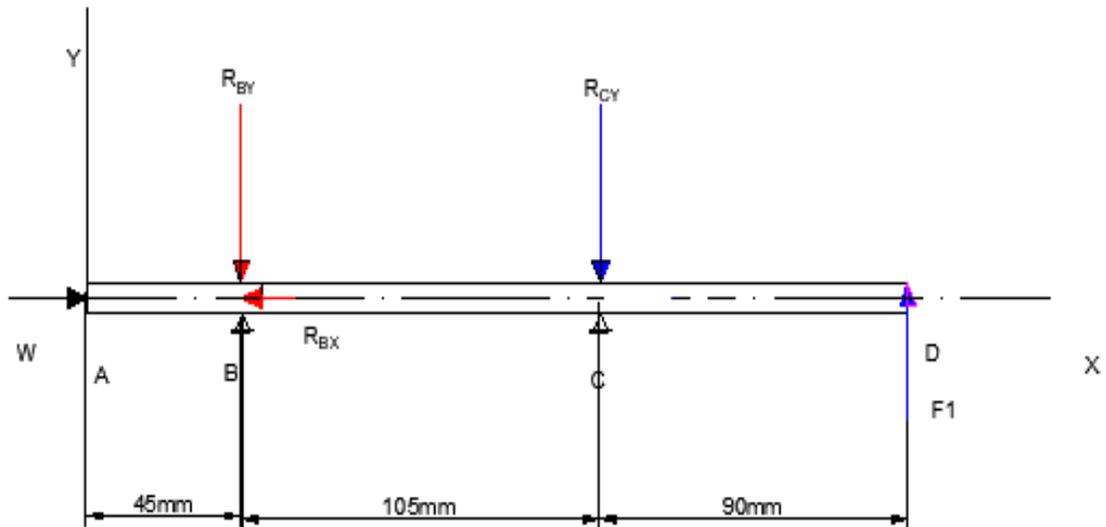


Figura 3.25 Diagrama de cuerpo libre en el plano x-y

### Sumatoria de fuerzas en y

$$F1 = 244.79 \text{ N}$$

Donde:

F1 = es la fuerza total en el eje y

$$\sum F_Y = 0$$

$$-R_{BY} - R_{CY} + F1 = 0$$

$$\mathbf{R_{BY} + R_{CY} = 244.79 \text{ N}} \quad \text{Ec.3.42}$$

**Sumatoria de fuerzas en x**

$$W = 35 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 343.35 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$W - R_{BX} = 0$$

$$R_{BX} = 343.35 \text{ N}$$

Se despeja,  $R_{BY}$  de la ecuación 3.42 y se reemplaza en la ecuación 3.41.

$$R_{BY} = 244.79 \text{ N} - R_{CY}$$

$$R_{BY}(0.045 \text{ m}) + R_{CY}(0.15 \text{ m}) = 58.75 \text{ Nm}$$

$$(244.79 \text{ N} - R_{CY})(0.045 \text{ m}) + R_{CY}(0.15 \text{ m}) = 58.75 \text{ Nm}$$

$$11.015 \text{ Nm} - 0.045R_{CY} + 0.15R_{CY} = 58.75 \text{ Nm}$$

$$0.105R_{CY} = 47.735$$

$$R_{CY} = 454.91 \text{ N}$$

Se reemplaza  $R_{CY}$  en la ecuación 3.42 para obtener  $R_{BY}$

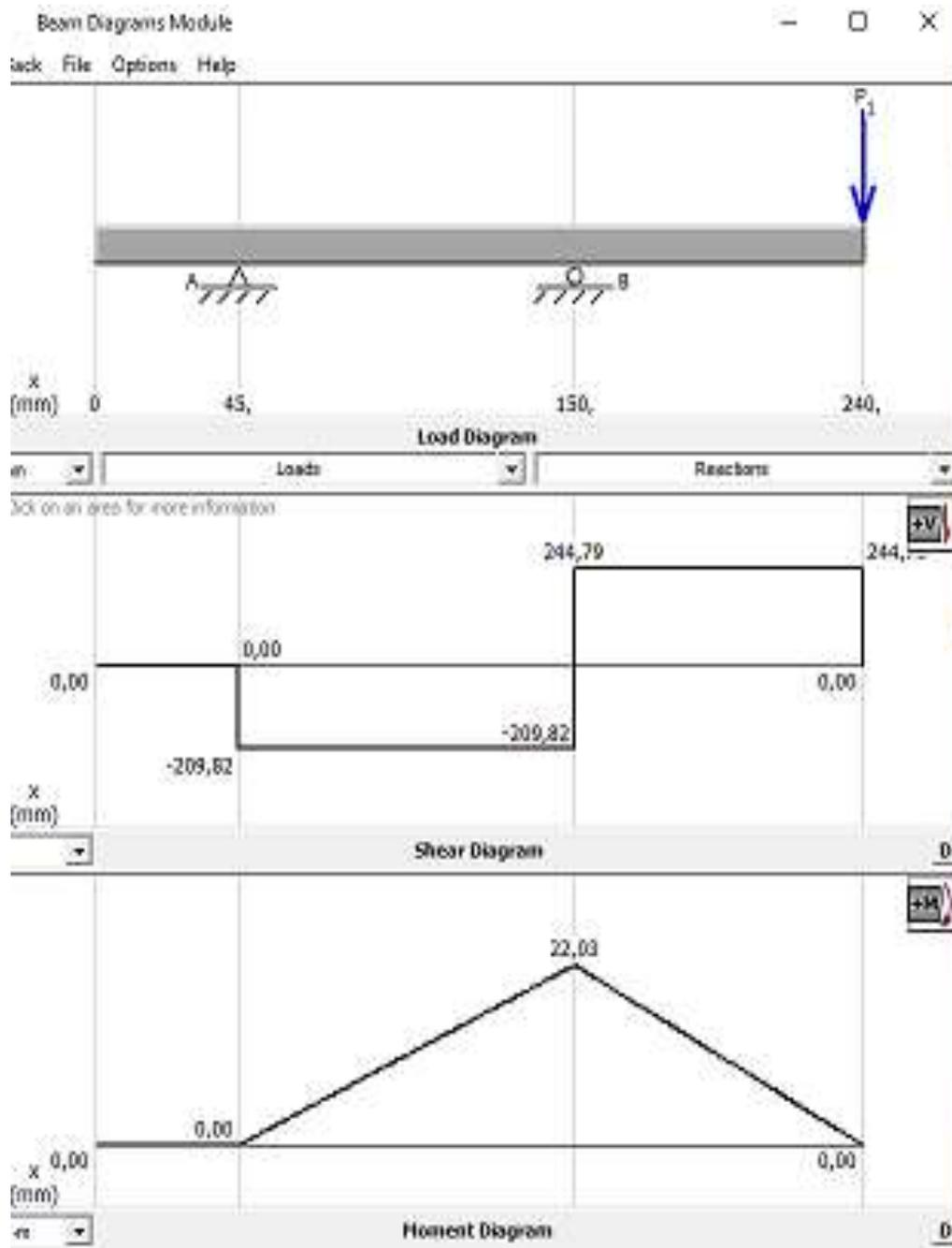
$$R_{BY} = 244.79 \text{ N} - R_{CY}$$

$$R_{BY} = 244.79 \text{ N} - 454.91 \text{ N}$$

$$R_{BY} = -210.12 \text{ N}$$

**Cálculo del diagrama de fuerzas cortantes y momentos en el eje principal en el plano x-y.**

### Análisis del punto crítico C.



**Figura 3.26** Diagrama de corte y del momento en el plano x-y

Se obtuvo el momento máximo de 22.03 Nm con lo cual se lo utiliza para realizar el cálculo del factor de seguridad.

## Análisis de fuerzas y reacciones en el plano x-z

✓ Diagrama de cuerpo libre

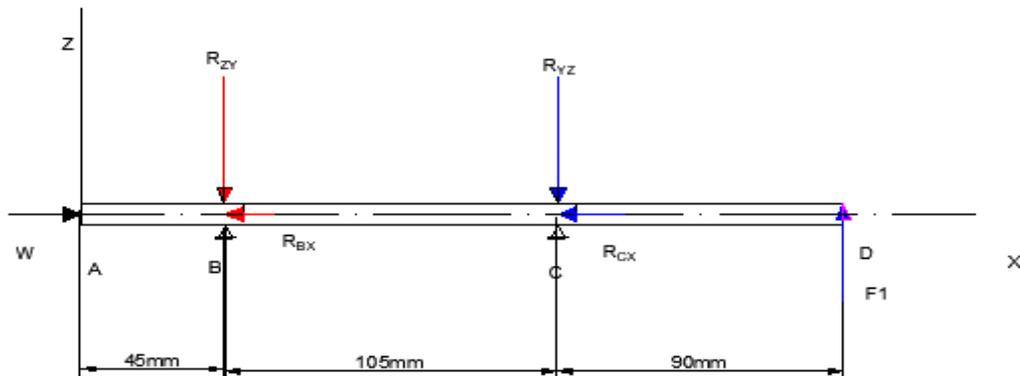


Figura 3.27 Diagrama de cuerpo libre en el plano x-z

### Método de momentos

$$F1 = (250.14 \text{ N} + 10.364) * \text{sen } 20^\circ = 89.09 \text{ N}$$

Donde:

F1, es la fuerza total en el eje Z, ejercida por las tensiones de la banda de transmisión principal.

$$-R_{BZ}(45 \text{ mm}) - R_{BZ}(150 \text{ mm}) + F1(240 \text{ mm}) = 0$$

$$-R_{BZ}(45 \text{ mm}) - R_{CZ}(150 \text{ mm} + 89.097(240 \text{ mm}) = 0$$

$$-R_{BZ}(45 \text{ mm}) - R_{CZ}(150 \text{ mm}) = -21.38 \text{ Nm}$$

$$\mathbf{R_{BZ}(0.045 \text{ m}) + R_{CZ}(0.15 \text{ m}) = 21.38 \text{ Nm}} \quad \text{Ec.3.43}$$

### Cálculo de reacciones

#### Sumatoria de fuerzas en z

$$F1 = (250.14 \text{ N} + 10.364) * \text{sen } 20^\circ = 89.097 \text{ N}$$

$$F1 = 89.097 \text{ N}$$

Donde:

F1 = es la fuerza total en el eje z

$$\sum F_z = 0$$

$$-R_{BZ} + R_{CZ} - F1 = 0$$

$$R_{BZ} + R_{CZ} = 89.097 \text{ N} \quad \text{Ec.3.44}$$

Se despeja,  $R_{BZ}$  y se reemplaza en la ecuación 3.43.

$$R_{BZ} = 89.097 \text{ N} - R_{CZ}$$

$$R_{BZ}(0.045 \text{ m}) + R_{CZ}(0.15 \text{ m}) = 21.38 \text{ Nm}$$

$$(89.097 \text{ N} - R_{CZ})(0.045 \text{ m}) + R_{CZ}(0.15 \text{ m}) = 21.38 \text{ Nm}$$

$$4 \text{ Nm} - 0.045R_{CZ} + 0.15R_{CZ} = 21.38 \text{ Nm}$$

$$0.105R_{CZ} = 17.38 \text{ Nm}$$

$$R_{CZ} = 165.52 \text{ N}$$

Se reemplaza  $R_{CZ}$  en la ecuación 3.44 para obtener  $R_{BZ}$

$$R_{BZ} = 89.097 \text{ N} - R_{CZ}$$

$$R_{BZ} = 89.097 \text{ N} - 165.52 \text{ N}$$

$$R_{BZ} = -76.42 \text{ N}$$

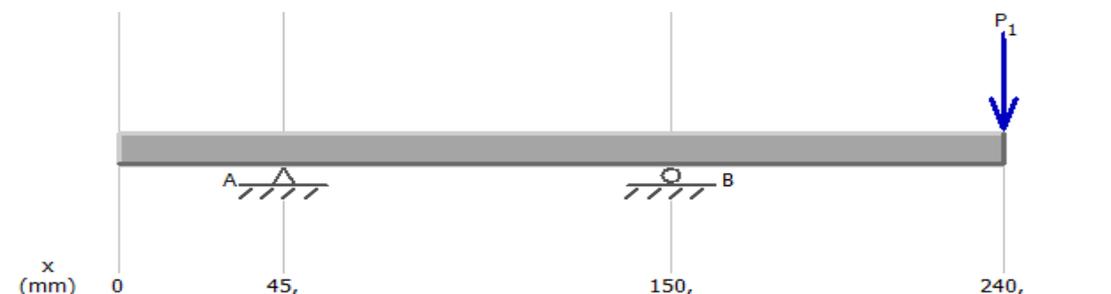
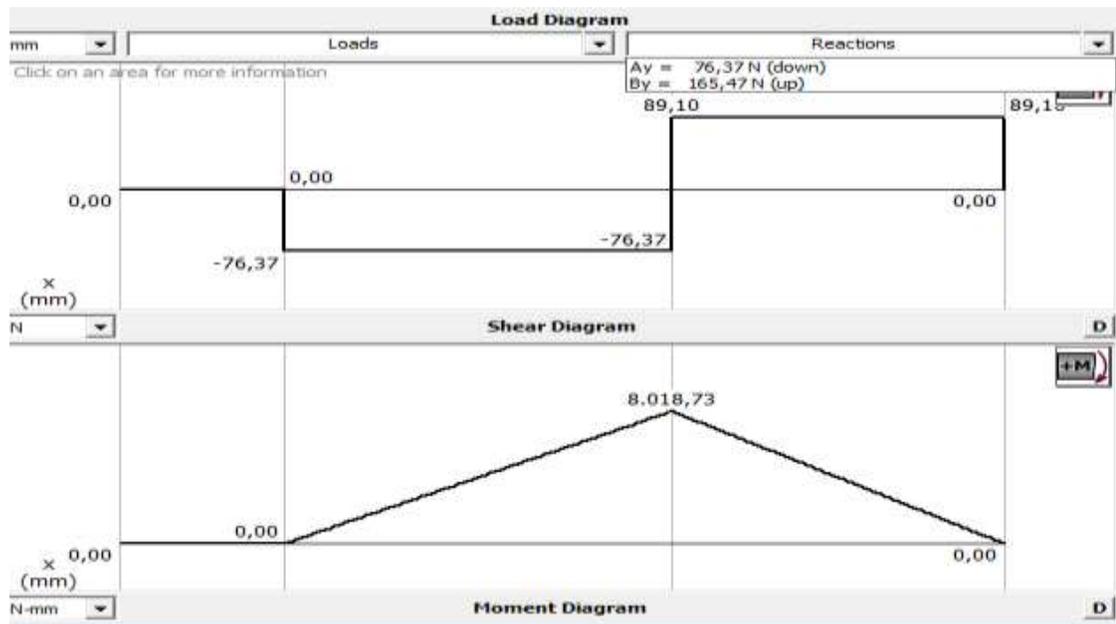


Figura 3.28 Diagrama



**Figura 3.29** Diagrama de corte y del momento en el plano x-z

El momento máximo del eje principal se obtuvo el valor 8.018 Nm en el plano x-z.

### 3.2.13 Diseño estático del eje principal

#### 3.2.13.1 Análisis de torsión

Donde:

P = potencia del motor [Hp]

T = Torque [Nm]

$\omega$  = velocidad angular [ $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$ ]

$$P_{\text{motor}} = T * \omega \quad \text{Ec.3.45}$$

$$T = 8.37 \text{ Nm}$$

#### 3.2.13.2 Esfuerzo por flexión

Donde:

$M_{Cxy}$  = momento máximo en el plano xy [Nm]

$M_{Cxz}$  = momento máximo en el plano xz [Nm]

$$MR_C = \sqrt{M_{Cxy}^2 + M_{Cxz}^2} \quad \text{Ec.3.46}$$

$$MR_C = 23.43 \text{ Nm}$$

$$\sigma_x = \frac{32 * M_{\max}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_x = \frac{238.65}{d^3} \quad \text{Ec.3.47}$$

### 3.2.13.3 Esfuerzo por torsión

Donde:

T = Torque [Nm]

d = diámetro [m]

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \text{Ec.3.48}$$

$$\tau_{xy} = \frac{42.62}{d^3}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad \text{Ec.3.49}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{338.65}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{42.62}{d^3}\right)^2}$$

$$\tau_{xym} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \text{Ec.3.50}$$

$$\tau_{xym} = 0.578 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2} \quad \text{Ec.3.51}$$

$\sigma_{xm} = 0$  debido que las fibras internas son mínimas es igual a cero.

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{3 * (0.578)^2}$$

$$\sigma_{eqm} = 1 \text{ MPa}$$

Con el valor de  $S_y$  del material 4140 es de 417 MPa

$$\sigma_{eq} = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec.3.52}$$

$$\sigma_{eq} = 52.125 \text{ MPa}$$

Se reemplaza el valor de  $\sigma_{eq}$  en la ecuación 3.49.

$$52.125 \text{ MPa} = \sqrt{\left(\frac{338.65}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{42.62}{d^3}\right)^2}$$

$$d = 16.9 \approx 19$$

Mediante el cálculo realizado el valor del diámetro  $d = \frac{3}{4}$  pulg, se escogió un diámetro que exista en el mercado, el cual es de  $d = \frac{3}{4}$  pulg  $\approx 19.05$  mm.

### 3.2.14 Cálculo de resistencia a fatiga del eje principal

El diseño a fatiga del eje se calculó con la siguiente ecuación:

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad \text{Ec.3.53}$$

Donde:

$\sigma'_a$  = resistencia alterna MPa

$\sigma'_m$  = resistencia media

A continuación, se presenta la ecuación para realizar el cálculo respectivo.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \quad \text{Ec.3.54}$$

Donde:

$k_a$  = Factor de modificación de la condición superficial

$k_b$  = Factor de modificación del tamaño

$k_c$  = Factor de modificación de la carga

$k_d$  = Factor de modificación de la temperatura

$k_e$  = Factor de confiabilidad

$k_f$  = Factor de modificación de efectos varios

$S'_e$  = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$S_e$  = Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

Factor de modificación de la condición superficial ( $K_a$ )

Resistencia última a la tensión de acero 4140  $S_{ut}$  (655 MPa)

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

Los valores de a y b (Anexo A-15)

$$k_a = 4.51 * 655^{-0.265}$$

$$k_a = 0.8$$

La ecuación de  $k_b$  está en función al diámetro de acuerdo a la siguiente condición:  $2.79 \leq d \leq 51\text{mm}$ .

$$k_b = 1.24d^{-0.107}$$

$$k_b = 1.24(19 \text{ mm})^{-0.107}$$

$$k_b = 0.9$$

$k_c$  para fuerza axiales es igual a 1.

$$k_c = 1$$

$k_d$  se toma del (Anexo-16) según a la temperatura de operación.

$$k_d = 1$$

$k_e$  = se escoge con una fiabilidad del 90% y el valor es 0.897 del (Anexo-17)

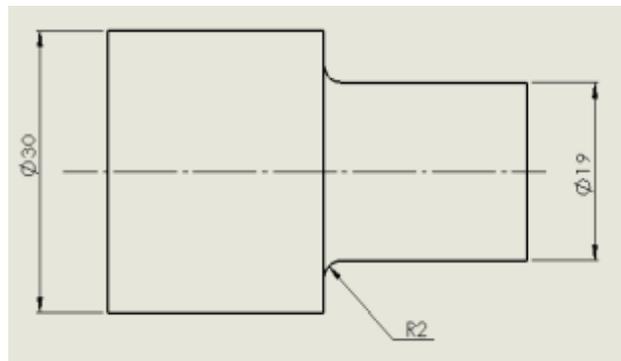
$$k_e = 0.897$$

$k_f$  = Factor de modificación de efectos varios a tensión.

El factor de modificación se calcula con la siguiente ecuación.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad \text{Ec.3.55}$$

Los diámetros del eje y del radio del chaflán se muestra en la Figura 3.30.



**Figura 3.30** Diagrama de cambio de sección

El valor de la sensibilidad a la muesca ( $q$ ) se procede a encontrarla en el gráfico del Anexo A-19.

$$q = 0.75$$

Para el cálculo de factor teórico de concentración de esfuerzos ( $k_t$ ) se procede hallar en el Anexo A-20 con los siguientes datos:

$$\frac{r}{d} = \frac{2}{19} = 0.1$$

$$\frac{D}{d} = \frac{30}{19} = 1.57$$

Obteniendo como resultado de factor teórico de concentración de esfuerzos:

$$k_t = 2.2$$

Se reemplaza en la ecuación 3.55.

$$k_f = 1 + 0.75(2.2 - 1)$$

$$k_f = 1.9$$

Factor de modificación se calcula con la siguiente ecuación:

$$k_{fs} = 1 + q_s(k_{ts} - 1) \quad \text{Ec.3.56}$$

El valor de la sensibilidad a la muesca ( $q_s$ ) se procede a encontrarla en el Anexo A-21.

$$q_s = 0.9$$

Para el cálculo de factor teórico de concentración de esfuerzos ( $k_{ts}$ ) se procede hallar en el Anexo A-22 con los siguientes datos:

$$\frac{r}{d} = \frac{2}{19} = 0.1$$

$$\frac{D}{d} = \frac{30}{19} = 1.57$$

Se obtuvo como resultado del factor teórico de concentración de esfuerzos:

$$k_{ts} = 1.6$$

Se reemplaza en la ecuación 3.56.

$$k_{fs} = 1 + 0.9(1.6 - 1)$$

$$k_{fs} = 1.54$$

$S'_e$  para el acero 4140 es de 655 MPa (Anexo-18)

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

$$S'_e = 0.5 * 655$$

$$S'_e = 327.5 \text{ MPa}$$

Se reemplaza todos los valores en la ecuación 3.54.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * k_{fs} S'_e$$

$$S_e = (0.8)(0.9) (1) (1) (0.897) (1.9) (1.54) (327.5)$$

$$S_e = 618.88 \text{ MPa}$$

Se reemplaza los valores en la ecuación 3.53.

$$\frac{\sigma_{eq}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_{sut}} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{52.125}{533.58} + \frac{1}{655} = \frac{1}{n}$$

$$n = 11.66$$

El eje soporta las cargas aplicadas y entrega un factor de seguridad mayor a 2.

### 3.2.15 Selección del tipo de rodamiento para el eje principal

Para realizar el cálculo de la selección del rodamiento se procede a sacar las reacciones calculadas del eje anteriormente.

Reacciones en el punto B

$$R_{BY} = 210.12 \text{ N}$$

$$R_{BZ} = 76.42 \text{ N}$$

$$FR_B = \sqrt{(210.12 \text{ N})^2 + (76.42 \text{ N})^2}$$

$$\mathbf{FR_B = 223.60 \text{ N}}$$

#### 3.2.15.1 Análisis estático

Para realizar el cálculo de la carga estática se aplica la siguiente ecuación:

$$C_0 = f_s P_0 \tag{Ec.3.57}$$

Donde:

$f_s$  = factor de esfuerzos estáticos

$C_0$  = capacidad de carga estatica [N]

$P_0$  = carga estatica equivalente [N]

Se resuelve:

$$f_s = 1 \text{ (Anexo A-10)}$$

$$P_o = F_{RB} = 223.60 \text{ N}$$

$$C_o = 1(223.60 \text{ N})$$

$$C_o = 223.60 \text{ N}$$

### 3.2.15.2 Análisis dinámico

A continuación, se aplica la siguiente ecuación:

$$C = P^p \sqrt{\frac{L_{10h} n 60}{1000000 a_1 a_{23}}} \quad \text{Ec.3.58}$$

Donde:

C = capacidad de carga dinámica [N]

P = carga dinámica equivalente [N]

$L_{10h}$  = horas de funcionamiento

n = velocidad de giro, rpm

$a_1$  = factor de ajuste de la vida para una mayor fiabilidad

$a_{23}$  = factor para el material y lubricante

$a_{23 II}$  = factor para vida amplia

Se resuelve:

P = 2 (rodamiento rígido de bolas)

$L_{10h}$  = 30000 horas (Anexo A – 11)

n = 850 rpm

$a_1 = 1$  (fiabilidad del 90%) (Anexo A – 12)

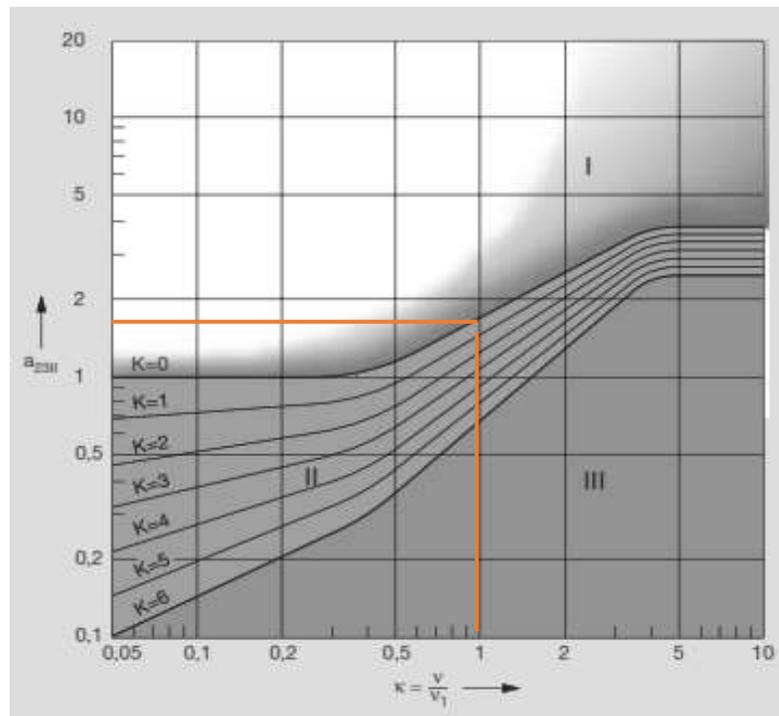
El factor para el material y el lubricante se presenta en la ecuación 3.59. Además, con el valor dado del factor del material se aplica un factor de limpieza con un valor de (1).

$$a_{23} = a_{23 II} S \quad \text{Ec.3.59}$$

Para la viscosidad se asume el valor de (k=1)

Factor básico (k=0)

Con los datos asumidos se procede observar en la Figura 3.31.



**Figura 3.31** Factor de vida amplia. [22]

$$a_{23 II} = 1.7$$

$$a_{23} = 1.7 (1)$$

$$a_{23} = 1.7$$

$$C = (223.60 \text{ N})^2 \sqrt{\frac{30000 \text{ h} (850 \text{ rpm})(60)}{1000000(1)(1.7)}}$$

$$C = 6708.12 \text{ N}$$

Dados los siguientes valores:

$$C_0 = 223.60 \text{ N}$$

$$C = 6708.12 \text{ N}$$

De acuerdo a los valores generados en el cálculo estático y dinámico se procede a indagar en el catálogo “Catálogo general SKF” en el cual se encuentra el rodamiento adecuado.

$$\text{Carga estática} = 8.3 \text{ kN}$$

$$\text{Carga dinámica} = 13.8 \text{ kN}$$

$$\text{Asignación} = 6006$$

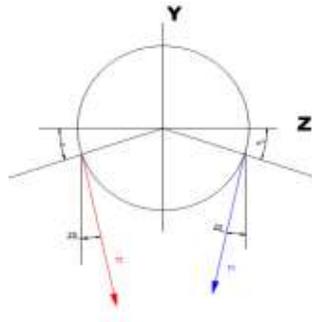
Mediante el cálculo realizado anteriormente se puede observar que las cargas calculadas en el análisis dinámico y en el análisis estático son menores por lo que el cálculo efectuado es el correcto con lo cual la selecciona en el “Catálogo general SKF” (Anexo A- 13)

### **3.2.16 Diseño del eje secundario**

El eje secundario es el encargado de transmitir el movimiento rotatorio. Además, genera el cambio de giro de los recipientes por medio de bandas y se lo conoce como sistema planetario.



**Figura 3.32** Eje secundario



**Figura 3.33** Diagrama de tensiones en la polea secundaria

$$T_1 = 119.76 \text{ N}$$

$$T_2 = 29.135 \text{ N}$$

$$F1 \text{ en el eje Y} = (119.76 \text{ N} + 29.135) * \cos 15.5^\circ = 143.74 \text{ N}$$

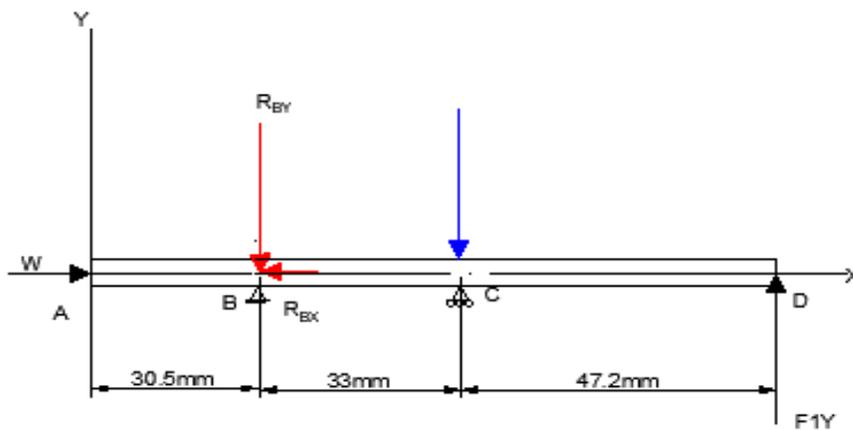
$$F1 \text{ en el eje Z} = (119.76 \text{ N} + 29.135) * \sen 15.5^\circ = 39.78 \text{ N}$$

**Análisis de fuerzas y reacciones en el plano x-y**

$$F1 \text{ en el eje Y} = (119.76 \text{ N} + 29.135) * \cos 15.5^\circ = 143.74 \text{ N}$$

$$W = 8 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 78.48 \text{ N}$$

✓ Diagrama de cuerpo libre



**Figura 3.34** Diagrama de cuerpo libre

### Método de momentos

Donde:

$F_1$ , es la fuerza total en el eje Y, ejercida por las tensiones de la banda

W, es el peso de las jarras, porta jarras seguros, bolas de acero y material a moler ejercido sobre el eje.

Se realiza el momento en el punto A.

$$\curvearrowright \sum M_A = 0$$

$$-R_{BY}(30.5 \text{ mm}) - R_{CY}(63.5 \text{ mm}) + F_1(110.7 \text{ mm}) = 0$$

$$-R_{BY}(30.5 \text{ mm}) - R_{CY}(63.5 \text{ mm}) + 143.48(110.7 \text{ mm}) = 0$$

$$-R_{BY}(30.5 \text{ mm}) - R_{CY}(63.5 \text{ mm}) = -15.88 \text{ Nm}$$

$$\mathbf{R_{BY}(0.0305 \text{ m}) + R_{CY}(0.0635 \text{ m}) = 15.88 \text{ Nm}} \quad \text{Ec.3.60}$$

### Cálculos de reacciones

#### Sumatoria de fuerzas en y

$$F_{1Y} = 244.79 \text{ N}$$

Donde:

$F_{1Y}$  = es la fuerza total en el eje y

$$\begin{matrix} + \\ \rightarrow \end{matrix} \sum F_Y = 0$$

$$-R_{BY} - R_{CY} + F_1 = 0$$

$$\mathbf{R_{BY} + R_{CY} = 143.47 \text{ N}} \quad \text{Ec.3.61}$$

#### Sumatoria de fuerzas en x

$$W = 8 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 78.48 \text{ N}$$

$W$  = es el peso total del sistema de molienda ejercido sobre el eje

$$\sum F_x = 0$$

$$W - R_{BX} = 0$$

$$R_{BX} = 78.48 \text{ N}$$

Se despeja,  $R_{BY}$  y se reemplaza en la ecuación 3.60:

$$R_{BY} = 143.47 \text{ N} - R_{CY}$$

$$R_{BY}(0.0305 \text{ m}) + R_{CY}(0.0635 \text{ m}) = 15.88 \text{ Nm}$$

$$(143.47 \text{ N} - R_{CY})(0.0305 \text{ m}) + R_{CY}(0.0635 \text{ m}) = 15.88 \text{ Nm}$$

$$4.37 \text{ Nm} - 0.0305R_{CY} + 0.0635R_{CY} = 15.88 \text{ Nm}$$

$$0.033R_{CY} = 11.51 \text{ Nm}$$

$$R_{CY} = 348.78 \text{ N}$$

Se reemplaza  $R_{CY}$  en la ecuación 3.61 para obtener  $R_{BY}$

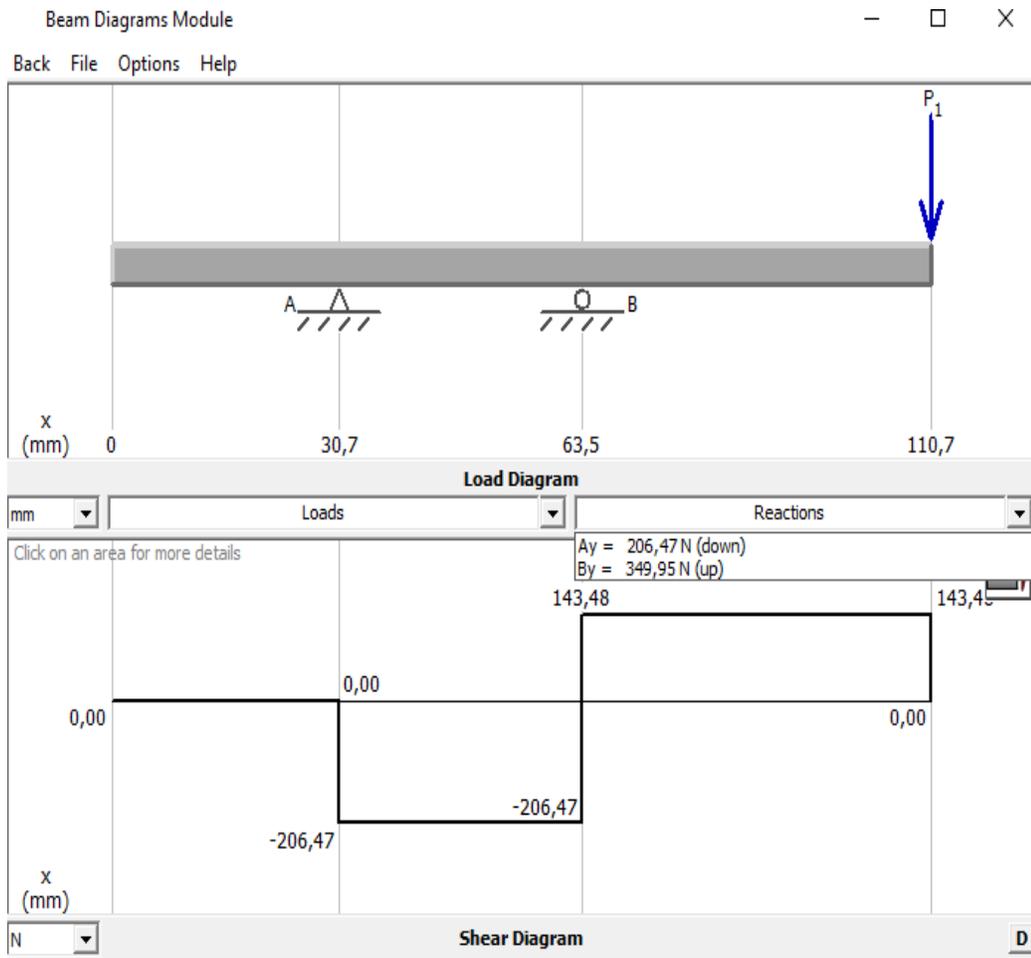
$$R_{BY} = 143.47 \text{ N} - R_{CY}$$

$$R_{BY} = 143.47 \text{ N} - 348.78 \text{ N}$$

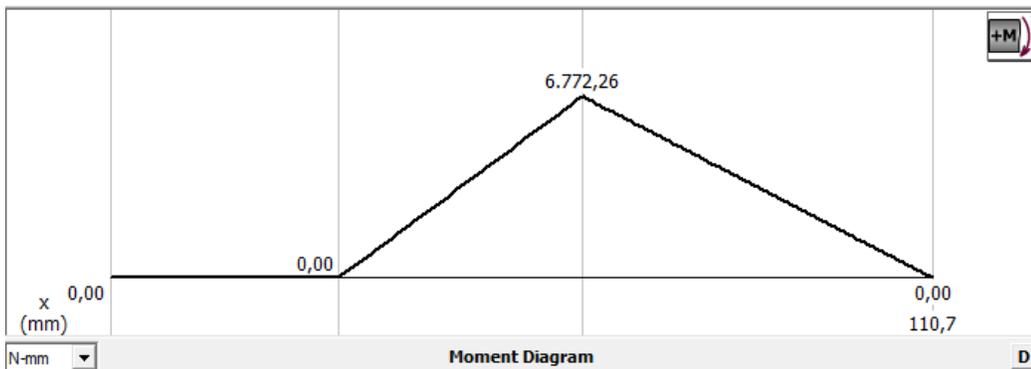
$$R_{BY} = -205.31 \text{ N}$$

**Cálculo del diagrama de fuerzas cortantes y momentos en el eje secundario en el plano x-y.**

Las fuerzas que ejerce las tenciones de la polea en el eje Y es de 143.48 N y se observa las reacciones en los dos puntos de apoyo.



**Figura 3.35** Diagrama cuerpo libre y fuerza cortantes



**Figura 3.36** Diagrama del momento en el plano x-y del eje secundario

El análisis del software da un resultado del momento máximo en el plano x-y de 6.77 Nm.

## Análisis de fuerzas y reacciones en el plano x-z

✓ Diagrama de cuerpo libre

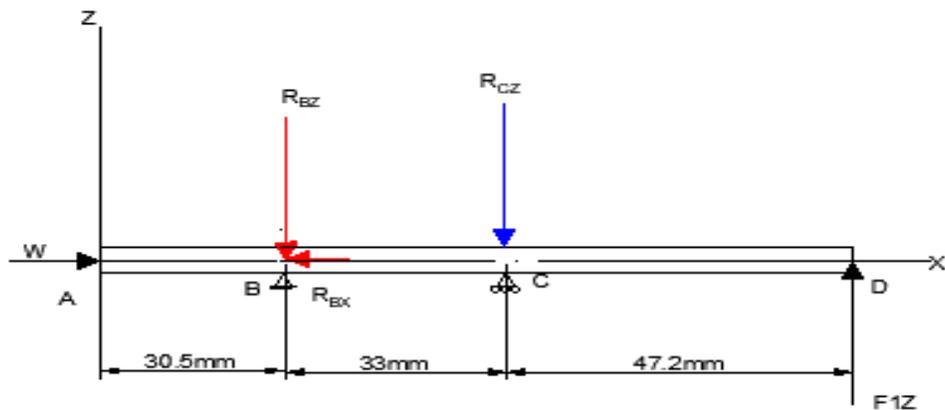


Figura 3.37 Diagrama de cuerpo libre en el plano x-z

### Método de momentos

F1 en el eje z =  $(119.76 \text{ N} + 29.135) * \text{sen } 15.5^\circ = 39.78 \text{ N}$

Donde:

F1, es la fuerza total en el eje Z, ejercida por las tensiones de la banda.

$$-R_{BZ}(30.5 \text{ mm}) - R_{BZ}(63.5 \text{ mm}) + F1(110.7 \text{ mm}) = 0$$

$$-R_{BZ}(30.5 \text{ mm}) - R_{CZ}(63.5 \text{ mm}) + 39.78(110.7 \text{ mm}) = 0$$

$$-R_{BZ}(30.5 \text{ mm}) - R_{CZ}(0.0635 \text{ m}) = -4.4 \text{ Nm}$$

$$R_{BZ}(0.0305 \text{ m}) + R_{CZ}(0.0635 \text{ m}) = 4.4 \text{ Nm}$$

Ec.3.62

### Cálculos de reacciones

#### Sumatoria de fuerzas en z

F1 en el eje z =  $(119.76 \text{ N} + 29.135) * \text{sen } 15.5^\circ = 39.78 \text{ N}$

$F1_z = 39.78 \text{ N}$

Donde:

$F_1$  = es la fuerza total en el eje z

$$\begin{aligned}\uparrow \sum F_z &= 0 \\ -R_{BZ} - R_{CZ} + F_{1z} &= 0 \\ \mathbf{R_{BZ} + R_{CZ} = 39.78 \text{ N}} & \qquad \text{Ec.3.63}\end{aligned}$$

Se despeja,  $R_{BZ}$  y se reemplaza en la ecuación 3.62.

$$R_{BZ} = 39.78 \text{ N} - R_{CZ}$$

$$R_{BZ}(0.0305 \text{ m}) + R_{CZ}(0.0635 \text{ m}) = 4.4 \text{ Nm}$$

$$(39.78 \text{ N} - R_{CZ})(0.0305 \text{ m}) + R_{CZ}(0.0635 \text{ m}) = 4.4 \text{ Nm}$$

$$1.21 \text{ Nm} - 0.0305R_{CZ} + 0.0635R_{CZ} = 4.4 \text{ Nm}$$

$$0.033R_{CZ} = 3.19 \text{ Nm}$$

$$R_{CZ} = 96.66 \text{ N}$$

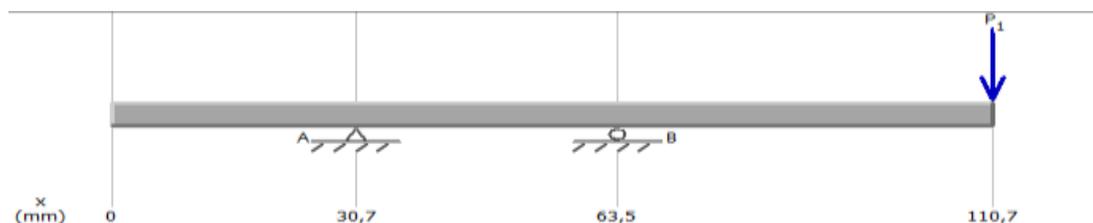
Se reemplaza  $R_{CZ}$  en la ecuación 3.63 para obtener  $R_{BY}$

$$R_{BZ} = 39.78 \text{ N} - R_{CZ}$$

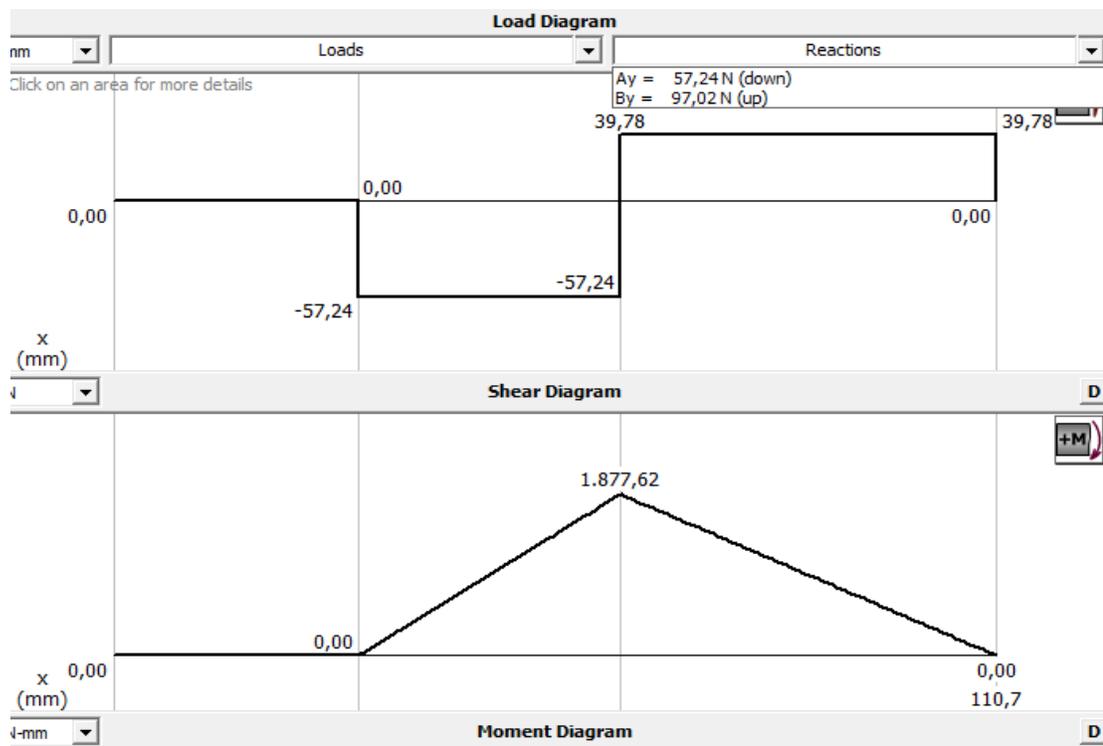
$$R_{BY} = 39.78 \text{ N} - 96.66 \text{ N}$$

$$R_{BY} = -56.88 \text{ N}$$

**Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector en el eje x-z.**



**Figura 3.38** Diagrama



**Figura 3.39** Diagrama de corte y del momento en el plano x-z del eje secundario

El momento máximo en el plano x-z tiene un valor de 1.87 Nm.

El resultado que genera el software de simulación es similar al calculado.

### 3.2.17 Diseño estático del eje secundario

#### 3.2.17.1 Análisis de torsión

Donde:

P = potencia del motor [Hp]

T = Torque [Nm]

$\omega$  = velocidad angular  $[\frac{\text{rad}}{\text{s}}]$

$$P_{\text{motor}} = T * \omega$$

Ec.3.64

$$T = 8.37 \text{ Nm}$$

### 3.2.17.2 Esfuerzo por flexión

$M_{Cxy}$ : Momento máximo en el plano xy = 6.77 Nm

$M_{Cxz}$ : momento máximo en el plano xz = 1.87 Nm

$$MR_C = \sqrt{M_{Cxy}^2 + M_{Cxz}^2} \quad \text{Ec.3.65}$$

$$MR_C = 7.02 \text{ Nm}$$

$$M_{\max} = MR_C$$

$$\sigma_x = \frac{32 * M_{\max}}{\pi d^3} \quad \text{Ec.3.66}$$
$$\sigma_x = \frac{71.5}{d^3}$$

### 3.2.17.3 Esfuerzo por torsión

Donde:

T = Torque [Nm]

d = diámetro [m]

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \text{Ec.3.67}$$

$$\tau_{xy} = \frac{42.62}{d^3}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad \text{Ec.3.68}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{71.5}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{42.62}{d^3}\right)^2}$$

$$\tau_{xym} = \frac{16T}{\pi d^3} \quad \text{Ec.3.69}$$

$$\tau_{xym} = \frac{42.62}{d^3} \text{MPa}$$

$\sigma_{xm} = 0$  debido que las fibras internas son mínimas es igual a cero.

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2}$$

$$\sigma_{eqm} = 1.14 \text{MPa}$$

Con el valor de  $S_y$  del material 4140 es de 417 MPa

Factor de seguridad de 4

$$\sigma_{eq} = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec.3.70}$$

$$\sigma_{eq} = 104.25 \text{MPa}$$

Se reemplaza el valor de  $\sigma_{eq}$  en la ecuación 3.68

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$d = 0.0184 \approx 19$$

Por lo tanto, el diámetro en el eje secundario es de 19 mm

Mediante el cálculo realizado el valor del diámetro  $d = \frac{3}{4}$  pulg, se escogió un diámetro que exista en el mercado, el cual es de  $d = \frac{3}{4}$  pulg  $\approx 19.05$  mm.

### 3.2.18 Cálculo de resistencia a fatiga del eje secundario

El diseño a fatiga del eje se calculó con la siguiente ecuación:

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad \text{Ec.3.71}$$

Donde:

$\sigma'_a$  = resistencia alterna MPa

$\sigma'_m$  = resistencia media

A continuación, se presenta la ecuación para realizar el cálculo respectivo.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * k_{fs} * S'_e \quad \text{Ec.3.72}$$

Donde:

$k_a$  = Factor de modificación de la condición superficial

$k_b$  = Factor de modificación del tamaño

$k_c$  = Factor de modificación de la carga

$k_d$  = Factor de modificación de la temperatura

$k_e$  = Factor de confiabilidad

$k_f$  = Factor de modificación de efectos varios

$S'_e$  = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

$S_e$  = Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

Factor de modificación de la condición superficial ( $K_a$ )

Resistencia última a la tensión de acero 4140  $S_{ut}$  (655 MPa)

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

Los valores de a y b (Anexo A-15)

$$k_a = 4.51 * 655^{-0.265}$$

$$k_a = 0.8$$

La ecuación de  $k_b$  está en función al diámetro de acuerdo a la siguiente condición:  $2.79 \leq d \leq 51\text{mm}$ .

$$k_b = 1.24d^{0.107}$$

$$k_b = 1,24(19 \text{ mm})^{-0,107}$$

$$k_b = 0.9$$

$k_c$  para fuerza axiales es igual a 1.

$$k_c = 1$$

$k_d$  se toma del (Anexo-16) según a la temperatura de operación.

$$k_d = 1$$

$k_e$  = se escoge con una fiabilidad del 90% y el valor es 0.897 del (Anexo-17)

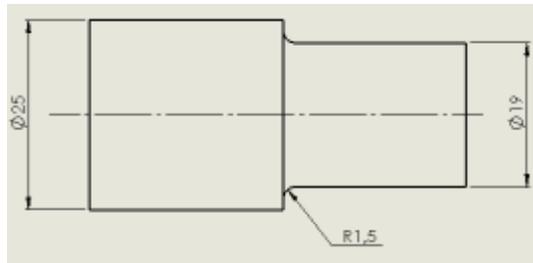
$$k_e = 0.897$$

$k_f$  = factor de modificación de efectos varios a tensión.

El factor de modificación se calcula con la siguiente ecuación.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad \text{Ec.3.73}$$

Los diámetros del eje y del radio del chaflán se muestra en la Figura 3.40.



**Figura 3.40** Diagrama de cambio de sección

El valor de la sensibilidad a la muesca ( $q$ ) se procede a encontrarla en el gráfico del Anexo A-19.

$$q = 0.75$$

Para el cálculo de factor teórico de concentración de esfuerzos ( $k_t$ ) se procede hallar en el Anexo A-20 con los siguientes datos:

$$\frac{r}{d} = \frac{1.5}{19} = 0.07$$

$$\frac{D}{d} = \frac{25}{19} = 1.31$$

Obteniendo como resultado de factor teórico de concentración de esfuerzos:

$$k_t = 1.92$$

Se reemplaza en la ecuación 3.71.

$$k_f = 1 + 0.75(1.92 - 1)$$

$$k_f = 1.69$$

Factor de modificación se calcula con la siguiente ecuación:

$$k_{fs} = 1 + q_s(k_{ts} - 1) \quad \text{Ec.3.74}$$

El valor de la sensibilidad a la muesca ( $q_s$ ) se procede a encontrarla en el Anexo A-21.

$$q_s = 0.9$$

Para el cálculo de factor teórico de concentración de esfuerzos ( $k_{ts}$ ) se procede hallar en el Anexo A-22 con los siguientes datos:

$$\frac{r}{d} = \frac{1.5}{25} = 0.06$$

$$\frac{D}{d} = \frac{25}{19} = 1.31$$

Se obtuvo como resultado del factor teórico de concentración de esfuerzos:

$$k_{ts} = 1.55$$

Se reemplaza en la ecuación 3.74.

$$k_{fs} = 1 + 0.9(1.55 - 1)$$

$$k_{fs} = 1.495$$

$S'_e$  para el acero 4140 es de 655 MPa (Anexo-18)

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

$$S'_e = 0.5 * 655$$

$$S'_e = 327.5 \text{ MPa}$$

Se reemplaza todos los valores en la ecuación 3.72.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * k_{fs} S'_e$$

$$S_e = (0.8)(0.9) (1) (1) (0.897) (1.69) (1.495) (327.5)$$

$$S_e = 533.58 \text{ MPa}$$

Se reemplaza los valores en la ecuación 3.71.

$$\frac{\sigma_{eq}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_{sut}} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{52.125}{533.58} + \frac{1}{655} = \frac{1}{n}$$

$$n = 10.07$$

$S'_e$  para el acero 4140 es de 655 MPa (Anexo-18)

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

$$S'_e = 327.5 \text{ MPa}$$

Se reemplaza todos los valores en la ecuación 3.72.

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e$$

$$S_e = (0.8)(0.9) (1) (1) (0.897) (1) (327.5)$$

$$S_e = 211.51 \text{ MPa}$$

Se reemplaza los valores en la ecuación 3.71.

$$\frac{\sigma_{eq}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_{sut}} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{52.125}{211.51} + \frac{1}{655} = \frac{1}{n}$$

$$n = 4.01$$

### 3.2.19 Selección del tipo de rodamiento para el eje secundario

Para realizar el cálculo de la selección del rodamiento se procede a sacar las reacciones calculadas del eje anteriormente.

Reacciones en el punto B

$$R_{BY} = 205.31 \text{ N}$$

$$R_{BZ} = 55.88 \text{ N}$$

$$FR_B = \sqrt{(205.31 \text{ N})^2 + (55.88 \text{ N})^2}$$

$$\mathbf{FR_B = 212.77 \text{ N}}$$

#### 3.2.19.1 Análisis estático

Para realizar el cálculo de la carga estática se aplica la siguiente ecuación:

$$C_0 = f_s P_0 \quad \text{Ec.3.75}$$

Donde:

$f_s$  = factor de esfuerzos estáticos

$C_0$  = capacidad de carga estatica [N]

$P_0$  = carga estatica equivalente [N]

Se resuelve:

$$f_s = 1 \text{ (Anexo A-10)}$$

$$P_0 = F_{RB} = 212.77 \text{ N}$$

$$C_0 = 1(212.77 \text{ N})$$

$$\mathbf{C_0 = 212.77 \text{ N}}$$

#### 3.2.19.2 Análisis dinámico

A continuación, se aplica la siguiente ecuación:

$$C = P \sqrt[3]{\frac{L_{10h} n 60}{1000000 a_1 a_{23}}}$$

Ec.3.76

Donde:

C = capacidad de carga dinámica [N]

P = carga dinámica equivalente [N]

$L_{10h}$  = horas de funcionamiento

n = velocidad de giro, rpm

$a_1$  = factor de ajuste de la vida para una mayor fiabilidad

$a_{23}$  = factor para el material y lubricante

$a_{23 II}$  = factor para vida amplia

Se resuelve:

P = 2 (rodamiento rígido de bolas)

$L_{10h}$  = 30000 horas (Anexo A – 11)

n = 850 rpm

$a_1$  = 1 (fiabilidad del 90%) (Anexo A – 12)

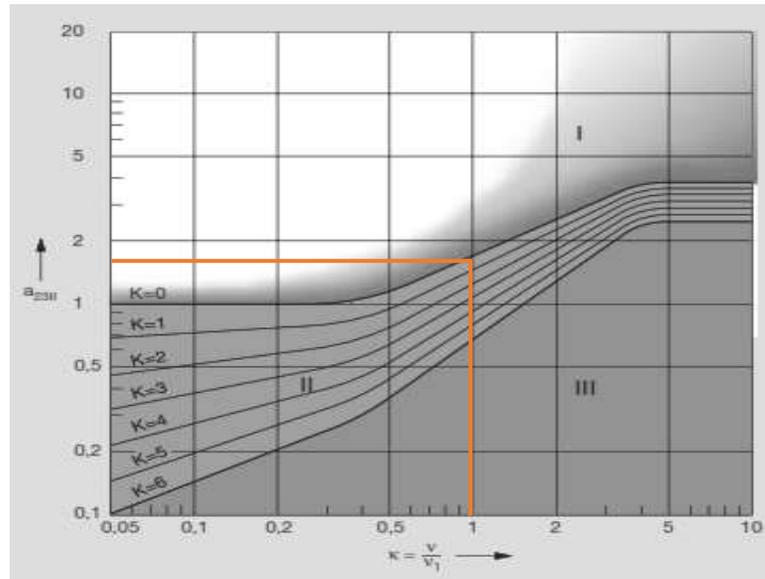
El factor para el material y el lubricante se presenta en la ecuación 3.77. Además, con el valor dado del factor del material se aplica un factor de limpieza con un valor de (1).

$$a_{23} = a_{23 II S} \quad \text{Ec.3.77}$$

Para la viscosidad se asume el valor de (k=1)

Factor básico (k=0)

Con los datos asumidos se procede a ingresar en la Figura 3.41.



**Figura 3.41** Factor de vida amplia [22]

$$a_{23 \text{ II}} = 1.7$$

$$a_{23} = 1.7 (1)$$

$$a_{23} = 1.7$$

$$C = (212.77 \text{ N})^2 \sqrt{\frac{30000 \text{ h} (850 \text{ rpm})(60)}{1000000(1)(1.7)}}$$

$$C = 6383.1 \text{ N}$$

Dados los siguientes valores:

$$C_0 = 212.77 \text{ N}$$

$$C = 6383.1 \text{ N}$$

De acuerdo a los valores generados en el cálculo estático y dinámico se procede a indagar en el catálogo “Catálogo general SKF” en el cual se encuentra el rodamiento adecuado.

Carga estática = 6.55 kN

Carga dinámica = 11.9 kN

Asignación = 6005

Mediante el cálculo realizado anteriormente se puede observar que las cargas calculadas en el análisis dinámico y en el análisis estático son menores por lo que el cálculo efectuado es el correcto con lo cual la selecciona en el “Catálogo general SKF” (Anexo A- 13)

### 3.2.20 Análisis del eje principal

#### 3.2.20.1 Análisis plano XY

El eje está diseñado en acero 4140 el cual es importante para el sistema mecánico que se encuentra en el molino de bolas planetario. Además, el eje es principal en la máquina porque está apto para soportar fuerzas axiales como las tensiones de la banda principal y radiales como el peso de todo el sistema los cuales se utiliza dos rodamientos que son los apoyos en el análisis de acuerdo a la Figura 3.42.



**Figura 3.42** Eje principal

#### Asignación del material

Se seleccionó un acero recocido 4140 por lo que posee mejores propiedades. Además, será utilizado en los dos ejes tanto en el eje principal y en el eje secundario de acuerdo a la Figura 3.43.



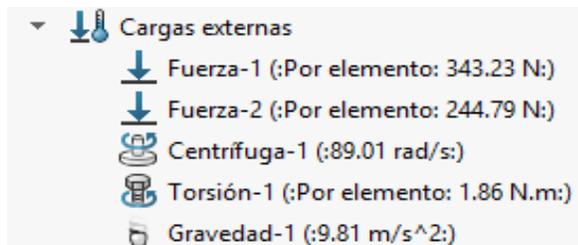
**Figura 3.43** Asignación del material

Seleccionar los apoyos adecuados según la aplicación del eje, en este caso seleccionar rodamientos y activar relación de eje para que el análisis no genere errores de acuerdo a la Figura 3.44.



**Figura 3.44** Selección de apoyos

El siguiente paso es aplicar las cargas que va a soportar el eje como: la gravedad, fuerzas de todo el sistema, la torsión y la velocidad angular de acuerdo a la Figura 3.45.



**Figura 3.45** Aplicación de cargas



**Figura 3.46** Aplicación de cargas en el eje

El último paso es seleccionar los siguientes resultados, tensión (Von Mises), deformaciones, desplazamiento y factor de seguridad.

### Tensión de Von Mises

Se observa claramente en que puntos del eje se produce los esfuerzos máximos y mínimos detalladamente de acuerdo a la Figura 3.47.

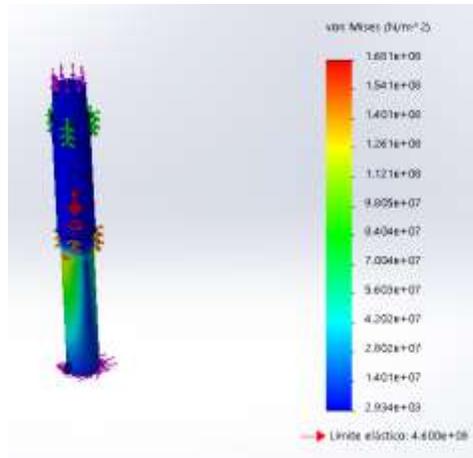


Figura 3.47 Von Mises

### Deformación

El eje está sometido a las tensiones de la polea y al peso del sistema planetario de  $T = 244.79 \text{ N}$  y  $343.35 \text{ N}$  respectivamente. Por consiguiente, el análisis efectuado en el eje genera una deformación máxima de  $1.483e^{-8} \text{ mm}$  de acuerdo a la Figura 3.48.

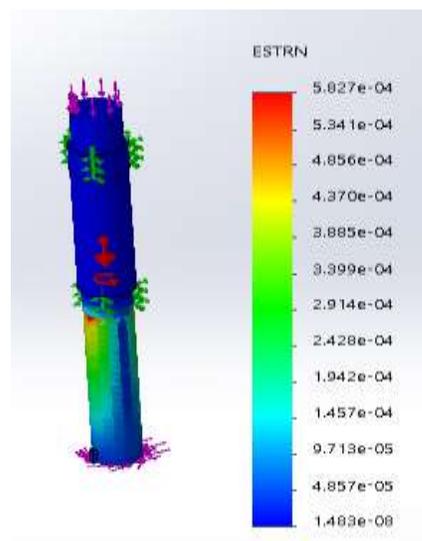
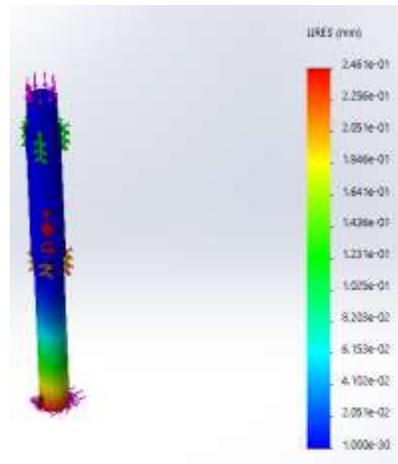


Figura 3.48 Deformación

## Desplazamiento

Mediante las fuerzas aplicadas anteriormente se obtuvo una deformación mínima  $2.461e^{-1}$  mm y una deformación máxima de  $1e^{-30}$  de acuerdo a la Figura 3.49.

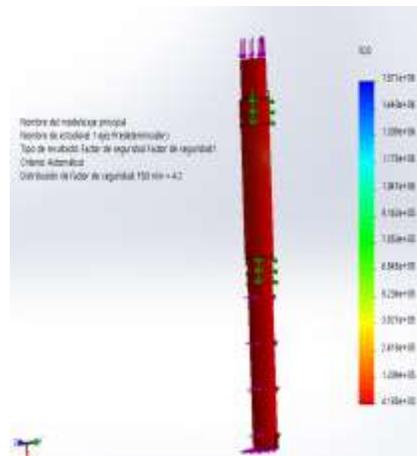


**Figura 3.49** Deformación

## Factor de seguridad

Este punto es uno de los más importantes, indica si el diseño del eje va a resistir a las cargas aplicadas el cual debe ser mayor a 1.

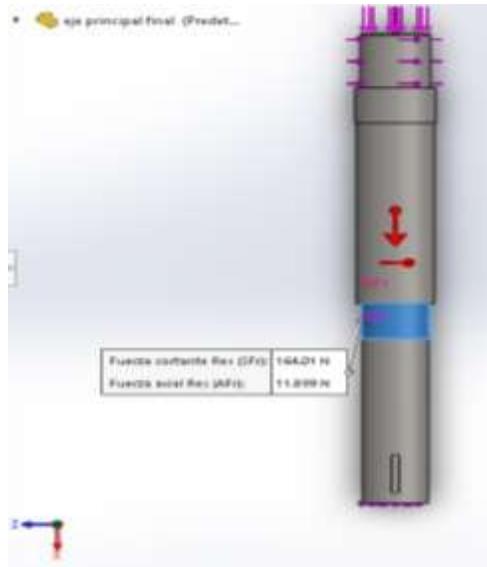
El factor de seguridad se calculó de 4.2 que indica que el eje es confiable de acuerdo a la Figura 3.50.



**Figura 3.50** Factor de seguridad

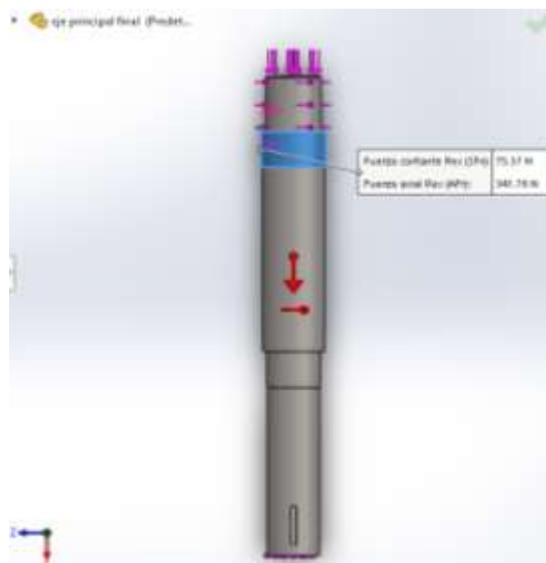
### 3.2.20.2 Análisis plano XZ

Cálculo mediante el programa de las reacciones ejercidas en el punto C, en la cual se obtuvo el valor de 164.01 N en el plano x-z de acuerdo a la Figura 3.51.



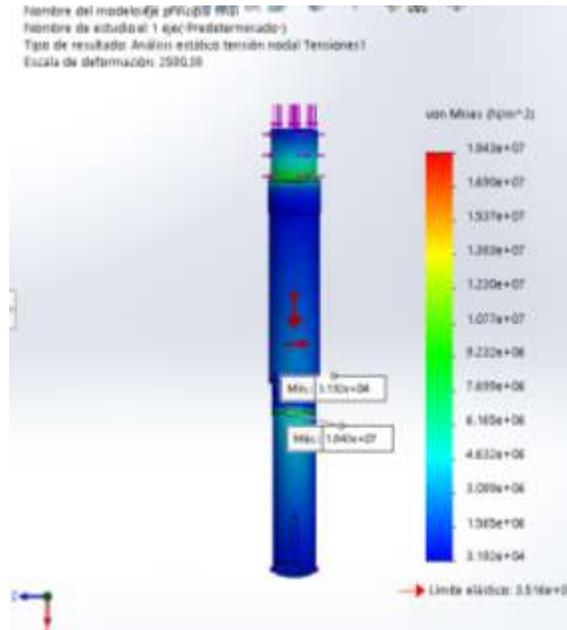
**Figura 3.51** Análisis en el punto C

Cálculo mediante el programa de reacciones ejercidas en el punto B, en el cual se obtuvo el valor de 164.01 N en plano x-z de acuerdo a la Figura 3.52.



**Figura 3.52** Análisis en el punto B

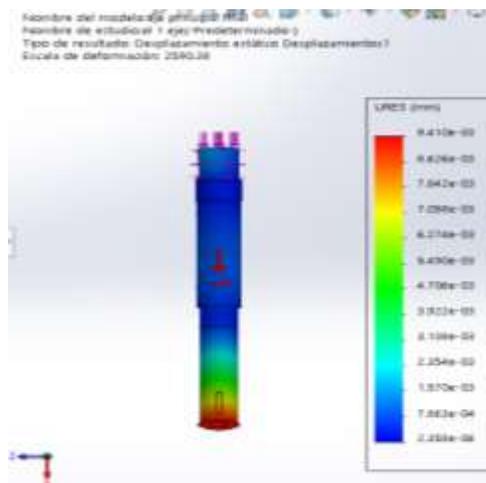
Tensiones de Von Mises en el que se puede observar los valores mínimos y máximos de acuerdo a la Figura 3.53.



**Figura 3.53** Tensión de Von Mises

### Desplazamiento

El análisis de desplazamiento en el punto de la polea se desplazó  $9.14 \times 10^{-3}$  mm de acuerdo a la Figura 3.54.



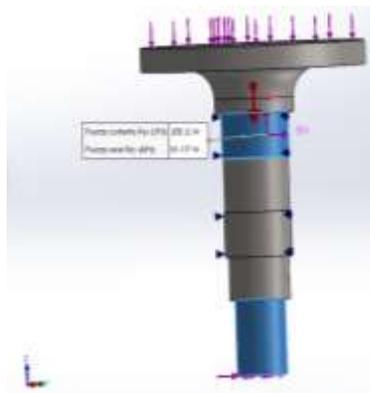
**Figura 3.54** Desplazamiento en el punto D

### 3.2.21 Análisis del eje secundario

#### 3.2.21.1 Análisis plano XY

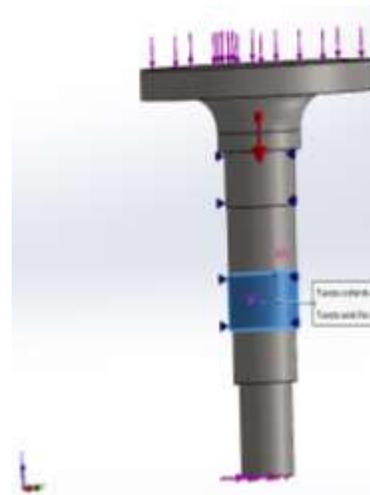
Comparando las reacciones, deformaciones y factor de seguridad en la simulación con los obtenidos analíticamente se puede observar que los resultados son iguales, con esto los valores logrados nos ofrece la seguridad de los cálculos de diseño de los ejes.

Comprobación en software de la reacción en el punto B da un valor de 205.22 N y se verifica que el cálculo está correcto de acuerdo a la Figura 3.55.



**Figura 3.55** Análisis de la reacción en el punto B

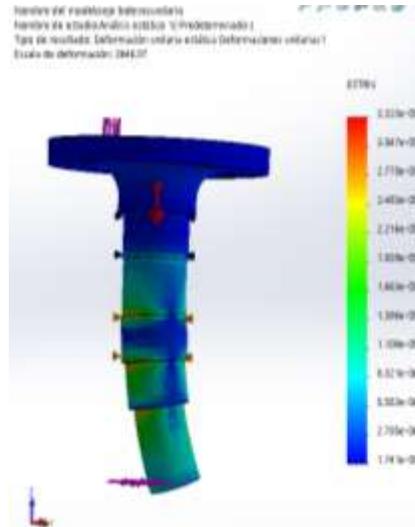
Comprobación en software de la reacción en el punto C da un valor de 348.7 N y se verifica que el valor es igual al calculado de acuerdo a la Figura 3.55



**Figura 3.56** Análisis de la reacción en el punto C

## Deformación

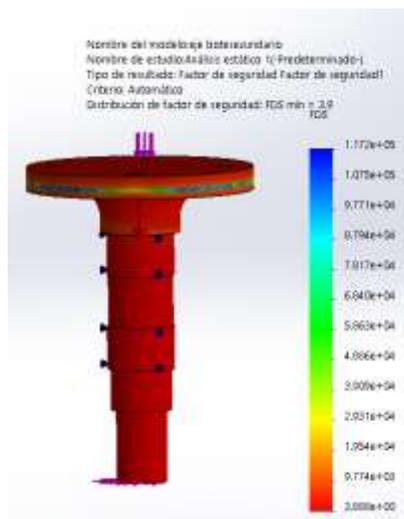
Las deformaciones están representadas en la gráfica con la ayuda del software y tiene un valor de  $3.323e-5$  mm de acuerdo a la Figura 3.57.



**Figura 3.57** Deformación

## Factor de seguridad

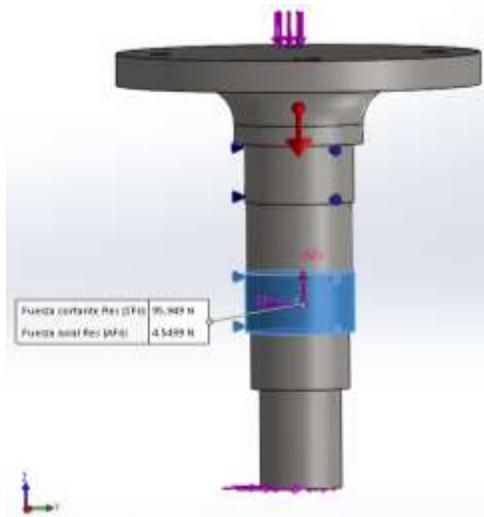
El factor de seguridad es de 3.9, el cual garantiza las exigencias de trabajo del eje de acuerdo a la Figura 3.58.



**Figura 3.58** Factor de seguridad

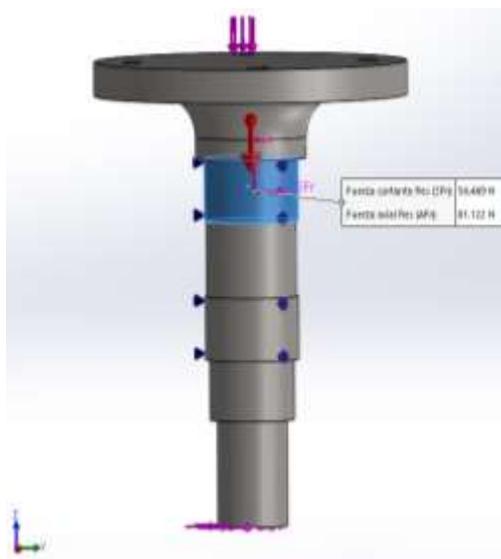
### 3.2.21.2 Análisis plano XZ

Se puede verificar que los cálculos analíticos con los generados por el programa se asemejan de acuerdo a la Figura 3.59. El análisis de reacciones en el punto C del eje secundario.



**Figura 3.59** Análisis de reacciones en el punto C

Cálculo en el software de la reacción en el punto B, el cual tiene un valor de 56.469 N de acuerdo a la Figura 3.60.



**Figura 3.60** Análisis de reacciones en el punto B

### 3.2.22 Diseño de la chaveta

Es un elemento de unión entre el eje y la polea para formar un elemento rígido entre las dos componentes de acuerdo a la Figura 3.61.

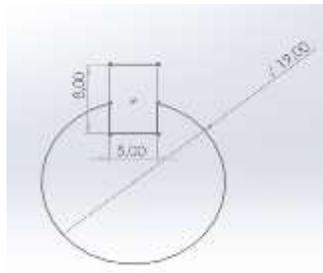


Figura 3.61 Chaveta

#### 3.2.22.1 Diseño por falla de corte

Para realizar el cálculo se procede aplicar la ecuación:

$$\tau < \frac{S_{sy}}{n_s} \quad \text{Ec.3.78}$$

Donde:

$\tau$  = Esfuerzo cortante

$S_{sy}$  = Esfuerzo de fluencia en cortante

$n_s$  = Factor de seguridad

La chaveta se basa de acuerdo a los siguientes parámetros:

Diámetro del eje  $D = 19 \text{ mm}$

Base = 5 mm

Altura = 8 mm

Longitud = 20 mm

$$\tau = \frac{2T}{Dbh} \quad \text{Ec.3.79}$$

Se resuelve:

$$\tau = 22.02 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 0.4 S_y$$

$$S_{sy} = \mathbf{166.8 \text{ MPa}}$$

Se resuelve el factor de seguridad:

$$n_s = \frac{166.8 \text{ MPa}}{22.02 \text{ MPa}}$$

$$n_s = \mathbf{7.57}$$

De acuerdo al cálculo realizado el factor de seguridad de 7.57 es mayor a 1 por lo cual la chaveta no fallara a esfuerzo cortante.

### 3.2.22.2 Diseño por falla al esfuerzo de compresión

Para realizar el cálculo se procede aplicar la ecuación:

$$\tau < \frac{0,90 S_{sy}}{n_s} \quad \text{Ec.3.80}$$

El esfuerzo cortante se aplica la ecuación: 3.75.

$$\tau = \frac{4T}{Dlh} \quad \text{Ec.3.81}$$

Se resuelve:

$$\tau = \mathbf{43.93 \text{ MPa}}$$

$$S_{sy} = 0.9 S_y$$

$$S_{sy} = \mathbf{375 \text{ MPa}}$$

Se resuelve el factor de seguridad:

$$n_s = \frac{375 \text{ MPa}}{43.93 \text{ MPa}}$$

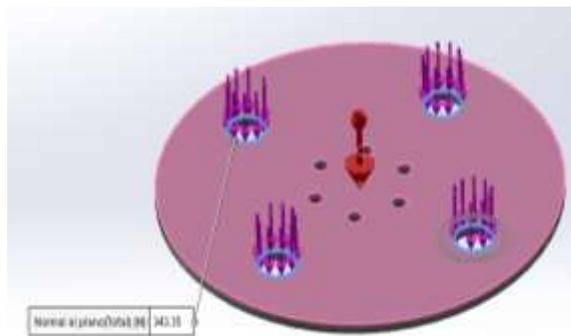
$$n_s = \mathbf{8.54}$$

De acuerdo al cálculo realizado el factor de seguridad de 8.54 es mayor a 1 por lo cual la chaveta no fallara a esfuerzo de compresión.

### 3.2.23 Diseño del disco

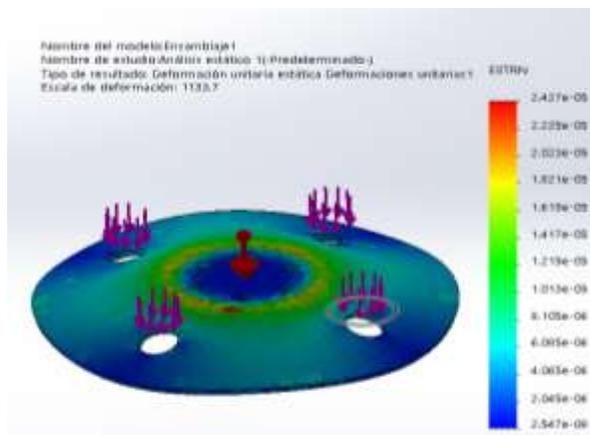
El movimiento generado por el motor sobre el disco del sistema planetario en el cual están cuatro recipientes con sus respectivos accesorios de seguridad. Para la transmisión se usaron bandas trapezoidales que brindan un mayor rango de velocidad con una relación de transmisión de 1 a 2, mientras la polea central permanece fija.

Para el análisis del soporte planetario se usó el software (Solidworks) para un análisis estático del disco tomando en cuenta los efectos dinámicos del sistema de acuerdo a la Figura 3.62.



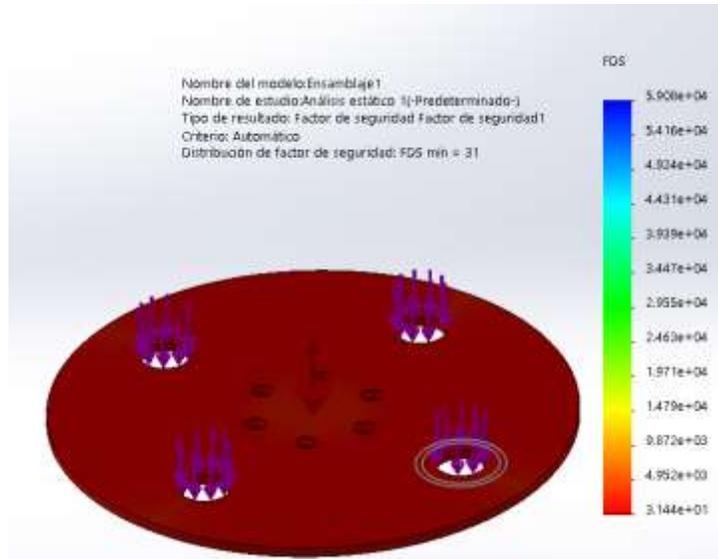
**Figura 3.62** Disco

En el análisis siguiente se puede apreciar la deformación en el disco planetario en el que está sometido a las fuerzas sobre los agujeros con una fuerza total  $F = 343.35$  N que es ejercida por todos los componentes como son los recipientes, portajarras, bolas de acero y material a moler. En la Figura 3.63 se muestra los resultados de la deformación.



**Figura 3.63** Deformación

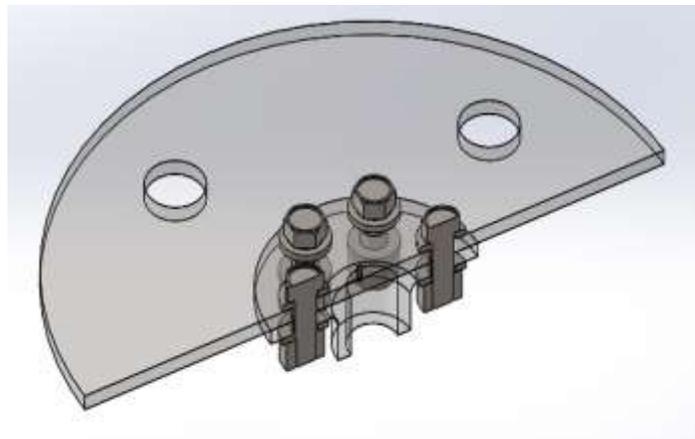
Finalmente, el análisis del factor de seguridad que se indica en la Figura 3.64 con las siguientes consideraciones como son: la velocidad angular, torque, gravedad y la fuerza ejercida por los componentes. Se obtuvo el factor de seguridad con un valor  $n = 31$  el cual brindará estabilidad en la máquina.



**Figura 3.64** Factor de seguridad

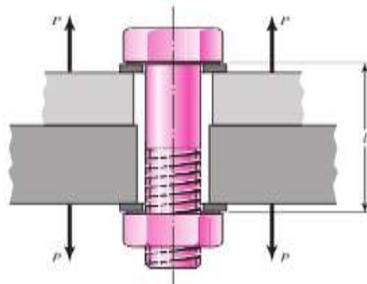
### 3.2.24 Diseño del perno

El molino de bolas planetario en la parte acoplada del disco y base constan de 6 pernos de  $\frac{1}{2}$  pulg que ayuda a la sujeción de los mismos de acuerdo a la Figura 3.65. Además, se realizó el cálculo a lo que está sometido el perno.



**Figura 3.65** Sección perno

✓ Perno de  $d = \frac{1}{2}$  pulg



**Figura 3.66** Perno  $\frac{1}{2}$ ". [23]

**Datos:**

$$d = \frac{1}{2} \text{ pulg}$$

$$l = 2 \text{ pulg}$$

$$H = \frac{7}{16} \text{ pulg}$$

Se resuelve:

$$d_w = 1.5 d \quad \text{Ec.3.82}$$

$$d_w = 1.5 \left( \frac{1}{2} \right) \text{ pulg}$$

$$d_w = 0.75 \text{ pulg}$$

Longitud roscada

$$L_T = 2d + \left( \frac{1}{4} \right) \quad \text{Ec.3.83}$$

$$L_T = 2 \left( \frac{1}{2} \right) + \left( \frac{1}{4} \right)$$

$$L_T = 1.25 \text{ pulg}$$

$$L_T \leq 6 \text{ pulg}$$

Longitud del sujetador

$$L = l + H \quad \text{Ec.3.84}$$

$$L = 2 + \frac{7}{16}$$

$$L = 2.437 \text{ pulg}$$

En el caso de que el valor de L los decimales pasen de 5 se le aproxima al inmediato superior, pero en nuestro caso se le deja con el valor de L = 2 pulg de acuerdo a la Tabla 3.23.

**Tabla 3.23** Tamaño preferidos. [23]

Fracción de pulgadas																																										
$\frac{1}{64}$	$\frac{1}{32}$	$\frac{1}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{5}{32}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{4}$																				
$2\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{4}$	3	$3\frac{1}{4}$	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{3}{4}$	4	$4\frac{1}{4}$	$4\frac{1}{2}$	$4\frac{3}{4}$	5	$5\frac{1}{4}$	$5\frac{1}{2}$	$5\frac{3}{4}$	6	$6\frac{1}{2}$	7	$7\frac{1}{2}$	8	$8\frac{1}{2}$	9	$9\frac{1}{2}$	10	$10\frac{1}{2}$	11	$11\frac{1}{2}$	12	$12\frac{1}{2}$	13	$13\frac{1}{2}$	14	$14\frac{1}{2}$	15	$15\frac{1}{2}$	16	$16\frac{1}{2}$	17	$17\frac{1}{2}$	18	$18\frac{1}{2}$	19	$19\frac{1}{2}$	20

Longitud de la parte útil sin rosca

$$l_d = L - L_t \quad \text{Ec.3.85}$$

$$l_d = 2 - 1.25$$

$$l_d = 0.75 \text{ pulg}$$

Longitud de la parte roscada

$$l_t = l - l_d \quad \text{Ec.3.86}$$

$$l_t = 2 - 0.75$$

$$l_t = 1.25 \text{ pulg}$$

Área de la parte sin rosca

$$A_d = \frac{\pi d^2}{4} \quad \text{Ec.3.87}$$

$$A_d = \frac{\pi \left(\frac{1}{2}\right)^2}{4}$$

$$A_d = 0.196 \text{ pulg}$$

Rigidez del sujetador

Para realizar el cálculo de At se busca en la siguiente Tabla 3.24 de acuerdo al diámetro del perno.

**Tabla 3.24** Diámetro y área de roscas. [23]

Designación de tamaño	Diámetro mayor nominal pulg	Serie gruesa-UNC			Serie fina-UNF		
		Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A <sub>t</sub> , pulg <sup>2</sup>	Área del diámetro menor A <sub>s</sub> , pulg <sup>2</sup>	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A <sub>t</sub> , pulg <sup>2</sup>	Área del diámetro menor A <sub>s</sub> , pulg <sup>2</sup>
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 5
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 3
2	0.0850	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
1/4	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
3/16	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
1/2	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
7/16	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
1	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
1 1/8	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189

$$k_b = \frac{A_d * A_t * E}{A_d * l_t + A_t * l_d} \quad \text{Ec.3.88}$$

$$k_b = \frac{0.196 * 0.1419 * 30 \times 10^6}{(0.196 * 1.25) + (0.1419 * 0.75)}$$

$$k_b = 2.3742 \times 10^6 \text{ lb/pulg}$$

Análisis Capa 1

$$t_1 = 0.35 \text{ pulg}$$

$$D_1 = 0.75 \text{ pulg}$$

$$k_1 = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{\ln \frac{[(1.155 * t) + (D - d)] * (D + d)}{[(1.155 * t) + (D + d)] * (D - d)}} \quad \text{Ec.3.89}$$

$$k_1 = \frac{0.5774 * \pi * (30 \times 10^6) * \frac{1}{2}}{\ln \frac{[(1.155 * 0.35) + (0.75 - \frac{1}{2})] * (0.75 + \frac{1}{2})}{[(1.155 * 0.35) + (0.75 + \frac{1}{2})] * (0.75 - \frac{1}{2})}}$$

$$k_1 = 39.906 \times 10^6 \text{ lb/pulg}$$

Análisis Capa 2

$$t_2 = 0.36 - 0.35 \text{ pulg}$$

$$t_2 = 0.01 \text{ pulg}$$

$$\text{tg } 30^\circ = \frac{x}{0.35}$$

$$x = 0.35 * \text{tg } 30^\circ$$

$$x = 0.202$$

$$D_2 = 2x + d_w$$

$$D_2 = 2(0.202) + 0.75$$

$$D_2 = 1.154 \text{ pulg}$$

$$k_2 = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{\ln \frac{[(1.155 * t) + (D - d)] * (D + d)}{[(1.155 * t) + (D + d)] * (D - d)}}$$

$$k_2 = \frac{0.5774 * \pi * (30 \times 10^6) * \frac{1}{2}}{\ln \frac{[(1.155 * 0.01) + (1.154 - \frac{1}{2})] * (1.154 + \frac{1}{2})}{[(1.155 * 0.01) + (1.154 + \frac{1}{2})] * (1.154 - \frac{1}{2})}}$$

$$k_2 = 2579.66 \times 10^6 \text{ lb/pulg}$$

Análisis Capa 3

$$t_3 = 0.36 - 0.095 \text{ pulg}$$

$$t_3 = 0.265 \text{ pulg}$$

$$\operatorname{tg} 30^\circ = \frac{x}{0.095}$$

$$x = 0.095 * \operatorname{tg} 30^\circ$$

$$x = 0.054$$

$$D_2 = 2x + dw$$

$$D_2 = 2(0.054) + 0.75$$

$$D_2 = 0.858 \text{ pulg}$$

$$k_3 = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{\ln \frac{[(1.155 * t) + (D - d)] * (D + d)}{[(1.155 * t) + (D + d)] * (D - d)}}$$

$$k_3 = \frac{0.5774 * \pi * (30 \times 10^6) * \frac{1}{2}}{\ln \frac{[(1.155 * 0.265) + (0.858 - \frac{1}{2})] * (0.858 + \frac{1}{2})}{[(1.155 * 0.265) + (0.858 + \frac{1}{2})] * (0.858 - \frac{1}{2})}}$$

$$k_3 = 210.037 \times 10^6 \text{ lb/pulg}$$

Análisis Capa 4

$$t_4 = 0.095 \text{ pulg}$$

$$D_4 = 0.75 \text{ pulg}$$

$$k_4 = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{\ln \frac{[(1.155 * t) + (D - d)] * (D + d)}{[(1.155 * t) + (D + d)] * (D - d)}}$$

$$k_4 = \frac{0.5774 * \pi * (30 \times 10^6) * \frac{1}{2}}{\ln \frac{[(1.155 * 0.095) + (0.75 - \frac{1}{2})] * (0.75 + \frac{1}{2})}{[(1.155 * 0.095) + (0.75 + \frac{1}{2})] * (0.75 - \frac{1}{2})}}$$

$$k_4 = 97.266 \times 10^6 \text{ lb/pulg}$$

Se calcula

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \frac{1}{k_4} \quad \text{Ec.3.90}$$

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{39.906 \times 10^6} + \frac{1}{2579.66 \times 10^6} + \frac{1}{210.037 \times 10^6} + \frac{1}{97.266 \times 10^6}$$

$$k_m = 24.69 \times 10^6$$

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad \text{Ec.3.91}$$

$$C = \frac{2.3742 \times 10^6}{2.3742 \times 10^6 + 24.69 \times 10^6}$$

$$C = 0.0877$$

Para encontrar el valor de  $S_p$  se dirige a la siguiente Tabla 3.25 de acuerdo al SAE grado 5.

**Tabla 3.25** Especificaciones SAE [23]

Grado SAE núm.	Intervalo de tamaños, de inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{8}$ - $\frac{3}{8}$ $\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55	74	57	Acero de bajo o medio carbono	
		33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estirado en frío	
5	$\frac{1}{8}$ -1 $1\frac{1}{2}$ - $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
		74	105	81		
5.2	$\frac{1}{2}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{2}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

$$F_p = A_t * S_p \quad \text{Ec.3.92}$$

$$F_p = 0.1419 * (85 \times 10^3)$$

$$F_p = 12061.5 \text{ N}$$

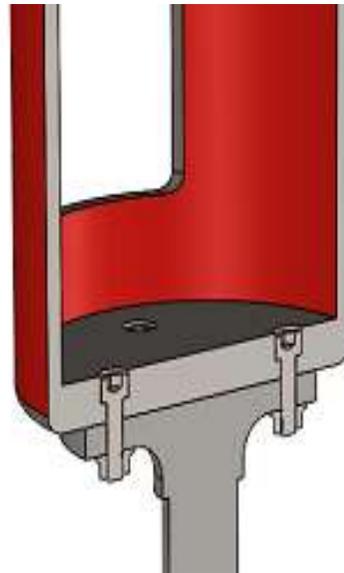
$$F_i = 0.7 * F_p \quad \text{Ec.3.93}$$

$$F_i = 0.75 * 12061.5$$

$$F_i = 9046.12 \text{ N}$$

✓ Perno de  $d = \frac{1}{4}$  pulg

Se efectuó el diseño del perno que va acoplado entre el portajarras y la base con la dimensión de  $\frac{1}{4}$  pulg. Se calculó para 4 pernos para cada recipiente con un total de 16 pernos de acuerdo a la Figura 3.67.



**Figura 3.67** Pernos del portajarras

$$d_w = 1.5 d \quad \text{Ec.3.94}$$

$$d_w = 1.5 \left( \frac{1}{4} \right) \text{ pulg}$$

$$d_w = 0.375 \text{ pulg}$$

Longitud roscada

$$L_T = 2d + \left(\frac{1}{4}\right) \quad \text{Ec.3.95}$$

$$L_T = 2\left(\frac{1}{4}\right) + \left(\frac{1}{4}\right)$$

$$L_T = 0.75 \text{ pulg}$$

$$L_T \leq 6 \text{ pulg}$$

Longitud del sujetador

$$L = l + H \quad \text{Ec.3.96}$$

$$L = \frac{1}{2} + \frac{7}{32}$$

$$L = 0.718 \text{ pulg}$$

En el caso de que el valor de L los decimales pasen de 5 se le aproxima al inmediato superior, pero en nuestro caso se le deja con el valor de L = 1 pulg de acuerdo a la Tabla 3.26.

**Tabla 3.26** Tamaño preferidos. [23]

Fracción de pulgadas																																																																	
$\frac{1}{64}$	$\frac{1}{32}$	$\frac{1}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{5}{32}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	<b>1</b>	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{4}$	3	$3\frac{1}{4}$	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{3}{4}$	4	$4\frac{1}{4}$	$4\frac{1}{2}$	$4\frac{3}{4}$	5	$5\frac{1}{4}$	$5\frac{1}{2}$	$5\frac{3}{4}$	6	$6\frac{1}{2}$	7	$7\frac{1}{2}$	8	$8\frac{1}{2}$	9	$9\frac{1}{2}$	10	$10\frac{1}{2}$	11	$11\frac{1}{2}$	12	$12\frac{1}{2}$	13	$13\frac{1}{2}$	14	$14\frac{1}{2}$	15	$15\frac{1}{2}$	16	$16\frac{1}{2}$	17	$17\frac{1}{2}$	18	$18\frac{1}{2}$	19	$19\frac{1}{2}$	20

Longitud de la parte útil sin rosca

$$l_d = L - L_t \quad \text{Ec.3.97}$$

$$l_d = 1 - 0.75$$

$$l_d = 0.25 \text{ pulg}$$

Longitud de la parte roscada

$$l_t = l - l_d \quad \text{Ec.3.98}$$

$$l_t = \frac{1}{2} - 0.25$$

$$l_t = 0.25 \text{ pulg}$$

Área de la parte sin rosca

$$A_d = \frac{\pi d^2}{4} \quad \text{Ec.3.99}$$

$$A_d = \frac{\pi \left(\frac{1}{4}\right)^2}{4}$$

$$A_d = 0.0490 \text{ pulg}^2$$

Rigidez del sujetador

Para realizar el cálculo de  $A_t$  se busca en la siguiente Tabla 3.27 de acuerdo al diámetro del perno.

**Tabla 3.27** Diámetro y área de roscas. [23]

Designación de tamaño	Serie gruesa-UNC				Serie fina-UNF		
	Diámetro mayor nominal pulg	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión $A_s$ , pulg <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , pulg <sup>2</sup>	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión $A_s$ , pulg <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , pulg <sup>2</sup>
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
14	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
16	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
18	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
20	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
22	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
24	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
27	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240

$$k_b = \frac{A_d * A_t * E}{A_d * l_t + A_t * l_d} \quad \text{Ec.3.100}$$

$$k_b = \frac{0.0490 * 0.0318 * 30 \times 10^6}{(0.0490 * 0.25) + (0.0318 * 0.25)}$$

$$k_b = 2.255 \times 10^6 \text{ lb/pulg}$$

Análisis Capa 1

$$t_1 = 0.196 \text{ pulg}$$

$$D_1 = 0.375 \text{ pulg}$$

$$k_1 = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{\ln \frac{[(1.155 * t) + (D - d)] * (D + d)}{[(1.155 * t) + (D + d)] * (D - d)}} \quad \text{Ec.3.101}$$

$$k_1 = \frac{0.5774 * \pi * (30 \times 10^6) * \frac{1}{4}}{\ln \frac{[(1.155 * 0.196) + (0.375 - \frac{1}{4})] * (0.375 + \frac{1}{4})}{[(1.155 * 0.196) + (0.375 + \frac{1}{4})] * (0.375 - \frac{1}{4})}}$$

$$k_1 = 18.779 \times 10^6 \text{ lb/pulg}$$

Análisis Capa 2

$$t_2 = 0.283 - 0.196 \text{ pulg}$$

$$t_2 = 0.087 \text{ pulg}$$

$$\text{tg } 30^\circ = \frac{x}{0.196}$$

$$x = 0.196 * \text{tg } 30^\circ$$

$$x = 0.113$$

$$D_2 = 2x + dw$$

$$D_2 = 2(0.113) + 0.375$$

$$D_2 = 0.601 \text{ pulg}$$

$$k_2 = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{\ln \frac{[(1.155 * t) + (D - d)] * (D + d)}{[(1.155 * t) + (D + d)] * (D - d)}}$$

$$k_2 = \frac{0.5774 * \pi * (30 \times 10^6) * \frac{1}{4}}{\ln \frac{[(1.155 * 0.087) + (0.601 - \frac{1}{4})] * (0.601 + \frac{1}{4})}{[(1.155 * 0.087) + (0.601 + \frac{1}{4})] * (0.601 - \frac{1}{4})}}$$

$$k_2 = 97.076 \times 10^6 \text{ lb/pulg}$$

Análisis Capa 3

$$t_3 = 0.283 - 0.095 \text{ pulg}$$

$$t_3 = 0.188 \text{ pulg}$$

$$\text{tg } 30^\circ = \frac{x}{0.095}$$

$$x = 0.095 * \text{tg } 30^\circ$$

$$x = 0.054$$

$$D_2 = 2x + dw$$

$$D_2 = 2(0.054) + 0.375$$

$$D_2 = 0.483 \text{ pulg}$$

$$k_3 = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{\ln \frac{[(1.155 * t) + (D - d)] * (D + d)}{[(1.155 * t) + (D + d)] * (D - d)}}$$

$$k_3 = \frac{0.5774 * \pi * (30 \times 10^6) * \frac{1}{4}}{\ln \frac{[(1.155 * 0.188) + (0.483 - \frac{1}{4})] * (0.483 + \frac{1}{4})}{[(1.155 * 0.188) + (0.483 + \frac{1}{4})] * (0.483 - \frac{1}{4})}}$$

$$k_3 = 34.092 \times 10^6 \text{ lb/pulg}$$

Análisis Capa 4

$t_4 = 0.095$  pulg

$D_4 = 0.375$  pulg

$$k_4 = \frac{0.5774 * \pi * E * d}{\ln \frac{[(1.155 * t) + (D - d)] * (D + d)}{[(1.155 * t) + (D + d)] * (D - d)}}$$

$$k_4 = \frac{0.5774 * \pi * (30 \times 10^6) * \frac{1}{4}}{\ln \frac{[(1.155 * 0.095) + (0.375 - \frac{1}{4})] * (0.375 + \frac{1}{4})}{[(1.155 * 0.095) + (0.375 + \frac{1}{4})] * (0.375 - \frac{1}{4})}}$$

$$k_4 = 29.047 \times 10^6 \text{ lb/pulg}$$

Se calcula

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \frac{1}{k_4} \quad \text{Ec.3.102}$$

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{18.779 \times 10^6} + \frac{1}{97.076 \times 10^6} + \frac{1}{34.092 \times 10^6} + \frac{1}{29.047 \times 10^6}$$

$$k_m = 7.854 \times 10^6$$

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad \text{Ec.3.103}$$

$$C = \frac{2.3742 \times 10^6}{2.3742 \times 10^6 + 24.69 \times 10^6}$$

$$C = 0.0877$$

Para encontrar el valor de  $S_p$  se dirige a la siguiente Tabla 3.28 de acuerdo al SAE grado 5.

**Tabla 3.28** Especificaciones SAE. [23]

Grado de SAE núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$	55	74	57	Acero de bajo o medio carbono	
	$\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono; estirado en frío	
5	$\frac{1}{8}$ -1	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
	$1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

$$F_p = A_t * S_p \quad \text{Ec.3.104}$$

$$F_p = 0.0318 * (85 \times 10^3)$$

$$F_p = 2703 \text{ N}$$

$$F_i = 0.75 * F_p \quad \text{Ec.3.105}$$

$$F_i = 0.75 * 2703$$

$$F_i = 2027.25 \text{ N}$$

### 3.2.25 Diseño del recipiente

Los recipientes están diseñados para moler 1 kg de acero. Es importante realizar los cálculos con la densidad = 7850 kg/m<sup>3</sup> y a continuación se realiza los cálculos respectivos.

Donde:

$$p = \frac{m}{v} \quad \text{Ec.3.106}$$

$v$  = volumen  $\text{cm}^3$

$p$  = densidad  $\frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$

$m$  = masa en g

Despejando

$$v = \frac{m}{p}$$

Se reemplaza la masa y densidad del acero

$$V_{\text{acero}} = \frac{m}{p}$$

$$V_{\text{acero}} = \frac{1000 \text{ g}}{7.85 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}}$$

$$V_{\text{acero}} = 127.38 \text{ cm}^3$$

$$V_{\text{acero}} = 1.2738 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

De acuerdo al molino de bolas planetario los recipientes están diseñados con un valor asumido de 3 veces mayor, porque los recipientes requieren un espacio extra en el interior para las bolas y el material a moler.

$$v_c = 3 v_t$$

$$v_c = 3 \times (1.2738 \times 10^{-4}) \text{ m}^3$$

$$v_c = 3.8214 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

La relación del molino de bolas planetario es de 1 a 3.

$$\frac{L}{D} = 1 \text{ a } 3$$

De acuerdo a la relación de 1 a 3 se asume un valor de 1.2 para realizar el cálculo respectivo.

$$D = 2 * r$$

$$\frac{L}{D} = 1.2$$

$$L = 0.6D$$

$$L = 0.6 * 2 * r$$

$$L = 1.2 * r$$

$$V_c = \pi * r^2 * 1.2 r$$

$$V_c = \pi * 1.2 * r^3$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{V_c}{\pi * 1.2}}$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{3.8214 \times 10^{-4}}{\pi * 1.2}}$$

$$r = 0.0466 \text{ m}$$

$$D = 2 * r$$

$$D = 2 * 0.0466$$

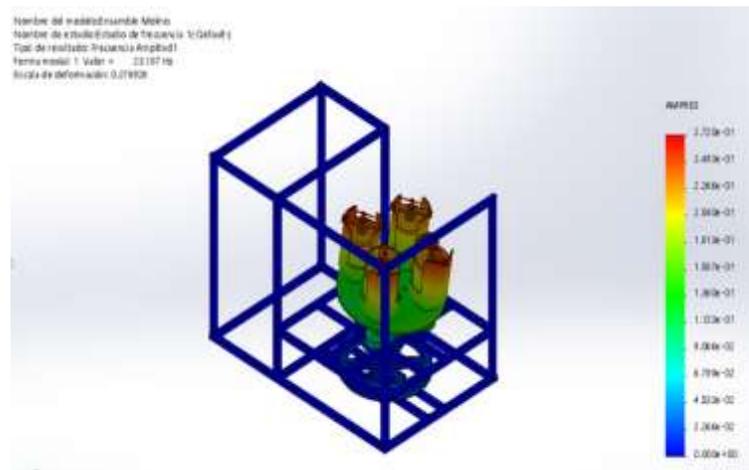
$$D = 0.0932 \text{ m}$$

Los recipientes del molino de bolas planetario tendrán un diámetro de 93 mm, la longitud de 111 mm y un espesor de 7 mm.

### 3.2.26 Estudio de frecuencia del sistema planetario

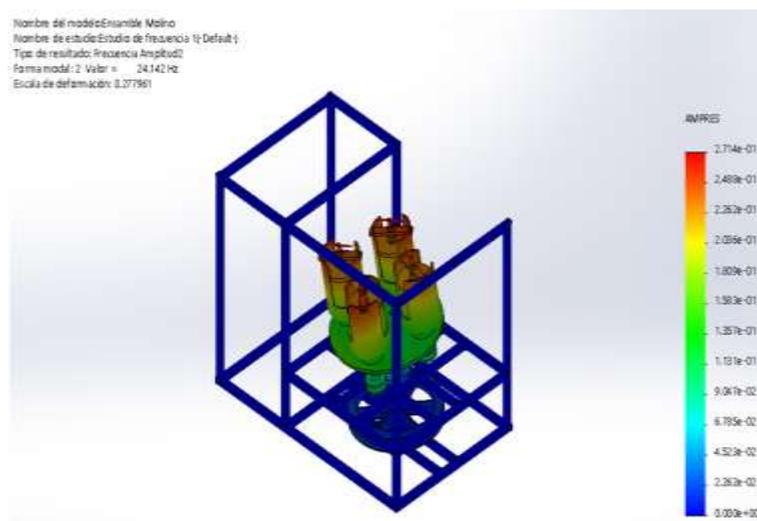
En el sistema planetario del molino de bolas se efectuó un análisis de frecuencia que se presenta a continuación.

El primer análisis de frecuencia de acuerdo a la Figura 3.68, se obtuvo un valor de amplitud 23.186 Hz con un número de nodos máximo 87761 y un valor mínimo 105893.



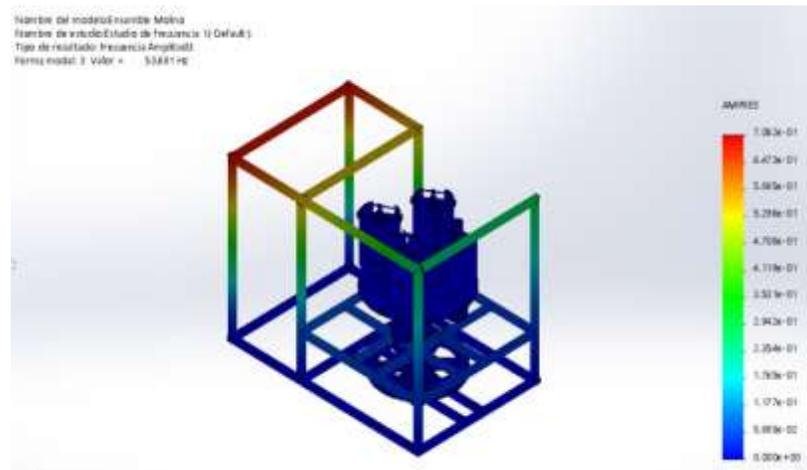
**Figura 3.68** Primer estudio de frecuencia

El segundo análisis de frecuencia de acuerdo a la Figura 3.69, se obtuvo un valor de amplitud 24.141 Hz con un número de nodos máximo 91438 y un valor mínimo 105893.



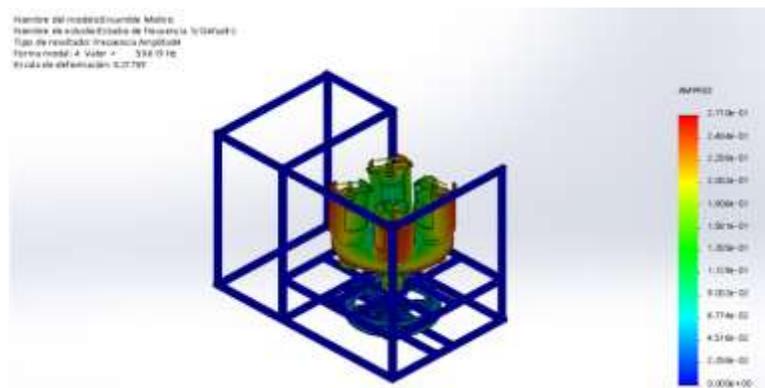
**Figura 3.69** Segundo estudio de frecuencia

El tercer análisis de frecuencia de acuerdo a la Figura 3.70, se obtuvo un valor de amplitud 53.681 Hz con un número de nodos máximo 139274 y un valor mínimo 105893.



**Figura 3.70** Tercer estudio de frecuencia

El cuarto análisis de frecuencia de acuerdo a la Figura 3.71, se obtuvo un valor de amplitud 59.618 Hz con un número de nodos máximo 89413 y un valor mínimo 105893.



**Figura 3.71** Cuarto estudio de frecuencia

De acuerdo a la Tabla 3.29 el análisis de frecuencia efectuado nos da los valores en rad/s y Hertz con lo cual se obtuvo los valores que están detallados a continuación. Al seleccionar el valor mínimo de 145.69 rad/seg de los 4 estudios realizados se pudo comparar con el valor calculado analíticamente en el cual se obtuvo la velocidad máxima de 89.01 rad/seg lo cual indica que la máquina esta correcta por lo que el valor calculado analíticamente es menor a los efectuados por el programa.

**Tabla 3.29** Datos de Frecuencia

Frecuencia nº.	Rad/seg	Hertz	Segundo
1	145.69	23.187	0.043128
2	151.69	24.142	0.041422
3	337.29	53.681	0.018629
4	374.59	59.619	0.016773

### 3.3 Diseño de los elementos eléctricos

Para el diseño de los componentes en el sistema eléctrico, se efectúa por selección dependiendo su ficha técnica o realizando sus respectivos cálculos de acuerdo a la Figura 3.72.



**Figura 3.72** Elementos eléctricos

#### 3.3.1 Selección del magnetotérmico

Para la selección un magnetotérmico está determinada por la corriente nominal del variador, y tomar las siguientes consideraciones debe ser mayor a la corriente de empleo y menor a la corriente de cable de conexión.

$$V = I \cdot R$$

Ec.3.107

Donde:

$V = \text{voltaje} = 220V$

$I_N = \text{intensidad de magnetérmico}$

$P = \text{Potencia en watt, } 1 \text{ Hp} = 0.746 \text{ W}$

$I_B = \text{Corriente de empleo del circuito}$

$I_N = \text{Corriente del cable}$

$$I = \frac{V}{P}$$

$$I_N = 3.39 \text{ A}$$

$$I_B < I_N < I_Z$$

Se eligió un magnetérmico de 16 A usando la ley de ohm.

### 3.3.2 Selección del variador

Se dispone de una gran cantidad de modelos de variadores y se selecciona el adecuado para cada proceso. Además de las características del motor, se debe tener en cuenta ciertos factores externos a la hora de la selección. Esto es importante para obtener el mejor rendimiento al realizar la tarea y no desaprovechar recursos.

Por lo tanto, se debe considerar al menos los siguientes factores:

- Características del motor: Corriente y potencia nominal, rango de tensiones, factor de potencia, velocidad máxima.
- Tipo de carga: Par constante, Par variable, Potencia constante
- Par en el arranque: Asegurar que no supera lo permitido por el variador. A veces es necesario sobredimensionar el variador por esta circunstancia.
- Frenado regenerativo: Cargas de gran inercia y ciclos rápidos.
- Condiciones ambientales: Temperatura ambiente, humedad, altura.

Se seleccionó un variador Sinamics V20 de marca siemens de 1 hp, tomando en cuenta las características que se muestra en la Tabla 3.30.

**Tabla 3.30** Datos técnicos. [20]

Rango de tensión	380 V a 480 V AC (tolerancia: -15 % a +10 %) 2) 47 Hz a 63 Hz Existe reducción de corriente con tensiones de entrada o frecuencias de conmutación superiores a 400 V / 4 kHz.	200 V a 240 V AC (tolerancia: -15 % a +10 %) 2) 47 Hz a 63 Hz Existe reducción de corriente con tensiones de entrada o frecuencias de conmutación superiores a 230 V / 8 kHz.
Categoría de sobretensión	EN 60664-1 Categoría III	
Configuraciones de suministro permisibles	TN, TT, IT: FSAA a FSE (sin filtro); FSE (con filtro) 3) TN, TT con neutro a tierra: FSA a FSE	TN, TT: FSAA a FSC (sin filtro) TN, TT con neutro a tierra: FSAA a FSC IT: FSAA/FSAB (sin filtro)
Entorno de suministro	Segundo entorno (red eléctrica privada)	Primer entorno (red eléctrica pública)
Corriente de sobrecarga	Potencia nominal 0,12 kW a 15 kW	150% nominal durante 60 segundos
	Potencia nominal 18,5 kW (HO)/22 kW (HO)	
	Potencia nominal 22 kW (LO)/30 kW (LO)	110% nominal durante 60 segundos
Condiciones ambientales		
Temperatura del aire circundante	- 10 °C a 40 °C: sin reducción 40 °C a 60 °C: con reducción (compatible con UL/cUL: 40 °C a 50 °C, con reducción)	
Temperatura de almacenamiento	- 40 °C a +70 °C	
Clase de protección	IP 20	
Nivel de humedad máxima	95% (sin condensación)	
Choques y vibraciones	Almacenamiento a largo plazo en el embalaje de transporte de acuerdo con la norma EN 60721-3-1 Clase 1M2	
	Transporte en el embalaje de transporte de acuerdo con la norma EN 60721-3-2 Clase 2M3	
Altitud de funcionamiento	Hasta 4000 m sobre el nivel del mar 1000 m a 4000 m: reducción de corriente de salida 2000 m a 4000 m: reducción de tensión de entrada	
Clases ambientales	Grado de contaminación: 2 Partículas sólidas: clase 3S2 Gases químicos: clase 3C2 (SO <sub>2</sub> , H <sub>2</sub> S) Clase climática: 3K3	

Los parámetros de configuración del variador se mencionaron anteriormente en la Tabla 2.11.

### 3.3.3 Selección del Panel BOP (Basic Operator Panel)

El BOP permite ajustar los parámetros de manera personalizada. Los valores y las unidades se visualizan en un display de 5 dígitos de acuerdo a la Tabla 3.31.

**Tabla 3.31** Botones de control BOP [20]

	<b>Detiene el convertidor</b>	
	Una pulsación	Reacción parada OFF1 en modo HAND. <b>Excepción:</b> Este botón está inactivo si el convertidor está configurado para el control desde bornes o USS/MODBUS en RS485 (P0700 = 2 o P0700 = 5) y está en modo AUTO.
	Pulsación doble (<2 s) o pulsación larga (>3 s)	Reacción parada OFF2: El convertidor permite que el motor haga una parada natural sin emplear ningún tiempo de deceleración.
	Inicia el convertidor en modo HAND/JOG/AUTO. <b>Excepción:</b> Este botón está inactivo si el convertidor está configurado para el control desde bornes o USS/MODBUS en RS485 (P0700 = 2 o P0700 = 5) y está en modo AUTO.	
	<b>Botón multifunción</b>	
	Pulsación breve (<2 s)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Entra en el menú de ajuste de parámetros o pasa a la pantalla siguiente del menú de configuración.</li> <li>• Reinicia la edición dígito a dígito del elemento seleccionado.</li> <li>• Vuelve a la visualización de códigos de fallo.</li> <li>• Pulse dos veces en la edición dígito a dígito para descartar los cambios y volver.</li> </ul>
	Pulsación larga (<2 s)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Vuelve a la pantalla de estado.</li> <li>• Entra en el menú de configuración.</li> </ul>
	Pulsación breve (<2 s)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Cambia entre los valores de estado.</li> <li>• Entra en el modo de edición de valores o cambia al dígito siguiente.</li> <li>• Borra los fallos.</li> <li>• Vuelve a la visualización de códigos de fallo.</li> </ul>
	Pulsación larga (<2 s)	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Edición rápida de valores o números de parámetro.</li> <li>• Accede a los datos de información de fallo</li> </ul>
	Pulse para cambiar entre los modos HAND (con icono de mano), JOG (con icono de mano parpadeante) y AUTO (sin icono). <b>Nota:</b> El modo JOG solo está disponible si el motor está detenido.	
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mueve la selección hacia arriba por un menú, o aumenta un valor o una consigna.</li> <li>• Pulse de forma prolongada (&gt;2 s) para desplazarse rápidamente hacia arriba por los valores.</li> </ul>	
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Mueve la selección hacia abajo por un menú, o disminuye un valor o una consigna.</li> <li>• Pulse de forma prolongada (&gt;2 s) para desplazarse rápidamente hacia abajo por los valores.</li> </ul>	
	Invierte la dirección de rotación del motor.	

### 3.4 Presupuesto

De acuerdo al proyecto realizado se presenta a continuación el presupuesto que se ha generado para la construcción del molino de bolas planetario.

Los recursos y materiales que se utilizaron para la realización del proyecto técnico del molino de bolas planetario es importante ponerlo en consideración.

- Pasajes = 336
- Alimentación = 360
- Imprevistos = 160

➤ Materiales

**Tabla 3.32** Sistema Mecánico

<b>SISTEMA MECÁNICO</b>			
<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio Unitario</b>	<b>Precio Total</b>
Rodamientos cónicos	2	14.29	28.58
Rodamientos SKF	8	5.8	46.4
Poleas	2	10.72	21.44
Tornavit	1	6.2	6.2
Pernos	6	0.64	3.84
Eje roscado 1/2	1	1.96	1.96
Acero Inoxidable para recipientes	1	324	324
Eje 4140	1	25	25
Polea de aluminio	1	8.57	8.57
Transmisión SAE 1018	1	14.3	14.3
Transmisión SAE1018	1	3.2	3.2
Transmisión SAE 1018	1	2.06	2.06
Acero Inoxidable	1	2.28	2.28
Acero barra perforada	1	12.59	12.59
Transmisión SAE 1018	1	16.41	16.41
Widia para soldar	1	1.33	1.33
Acero barra perforada	1	11.83	11.83
Transmisión SAE 1018	1	11.51	11.51
Broca 1 HSS	1	29.2	29.2

**Tabla 3.33** Sistema Mecánico (continuación 2)

Inserto	1	8.9	8.9
Widia para soldar	1	3	3
Acero 4340	1	2.36	2.36
Tubo cuadrado	1	16	16
Aluminio	1	30.05	30.05
Transmisión SAE 1018	1	60.35	60.35
Transmisión SAE 1018	1	3.61	3.61
Transmisión SAE 1018	1	0.35	0.35
Barra con widia	1	6.76	6.76
Pernos, tuercas, arandelas, tornillos		6.85	6.85
Lijas	1	0.64	0.64
Widia para soldar	1	3.99	3.99
Disco de corte	2	1.7	3.4
Ruedas rojas	4	3.1	12.4
Pistones de gas	2	2.2	4.4
Jaladera	1	1.2	1.2
Bandas	2	3	6
Bandas A47	2	6	12
Pernos, silicona, Electroodos		9.05	9.05
Corte CNC portajarras	4	7.25	29

**Tabla 3.34** Sistema Mecánico (continuación 3)

Rulimanes de bolas de acero 3-5-10 mm		440	440
Corte CNC disco	1	20	20
Electrodos		10	10
		<b>TOTAL</b>	<b>1263.51</b>

**Tabla 3.35** Sistema Eléctrico

SISTEMA ELÉCTRICO			
Descripción	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
Contacto para fijación de placa frontal	2	4.14	8.28
Interfaz para panel Operador	1	39	39
Panel operador	1	58	58
Patch cord	1	1.15	1.15
Servicio técnico	1	20	20
Brida Simotics	1	30	30
Ventilador	2	11.7	23.4
Cable flexible 14	2	0.4	0.8
Variador Sinamics	1	331	331
Motor de 1Hp	1	170	170
Potenciómetro 10K	1	36.17	36.17
Selector 3 posiciones	1	22.93	22.93
Pulsador	1	21.01	21.01
Modulo Led	1	11.44	11.44
Magnetérmico	1	13.7	13.7

**Tabla 3.36** Sistema Eléctrico (continuación 2)

Enchufe	1	7.84	7.84
Cable sucre 3x12	6	2.3	13.8
Cable flexible 22	20	0.13	2.6
Terminales Puntera	1	1.15	1.15
<b>TOTAL</b>			812.27

➤ Mano de obra

La mano de obra que se necesitó para el molino de bolas planetario se presenta en la Tabla 3.37.

**Tabla 3.37** Mano de obra

<b>Detalle</b>	<b>Costo</b>
Torno	1550
Doblado de portajarras	80
<b>TOTAL</b>	1630

➤ Costo Total

De acuerdo a la Tabla 3.38 se detalla todos los gastos que se generaron para la construcción del molino de bolas planetario. Además, el monto no es fijo porque se pueden presentar imprevistos adicionales lo cual podría elevar el valor total.

**Tabla 3.38** Costo total

<b>Detalle de Gasto</b>	<b>Valor</b>
Pasajes	336
Alimentación	360
Imprevistos	160
Sistema mecánico	1263.51
Sistema eléctrico	812.27
Mano de obra	1630
<b>TOTAL</b>	4561.78

El molino de bolas planetario se lo construyó con un costo total de \$4561.78 con lo cual se obtuvo la máquina deseada y fue asumido el costo por los estudiantes.

### 3.5 Pruebas de funcionamiento

Verificación de los sistemas y componentes del molino de bolas planetario, cuando el molino esta sin material y cuerpos moledores de acuerdo a la Tabla 3.39.

**Tabla 3.39** Ficha de funcionamiento sin carga

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO					
PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO					
MOLINO DE BOLAS PLANETARIO					
Verificador	G. Amores - C. Maldonado			Fecha	26/07/2019
Revisado	Ing. Gonzalo López			Prueba	Sin carga
Sistemas y componentes	Ruido	Calentamiento	Aceptación		Observación
			SI	NO	
Eje principal			x		
Puerta principal			x		
Ventiladores	x		x		
Seguros			x		
Variador		x	x		
Estructura	x		x		
Motor	x	x	x		
Poleas	x		x		
Correas			x		
Ruedas			x		
Rodamiento			x		
Porta jarras			x		
Recipientes			x		

Verificación de las componentes en funcionamiento cuando se encuentra con el material a moler y cuerpos moledores de acuerdo a la Tabla 3.40.

**Tabla 3.40** Ficha de funcionamiento con carga

<b>UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO</b>					
<b>PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO</b>					
<b>MOLINO DE BOLAS PLANETARIO</b>					
<b>Verificador</b>	G. Amores - C. Maldonado			<b>Fecha</b>	26/07/2019
<b>Revisado</b>	Ing. Gonzalo López			<b>Prueba</b>	Con carga
<b>Sistemas y componentes</b>	<b>Ruido</b>	<b>Calentamiento</b>	<b>Aceptación</b>		<b>Observación</b>
			<b>SI</b>	<b>NO</b>	
Eje principal			x		
Puerta principal			x		
Ventiladores	x	x	x		
Seguros			x		
Variador		x	x		
Estructura	x		x		
Motor	x	x	x		
Poleas	x		x		
Correas			x		
Ruedas			x		
Rodamiento			x		
Porta jarras			x		
Recipientes	x	x	x		

### **Resultados de funcionamiento**

Se efectuaron 4 pruebas de funcionamiento en el cual se utilizó el mismo material a moler, cuerpos moledores (bolas de acero) y el tiempo empleado para cada ensayo es de 40 minutos. Además, los datos obtenidos de acuerdo a la Tabla 3.41, indica la cantidad de material molido.

**Tabla 3.41** Resultados de funcionamiento

ENSAYO	PARÁMETROS DE MOLIENDA (g)				TIEMPO (min)	PRODUCTO (g)		
	MATERIAL	TAMAÑO DE BOLAS				TAMIZ		
	ACERO	BOLAS				#45	#250	TOTAL
	RPM	$\Phi$ 3 mm	$\Phi$ 5 mm	$\Phi$ 10 mm				
<b>E1</b>	200	1300	300	30	40	1	5.3	6.3
<b>E2</b>	400	1300	300	30	40	2.6	5.9	8.5
<b>E3</b>	600	1300	300	30	40	3.1	6.4	9.5
<b>E4</b>	850	1300	300	30	40	4.9	7.2	12.1

De los datos generados de acuerdo a la Tabla 3.41 se pudo observar que mediante el tamiz y el tipo de ensayo se efectuó la obtención de la viruta de acero mientras más revoluciones se ponga en la máquina se obtiene más polvo fino de acero. En el caso del ensayo 4 que se obtuvo con el tamiz #45 una cantidad de 4.9 g, mientras que con el tamiz #250 se obtuvo una cantidad de 7.2 g con lo que se puede apreciar que mientras menos revoluciones se obtiene poco material a comparación de lo que se menciona anteriormente.

### Proceso de molienda

Para las pruebas de funcionamiento que se realizaron en el molino de bolas planetario se procedió con el siguiente proceso de acuerdo a la Tabla 3.42.

**Tabla 3.42** Proceso de molienda

GRÁFICA	DESCRIPCIÓN
	<p>Material a moler limalla de acero con la cual se debe relacionar con el peso de las bolas. La Relación que se realiza es de 1:3 y el peso total de las bolas de 3, 5 y 10 mm es de 735.9 g.</p>
	<p>Con la ayuda de la balanza se procede a pesar 245.3 g para moler en cada uno de los recipientes del molino de bolas planetario.</p>
	<p>Con la ayuda de los tamices que existen en el laboratorio se realizó las separaciones de los granos lo cual ayuda a identificar el rango se encuentra la molienda.</p>
	<p>Tamaño de cuerpos molidores: en este ensayo se usó bolas de acero, tamaño 3, 4, 10 mm de diámetro.</p>
	<p>Colocación de las bolas de acero y el material a moler en el recipiente de acero inoxidable.</p>
	<p>Cierre hermético del recipiente con la tapa de acero inoxidable.</p>
	<p>Colocación del recipiente en el portajarras y asegurar adecuadamente para que el material a moler no se esparza en el interior de la máquina.</p>

Aquí se puede apreciar el proceso que se debe efectuar para la trituración de la viruta de acero por medio de un molino de bolas planetario.

## CAPÍTULO IV

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 4.1 Conclusiones

- El mecanismo del molino de bolas planetario se realizó por medio de un sistema de bandas trapezoidales ya que las mismas tienen varias ventajas como bajo costo y no producen ruido excesivo con una relación de transmisión de 2 a 1 con las siguientes dimensiones: diámetro de polea central de 120 mm, diámetro de poleas secundarias de 60 mm, este sistema de poleas facilitó realizar el movimiento planetario y por medio de un variador de frecuencia Siemens V20 de 1 Hp para poder invertir el giro por medio de pulsadores exteriores.
- Se diseñó las partes principales del molino de bolas planetario como son: los ejes utilizando material AISI 4140, diámetro 30 mm, longitud 240 mm, factor de seguridad 4.2 el cual posee una alta resistencia mecánica. Además, se realizó los cálculos de la estructura mediante software el cual permitió comprobar lo analítico con lo simulado de los componentes estructurales como: las deformaciones máximas 0.629 mm, factor de seguridad 3.9 y espesor de 1.2 mm.
- Se diseñó los recipientes de acero inoxidable AISI 304, para tener un material más duro al que se va a moler la viruta de acero y las dimensiones son las siguientes: altura 106 mm, diámetro 101.6 mm y un espesor de 6.5 mm.
- Se construyó el molino de bolas planetarios mediante tres procesos de fabricación. La primera fase fue la construcción de la estructura y partes principales de la máquina, luego se realizó el ensamble del sistema de transmisión y finalmente, se efectuaron las instalaciones del sistema eléctrico. Además, las dimensiones de la máquina son: altura de 56 cm, ancho 44 cm y longitud 70 cm, la cual puede funcionar a varias velocidades en un rango de 0 a 850 rpm.
- Mediante la puesta en marcha del molino de bolas planetario se obtuvo la pulverización de la viruta de acero en los recipientes que está construido de material acero inoxidable 304 y los diámetros de las bolas que se necesitaron para realizar las

pruebas son de 3, 5 y 10 mm el cual permite una trituración adecuada para la obtención del polvo fino. Luego se realizó las pruebas en un lapso de tiempo de 45 minutos y en el cual se presentó inconveniente en el molino de bolas planetario que es el calentamiento de los recipientes el cual impide obtener un funcionamiento continuo de la máquina por lo cual lo importante es que el molino planetario tenga ciertos tiempos de descanso de 1 hora.

- En la prueba de funcionamiento se valoró los siguientes parámetros como es el ruido con la ayuda de un sonómetro el cual fue ubicado a 1 metro de distancia de la máquina y una altura promedio de 1.70 m dando un resultado de 76 dB. Luego se realizó la medición de la temperatura en los recipientes con la ayuda de un pirómetro y se obtuvo el valor promedio de 75 °C, todo se realizó por medio de fichas de aprobación detalladas anteriormente.
- La cantidad de acero molido fue de 4.9 g, a una velocidad de 850 rpm que se realizó en cuatro periodos de 40 minutos, el peso se consiguió con la ayuda de un tamiz #45 um el cual separó los granos finos de todo el producto molido.
- La construcción del molino de bolas planetario se concluyó adecuadamente con las especificaciones propuestas anteriormente, este molino ayudará en las investigaciones posteriores en el área de materiales y en la obtención de nuevas aleaciones mecánicas.

## 4.2 Recomendaciones

- Realizar la construcción del molino en un taller mecánico adecuado y utilizar el tipo de soldadura adecuada para garantizar, dar seguridad en la fabricación del molino.
- Verificar los cálculos en el software necesario y así poder tener los resultados confiables.
- Antes de poner a funcionar el molino de bolas planetario verificar que los recipientes estén correctamente asegurados para evitar daños que afecten a la máquina.
- Para tener una trituración adecuada construir los recipientes en acero inoxidable y tener en la parte interna un bisel con la finalidad que las partículas no se queden adheridas en las paredes del recipiente en la parte inferior.
- Al momento de ponerlo en marcha verificar antes que todos los cables estén correctamente conectados para evitar inconvenientes.
- Para la prueba de funcionamiento el material a moler no debe tener un grano demasiado grueso por lo que genera más tiempo en la molienda y por ende mayor consumo energético.
- Utilizar las herramientas adecuados al momento de torneear las diferentes partes de la máquina con esto garantiza mejor acabo y menor tiempo de trabajo con eso evitamos costos excesivos de fabricación.
- Utilizar el equipo de protección personal adecuadamente al momento de usar las diferentes máquinas.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] S. B. S. B. B. K. y. J. K. H. Xuan, Planetary ball mill process in aspect of milling energy, *ResearchGate*, vol. 21, n° 2, pp. 155-164, Abril 2014.
- [2] I. Z. A. C. y. I. O. por G. Kakuk, Contributions to the modelling of the milling process in a planetary ball mill, *ELSEVIER*, vol. 2, n° 2, pp. 22-38, Febrero 2009.
- [3] J. G. H. J. N. S. y. H. S. D. Herrera, El proceso de diseño de un molino vibro planetario para la producción de materiales compuestos, *ResearchGate*, vol. 1, n° 24, pp. 144-157, Enero 2005.
- [4] H. H. y. G. G. L. R. Watanabe, Computer simulation of milling ball motion in mechanical alloying, *Materials Transactions*, vol. 36, n° 2, pp. 102-109, 1995.
- [5] V. K. y. G. C. E. Fokina, Planetary mills of periodic and continuous action, *Materials Science*, vol. 39, n° 3, pp. 5217-5221, Agosto 2004.
- [6] C. M. y. L. S. J. Souza, "Utilización de ceniza volante aleada al material compuesto hierro-cobre-grafito mediante un proceso de pulvimetalurgia", *Información Tecnológica*, vol. 25, n° 5, pp. 21-26, Mayo 2014.
- [7] S. Díaz, Diferentes aspectos de la metalurgia de los polvos, *Temas para la Educación*, vol. 2, n° 3, pp. 1-7, Julio 2009.
- [8] J. Rodríguez, Definiciones: leyes, conceptos, de las operaciones de molienda, trituración, pulverización, tamizado y destilación., Calceta , Mayo 2017.
- [9] D. Balladares, Molienda, Lima., 2015. [En línea]. Available: <https://es.calameo.com/read/004279177719cff71bb8b> . [Ultimo acceso: 17/04/2019].

- [10] J. Quispe, "Molienda", Bogota, 2014. [En línea]. Available: <https://www.academia.edu/36945652/MOLIENDA> . [Ultimo acceso: 17/04/2019].
- [11] J. G. y. C. Reyes, "Diseño y construcción de un molino de atricción con sistema de control atmosférico y de temperatura para la obtencion de compuestos aleados mecánicamente", Quito: Escuela Politécnica Nacional, 2013 .
- [12] M. S. E. -. Eskandarany, "Mechanical Alloying", India. Segunda Edición. ELSEVIER. 2015.
- [13] M. L. L. Lu, "Mechanical Alloying", Estados Unidos. Primera Edición. ELSEVIER. 1998.
- [14] S. Qiao, "Vertical Lab Planetary Ball Mill", User Manual. DECO-PBM-V-2L-A. Changsha DECO Equipment Co., Ltd. China.
- [15] C. A. y. J. Dávila, "Diseño y Construcción de un molino de atricción para moler materiales cerámicos", Quito: Escuela Politécnica Nacional, 2011.
- [16] E. Cabezas, "Diseño y construcción de un molino de bolas para aplicaciones de pulvimetalurgia en los laboratorios de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato", Ambato: Universidad Técnica de Ambato, 2017.
- [17] «Catálogo general de productos de acero. "DIPAC"».
- [18] «Catálogo general de productos "NOVACERO"».
- [19] «Catálogo general de impresión digital "FAIRIS"».
- [20] «Catálogo general de productos "SIEMENS"».
- [21] «Catálogo general de correas "CORREAS TRAPECIALES"».

[22] «Catalogo general WL41 520/3 SB "RODAMIENTOS FAG".

[23] J. N. R. Budynas, "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley", Mc Graw Hill,  
Mexico, 2010.

## ANEXOS

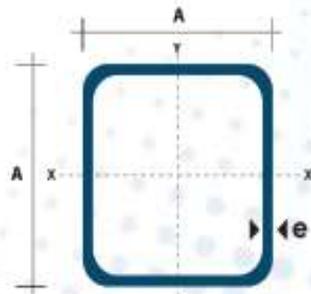
### ANEXO A (Selección de perfil estructural) Anexo A-1: Tubo cuadrado

# TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO



### Especificaciones Generales

<b>Calidad</b>	ASTM A-500
<b>Recubrimiento</b>	Negro o Galvanizado
<b>Largo Normal</b>	6.00 m
<b>Otros Largos</b>	Previa Consulta
<b>Dimensiones</b>	Desde 20.00 mm a 100.00 mm
<b>Espesor</b>	Desde 1.20 mm a 5.00 mm



Dimensiones			Área	Ejes X-Xe Y-Y		
A mm	Espesor mm (e)	Peso Kg/m	Área cm <sup>2</sup>	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	I cm <sup>3</sup>
20	1.2	0.72	0.90	0.53	0.53	0.77
20	1.5	0.88	1.05	0.58	0.58	0.74
20	2.0	1.15	1.34	0.69	0.69	0.72
25	1.2	0.90	1.14	1.08	0.87	0.97
25	1.5	1.12	1.35	1.21	0.97	0.95
25	2.0	1.47	1.74	1.48	1.18	0.92
30	1.2	1.09	1.38	1.91	1.28	1.18
30	1.5	1.35	1.65	2.19	1.46	1.15
30	2.0	1.78	2.14	2.71	1.81	1.13
40	1.2	1.47	1.80	4.38	2.19	1.25
40	1.5	1.82	2.25	5.48	2.74	1.56
40	2.0	2.41	2.94	6.93	3.46	1.54
40	3.0	3.54	4.44	10.20	5.10	1.52
50	1.5	2.29	2.85	11.08	4.42	1.97
50	2.0	3.03	3.74	14.13	5.65	1.94
50	3.0	4.48	5.61	21.20	8.48	1.91
60	2.0	3.66	3.74	21.26	7.09	2.39
60	3.0	5.42	6.61	35.06	11.89	2.34
75	2.0	4.52	5.74	50.47	13.46	2.97
75	3.0	6.71	8.41	71.54	19.08	2.92
75	4.0	8.59	10.95	89.98	24.00	2.87
100	2.0	6.17	7.74	122.99	24.60	3.99
100	3.0	9.17	11.41	176.95	35.39	3.94
100	4.0	12.13	14.95	226.09	45.22	3.89
100	5.0	14.40	18.36	270.57	54.11	3.84

## Anexo A-2: Planchas lisas



### ALUMINIO PLANCHAS LISAS

#### Especificaciones Generales

**Descripción** ASTM A 1200 - TEMPLE H 14

**Aplicaciones** Estructuras de furgones para camiones.  
Forros interiores de buses.  
Recubrimiento de paredes.  
Ufencillos de cocina.  
Recipientes para alimentos líquidos corrosivos.  
Fabricación de estructuras para lámparas.  
Álabes de turbinas.  
Ductos.  
Maquinado de piezas automotrices y de máquinas.  
Bandejas para alimentos.

**Dimensiones** 1220 x 2440 mm (estándar)

Espesor mm	Resistencia Mecánica	% Elongación
0.7 - 4.00	127 - 135 Kg/mm2	6.5 - 7.5

Composición Química %								
Fe	Si	Cu	Mn	Mg	Zn	Cr	Ti	Mn
0,24	0,57	0,030	0,025	0,01	0,047	-	0,01	REMAINDER

## Anexo A-3: Fairis Vidrio de alto desempeño



**VIDRIO DE ALTO DESEMPEÑO**



Los productos de nuestra línea blanca introducen las cocinas de más de actualidad. Nuestra tecnología ha permitido que FAIRIS cruce fronteras y se constituya como proveedor de vidrio para la Línea Blanca para importantes empresas internacionales y nacionales.

**Nuestros Productos**

- ✓ Templado Horizontal: Plano, Curvo y Estérico.
- ✓ Vidrio: Claro, Reflectivo y Baja Irresividad.
- ✓ Impresión: Sergráfica y Digital.
- ✓ Espesores desde 3.0 mm.

**Aplicaciones**

- ✓ Hornos
- ✓ Tapas
- ✓ Encimeras
- ✓ Legumineras
- ✓ Paneles de Control
- ✓ Paneles Insulados Refrigeración Comercial.

Línea  
Blanca

## Anexo A-4: Ejes de acero de transmisión

# EJES ACERO DE TRANSMISIÓN



### Especificaciones Generales

**Calidad:** AISI 1018

**Descripción:** Es un acero de cementación no aleado principalmente utilizado para la elaboración de piezas pequeñas, exigidas al desgaste y donde la dureza del núcleo no es muy importante.

**Aplicaciones:** Levas, uniones, bujes, pines, pivotes, pernos grado 3

**Longitud:** 6 m

Composición Química				
%C	%Si	%Mn	%P	%S
0 - 0.20	0 - 0.25	0 - 0.70	0 - 0.04	0 - 0.05

Dimensiones			
Diámetro			
3/8"			
1/4"			
5/8"			
3/4"			
7/8"			
1"			
1 1/4"			
1 1/2"			
1 3/4"			
2"			
2 1/4"			
2 1/2"			
2 3/4"			
3"			
4"			
5"			
6"			

Propiedades Mecánicas			
Resistencia Mecánica (N/mm <sup>2</sup> )	Punto de Fluencia (N/mm <sup>2</sup> )	Elongación %Min.	Dureza ROCKWELL B
410 - 520	235	20	143



## Anexo A-5: Ejes de acero inoxidable

### EJES Acero Inoxidable



#### Especificaciones Generales

<b>Calidad</b>	AS1304
<b>Descripción</b>	Acero inoxidable austenítico al cromo-níquel con bajo contenido de carbono. Resiste a la corrosión intergranular hasta 300°C. Resiste al efecto corrosivo del medio ambiente, vapor, agua y ácidos, así como de soluciones alcalinas si se emplea con la superficie pulida espejo.
<b>Aplicaciones</b>	Industria alimenticia, cervecera, azucarera, utensilios domésticos, industria del cuero, farmacéutica, dental etc...
<b>Longitud</b>	6 m

#### Composición Química

%C	%Si	%Mn	%P	%S	%Ni	%Cr
0-0.08	0-1	0-2	0-0.045	0-0.03	8-10.5	18-20

#### Propiedades Mecánicas

Resistencia Mecánica (N/mm <sup>2</sup> )	Punto de Fluencia (N/mm <sup>2</sup> )	Elongación %Min.	Dureza ROCKWELL B
520	220	20	249-278

#### Dimensiones

Diámetro
3/16"
1/4"
5/16"
3/8"
1/2"
5/8"
3/4"
1"
1 1/4"
1 1/2"
2"
2 1/2"
3"
3 1/2"
4"
5"
6"



## Anexo A-6: Tubo estructural redondo



ESTOY INTERESADO EN ESTE PRODUCTO

DESCARGAR ESPECIFICACIONES

### Especificaciones:

Largo Normal:	6 metros
Recubrimiento:	Negro o Galvanizado
Norma de calidad:	ASTM A 500 Gr. A, B & C
Norma de fabricación:	NTE INEN 2415
Espesores:	Desde 1,50 a 6,00 mm Otras dimensiones y largos, previa consulta
Observaciones:	

## Tubería Estructural Redonda

Designaciones		Área	Peso	Propiedades Elásticas			
D	e			Flexión			
D	e	A	P	I	W	i	
pulg	mm	cm <sup>2</sup>	kg/m	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	
3/4	19,10	1,40	0,78	0,61	0,30	0,32	0,63
		1,50	0,83	0,65	0,32	0,34	0,62
		1,80	0,98	0,77	0,37	0,39	0,61
		2,00	1,07	0,84	0,39	0,41	0,61
7/8	22,20	1,40	0,92	0,72	0,50	0,45	0,74
		1,50	0,98	0,77	0,53	0,47	0,73
		1,80	1,16	0,91	0,61	0,55	0,72
		2,00	1,27	1,00	0,66	0,59	0,72
1	25,40	1,40	1,05	0,83	0,76	0,60	0,85
		1,50	1,13	0,88	0,81	0,64	0,85
		1,80	1,33	1,05	0,93	0,74	0,84
		2,00	1,47	1,15	1,01	0,80	0,83
1 1/4	31,80	1,40	1,33	1,05	1,54	0,97	1,07
		1,50	1,43	1,12	1,63	1,03	1,07
		1,80	1,69	1,33	1,91	1,20	1,06
		2,00	1,87	1,47	2,08	1,31	1,05
1 1/2	38,10	1,40	1,61	1,27	2,72	1,43	1,30
		1,50	1,72	1,35	2,89	1,52	1,30
		1,80	2,05	1,61	3,39	1,78	1,28
		2,00	2,27	1,78	3,71	1,95	1,28
1 3/4	44,50	1,40	1,89	1,48	4,30	1,98	1,52
		1,50	2,02	1,59	4,67	2,10	1,52
		1,80	2,41	1,89	5,49	2,47	1,51
		2,00	2,67	2,08	6,02	2,71	1,50
1 7/8	47,60	1,40	2,03	1,60	5,44	2,28	1,64
		1,50	2,17	1,71	5,79	2,43	1,63
		1,80	2,59	2,03	6,81	2,86	1,62
		2,00	2,87	2,25	7,47	3,14	1,61
2	50,80	1,40	2,17	1,71	6,63	2,61	1,75
		1,50	2,32	1,82	7,06	2,78	1,74
		1,80	2,77	2,16	8,33	3,28	1,73
		2,00	3,07	2,41	9,14	3,60	1,73
		3,00	4,51	3,54	12,82	5,09	1,69
4,00	5,88	4,62	16,22	6,39	1,66		
2 3/8	60,30	1,50	2,77	2,18	12,00	3,98	2,08
		1,80	3,31	2,60	14,18	4,70	2,07
		2,00	3,66	2,88	15,60	5,17	2,06
		3,00	5,40	4,24	22,25	7,38	2,03
		4,00	7,08	5,56	28,21	9,25	2,00
2 1/2	63,50	1,50	2,92	2,29	14,05	4,42	2,19
		1,80	3,49	2,74	16,62	5,23	2,18
		2,00	3,86	3,03	18,29	5,76	2,16
		3,00	5,70	4,48	26,15	8,24	2,14
		4,00	7,48	5,87	33,24	10,47	2,11
3	76,20	1,50	3,52	2,76	24,56	6,45	2,64
		1,80	4,21	3,30	29,13	7,65	2,63
		2,00	4,66	3,66	32,11	8,43	2,62
		3,00	6,90	5,42	46,29	12,15	2,59
		4,00	9,07	7,12	60,30	15,66	2,56
5,00	11,18	8,78	71,22	18,60	2,52		
4	101,60	2,00	6,26	4,91	77,53	15,28	3,52
		3,00	9,29	7,29	113,04	22,25	3,49
		4,00	12,26	9,63	146,28	28,80	3,45
		5,00	15,17	11,91	177,47	34,93	3,42
		6,00	18,02	14,15	206,68	40,68	3,39



### Aplicaciones

- Automóviles y de auxiliares: carrocerías, guardachoques, tubos de escape, remolques y rodillos.
- Agricultura: maquinaria e implementos agrícolas, avícolas y ganaderos.
- Señalización y utilidad: alumbrado, soportes para señalética.
- Aparatos de gimnasia y fitness.
- Construcción: vigas, postes, columnas, andamios.
- Estructuras: portales, pilones, invertidos y naves industriales.

### Beneficios

- Duradero: Al construir con acero, asegura que su producto tenga una vida útil superior a los materiales de construcción convencionales.
- Económico: Se optimiza el uso del material produciendo ahorro en obra, por facilidad y rapidez de uso y armado ahorra en tiempo y personal.
- Ecológico: Con el uso de acero, se minimiza la utilización de madera y su desecho, por lo que contribuye al medio ambiente.

## Anexo A-7: Planchas laminadas al caliente

# PLANCHAS LAMINADAS AL CALIENTE

### NORMAS TÉCNICAS:

NTE INEN 0115  
ASTM A 1011- CS  
ASTM A 36

### DIMENSIÓN ESTANDAR DE PLANCHA:

1220 X 2440 mm

### RECUBRIMIENTO:

Negro (sin recubrimiento)

### OBSERVACIONES:

Otras dimensiones y espesores bajo pedido.

### Uso del producto:

Estructuras metálicas, tanques de almacén, postes, puentes, carrocerías y metalmecánica.

Dimensiones	Espesores	Calidad del Acero
mm	mm	
1220 x 2440	1.20 a 6.00	Comercial
1220 x 2440	8/10/12/15/20/22/25	Estructural
1500 x 6000*	8/10/12/15/20/22/25	Estructural

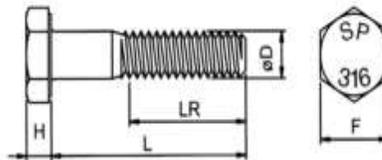
\*La disponibilidad de estas dimensiones deben ser consultadas con el departamento comercial.

## Anexo A-8: Perno de cabeza hexagonal



### PERNO HEXAGONAL ACERO INOXIDABLE AISI-316 UNC

#### ESPECIFICACIONES TÉCNICAS



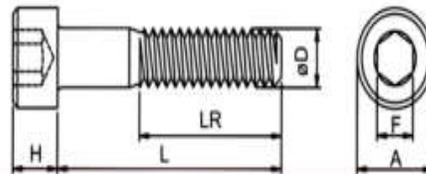
ø D	1/4	5/16	3/8	7/16	1/2	9/16	5/8	3/4	7/8	1	1.1/8	1.1/4	1.1/2
H Min	3,81	4,95	5,74	6,91	7,67	8,84	9,60	11,56	13,49	15,01	16,71	19,02	22,91
F Máx	11,13	12,70	14,27	15,88	19,05	20,62	23,83	28,58	33,32	38,10	42,88	47,63	57,15
LR Min	3/4"	7/8"	1"	1.1/8"	1.1/4"	1.3/8"	1.1/2"	1.3/4"	2"	2.1/4"	2.1/2"	2.3/4"	3.1/4"
LR Min	1"	1.1/8"	1.1/4"	1.3/8"	1.1/2"	1.5/8"	1.3/4"	2"	2.1/4"	2.1/2"	2.3/4"	3"	3.1/2"

### Anexo A-9: Perno hexagonal



#### PERNO PARKER C/REC. HEX. CAB. CILIND. GRADO 8 UNC PAVONADO

##### ESPECIFICACIONES TÉCNICAS



ø D	#10-24(3/16)	1/4-20	5/6-18	3/8-16	1/2-13
H Min	4,83	6,35	7,92	9,53	12,70
F Máx	7,92	9,53	11,91	14,27	19,05
F Nom.	5/32"	3/16"	1/4"	5/16"	3/8"
LR Min	7/8"(22,35)	1"(25,40)	1.1/8"(28,45)	1.1/4"(31,75)	1.1/2"(38,1)

### Anexo A-10

$f_s = 1,5 \dots 2,5$  para exigencias elevadas  
 $f_s = 1,0 \dots 1,5$  para exigencias normales  
 $f_s = 0,7 \dots 1,0$  para exigencias reducidas

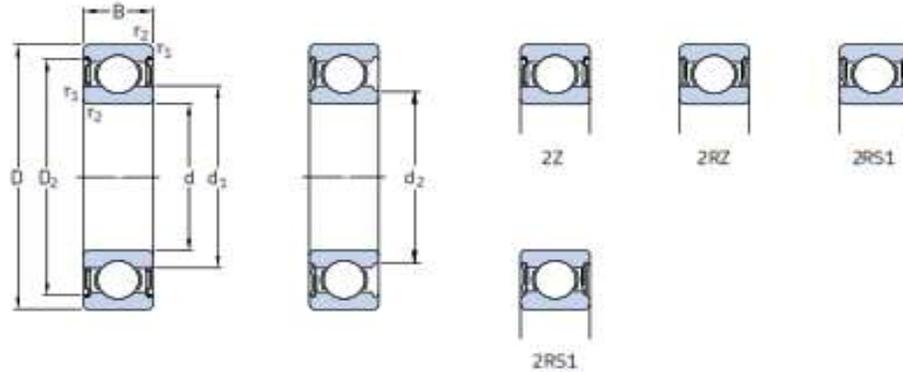
## Anexo A-11

Valores orientativos de vida nominal requeridos para diferentes clases de máquinas	
Clase de máquinas	Vida nominal Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas usadas intermitentemente o por cortos periodos: herramientas eléctricas portátiles, aparatos elevadores en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos períodos o intermitentemente: ascensores (elevadores), grúas para mercancías embaladas o eslingas de tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre totalmente utilizadas: transmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos de uso industrial, machacadoras rotativas	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: máquinas herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria de ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos para imprentas, separadores y centrifugas	20 000 ... 30 000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: cajas de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Máquinas para la industria de energía eólica, esto incluye el eje principal, la orientación, los engranajes, los rodamientos del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para el abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión para transatlánticos	60 000 ... 100 000
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, bombas y ventiladores para minas, rodamientos para la línea de ejes de transatlánticos	> 100 000

## Anexo A-12

Valores para el factor de ajuste de la vida $a_1$			
Fiabilidad %	Probabilidad de fallo n %	Vida nominal SKF $L_{nm}$	Factor $a_1$
90	10	$L_{10m}$	1
95	5	$L_{5m}$	0,62
96	4	$L_{4m}$	0,53
97	3	$L_{3m}$	0,44
98	2	$L_{2m}$	0,33
99	1	$L_{1m}$	0,21

## Anexo A-13

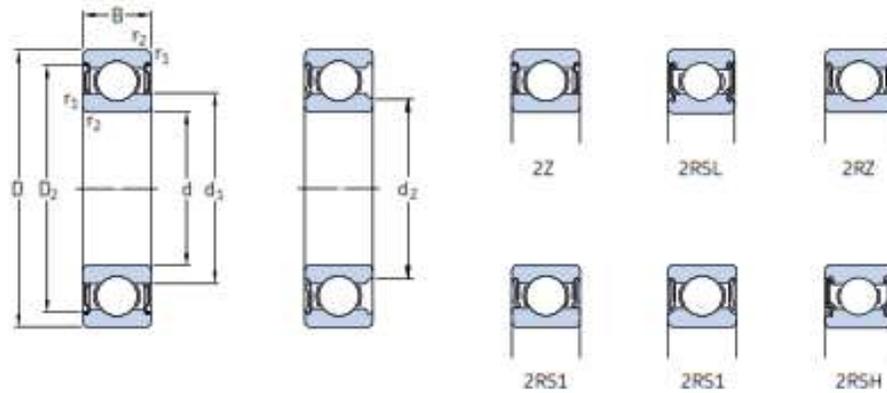


Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>L</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite <sup>1)</sup>		Rodamiento obturado a ambos lados	un lado
mm			kN		kN	rpm		kg	-	-
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	16 000	0,027	61806-2RZ	-
	42	7	4,49	2,9	0,146	-	9 500	0,027	61806-2RS1	-
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	15 000	0,051	61906-2RZ	-
	47	9	7,28	4,55	0,212	-	8 500	0,051	61906-2RS1	-
30	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	14 000	0,12	* 6006-2Z	* 6006-Z
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	14 000	0,12	* 6006-2RZ	* 6006-RZ
	55	13	13,8	8,3	0,355	-	8 000	0,12	* 6006-2RS1	* 6006-RS1
	55	19	13,3	8,3	0,355	-	8 000	0,16	63006-2RS1	-
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	12 000	0,20	* 6206-2Z	* 6206-Z
	62	16	20,3	11,2	0,475	24 000	12 000	0,20	* 6206-2RZ	* 6206-RZ
	62	16	20,3	11,2	0,475	-	7 500	0,20	* 6206-2RS1	* 6206-RS1
	62	20	19,5	11,2	0,475	-	7 500	0,24	62206-2RS1	-
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	11 000	0,35	* 6306-2Z	* 6306-Z
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	11 000	0,35	* 6306-2RZ	* 6306-RZ
	72	19	29,6	16	0,67	-	6 300	0,35	* 6306-2RS1	* 6306-RS1
	72	27	28,1	16	0,67	-	6 300	0,48	62306-2RS1	-
35	47	7	4,75	3,2	0,166	28 000	14 000	0,03	61807-2RZ	-
	47	7	4,75	3,2	0,166	-	8 000	0,03	61807-2RS1	-
	55	10	9,56	6,8	0,29	26 000	13 000	0,08	61907-2RZ	-
	55	10	9,56	6,8	0,29	-	7 500	0,08	61907-2RS1	-
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	12 000	0,16	* 6007-2Z	* 6007-Z
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	12 000	0,16	* 6007-2RZ	* 6007-RZ
	62	14	16,8	10,2	0,44	-	7 000	0,16	* 6007-2RS1	* 6007-RS1
	62	20	15,9	10,2	0,44	-	7 000	0,21	63007-2RS1	-
	72	17	27	15,3	0,655	20 000	10 000	0,29	* 6207-2Z	* 6207-Z
	72	17	27	15,3	0,655	-	6 300	0,29	* 6207-2RS1	* 6207-RS1
	72	23	25,5	15,3	0,655	-	6 300	0,37	62207-2RS1	-
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	9 500	0,46	* 6307-2Z	* 6307-Z
80		21	35,1	19	0,815	-	6 000	0,46	* 6307-2RS1	* 6307-RS1
80		31	33,2	19	0,815	-	6 000	0,66	62307-2RS1	-

\* Rodamiento SKF Explorer.

<sup>1)</sup> Para los rodamientos con una sola placa de protección u obturación de bajo rozamiento (Z, RZ), son válidas las velocidades límite de los rodamientos de diseño abierto.

## Anexo A-14



Dimensiones principales	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades		Masa	Designaciones			
	dinámica C	estática $C_0$		Velocidad de referencia	Velocidad límite <sup>1)</sup>		Rodamiento obturado a ambos lados	a un lado		
d D B	kN		kN	rpm	kg	-				
mm										
<b>20</b>	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	22 000	0,018	61804-2RZ	-
	32	7	4,03	2,32	0,104	-	13 000	0,018	61804-2RS1	-
	37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	20 000	0,038	61904-2RZ	-
	37	9	6,37	3,65	0,156	-	12 000	0,038	61904-2RS1	-
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	19 000	0,069	* 6004-2Z	* 6004-Z
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	19 000	0,069	* 6004-2RSL	* 6004-RSL
	42	12	9,95	5	0,212	-	11 000	0,069	* 6004-2RSH	* 6004-RSH
	42	16	9,36	5	0,212	-	11 000	0,086	63004-2RS1	-
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	17 000	0,11	* 6204-2Z	* 6204-Z
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	17 000	0,11	* 6204-2RSL	* 6204-RSL
	47	14	13,5	6,55	0,28	-	10 000	0,11	* 6204-2RSH	* 6204-RSH
	47	18	12,7	6,55	0,28	-	10 000	0,13	62204-2RS1	-
	52	15	16,8	7,8	0,335	30 000	15 000	0,14	* 6304-2Z	* 6304-Z
	52	15	16,8	7,8	0,335	30 000	15 000	0,14	* 6304-2RSL	* 6304-RSL
	52	15	16,8	7,8	0,335	-	9 500	0,14	* 6304-2RSH	* 6304-RSH
	52	21	15,9	7,8	0,335	-	9 500	0,20	62304-2RS1	-
<b>22</b>	50	14	14	7,65	0,325	-	9 000	0,12	62/22-2RS1	-
<b>25</b>	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	19 000	0,022	61805-2RZ	-
	37	7	4,36	2,6	0,125	-	11 000	0,022	61805-2RS1	-
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	18 000	0,045	61905-2RZ	-
	42	9	7,02	4,3	0,193	-	10 000	0,045	61905-2RS1	-
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	16 000	0,08	* 6005-2Z	* 6005-Z
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	16 000	0,08	* 6005-2RSL	* 6005-RSL
	47	12	11,9	6,55	0,275	-	9 500	0,08	* 6005-2RSH	* 6005-RSH
	47	16	11,2	6,55	0,275	-	9 500	0,10	63005-2RS1	-
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	14 000	0,13	* 6205-2Z	* 6205-Z
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	14 000	0,13	* 6205-2RSL	* 6205-RSL
	52	15	14,8	7,8	0,335	-	8 500	0,13	* 6205-2RSH	* 6205-RSH
	52	18	14	7,8	0,335	-	8 500	0,15	62205-2RS1	-
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	13 000	0,23	* 6305-2Z	* 6305-Z
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	13 000	0,23	* 6305-2RZ	* 6305-RZ
	62	17	23,4	11,6	0,49	-	7 500	0,23	* 6305-2RS1	* 6305-RS1

### Anexo A-15

Acabado superficial	Factor <i>a</i>		Exponente <i>b</i>
	$S_{UT}$ , kpsi	$S_{UT}$ , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

### Anexo A-16

Temperatura, °C	$S_T/S_{RT}$	Temperatura, °F	$S_T/S_{RT}$
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

### Anexo A-17

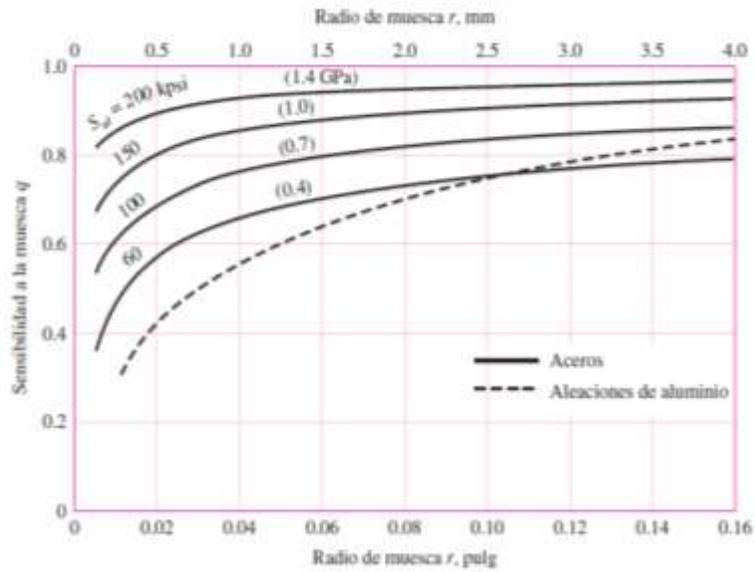
Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_0$	Factor de confiabilidad $k_c$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

### Anexo A-18

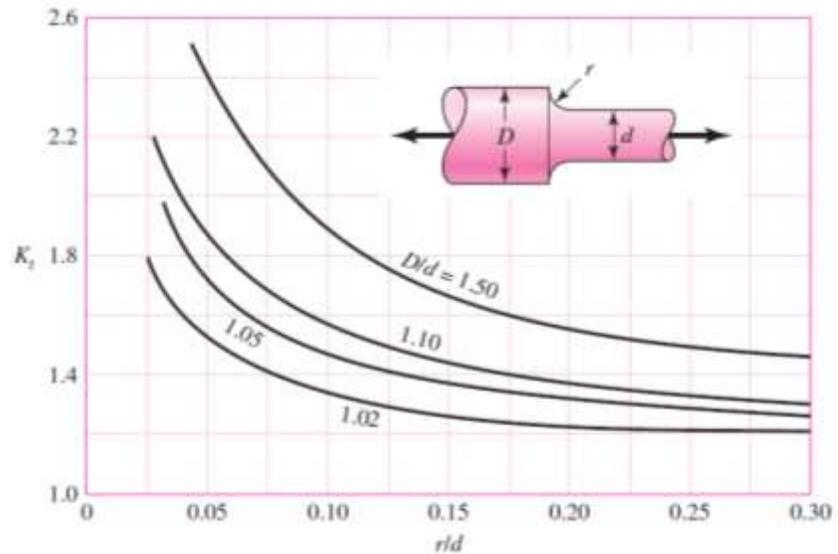
1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura, °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción del área, %	Dureza Brinell
4130	TyR*	205 (400)	1 630 (236)	1 460 (212)	10	41	467
	TyR*	315 (600)	1 500 (217)	1 380 (200)	11	43	435
	TyR*	425 (800)	1 280 (186)	1 190 (173)	13	49	380
	TyR*	540 (1 000)	1 030 (150)	910 (132)	17	57	315
	TyR*	650 (1 200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245
	Normalizado	870 (1 600)	670 (97)	436 (63)	25	59	197
	Recocido	865 (1 585)	560 (81)	361 (52)	28	56	156
4140	TyR	205 (400)	1 770 (257)	1 640 (238)	8	38	510
	TyR	315 (600)	1 550 (225)	1 430 (208)	9	43	445
	TyR	425 (800)	1 250 (181)	1 140 (165)	13	49	370
	TyR	540 (1 000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285
	TyR	650 (1 200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
	Normalizado	870 (1 600)	1 020 (148)	655 (95)	18	47	302
	Recocido	815 (1 500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197
4340	TyR	315 (600)	1 720 (250)	1 590 (230)	10	40	486
	TyR	425 (800)	1 470 (213)	1 360 (198)	10	44	430
	TyR	540 (1 000)	1 170 (170)	1 080 (156)	13	51	360
	TyR	650 (1 200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

### Anexo A-19

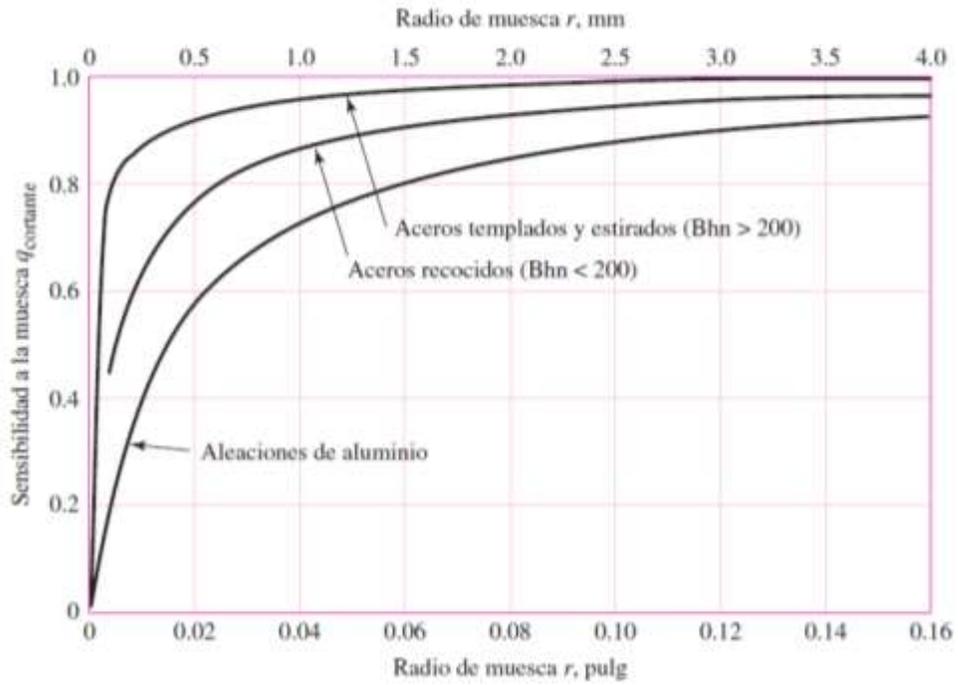
Sensibilidad a la muesca en caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado  
UNS A922024-T.



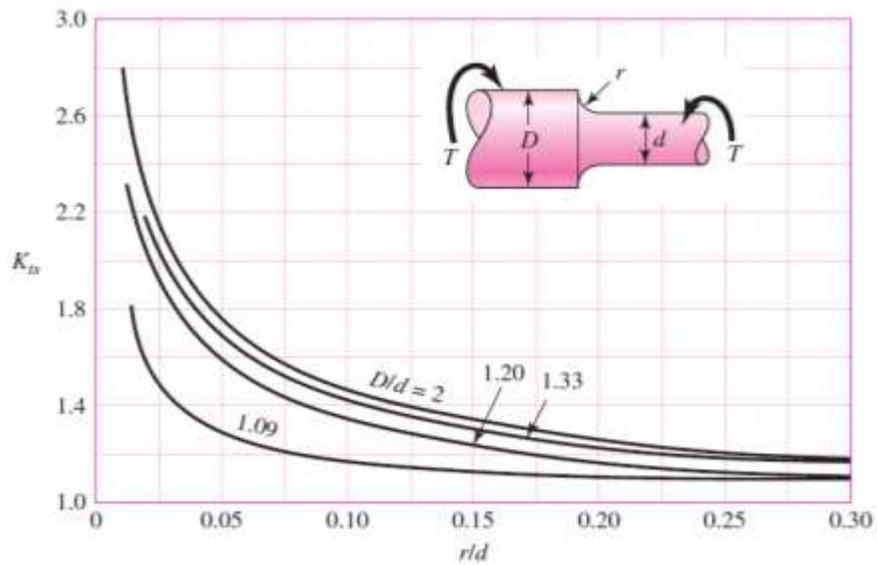
### Anexo A-20: Eje Redondo con filete en el hombro de tensión.



**Anexo A-21: Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa.**



**Anexo A-22: Eje redondo con filete en hombro en torsión.**



Anexo A-23: Proceso de construcción del molino de bolas planetario

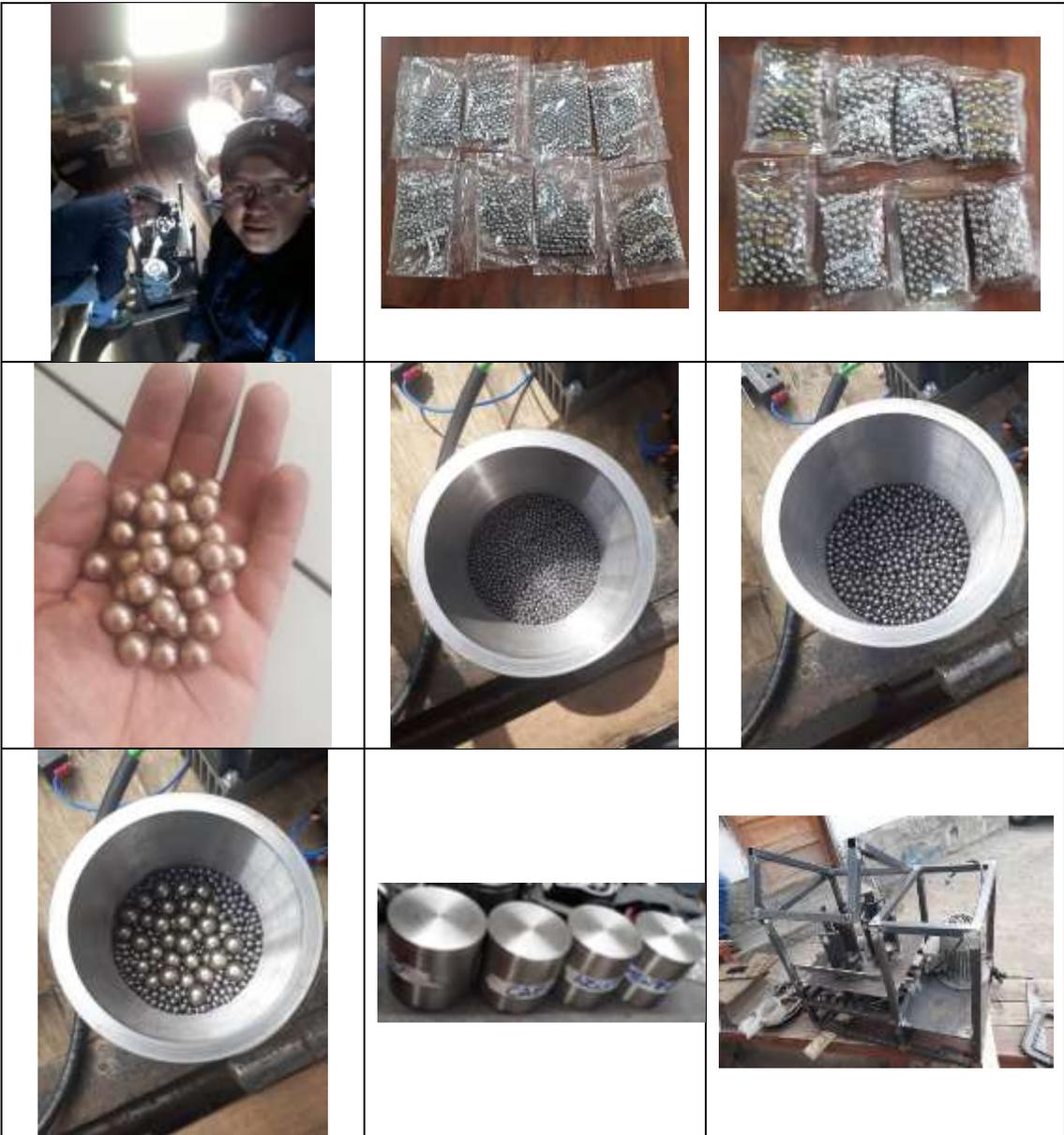








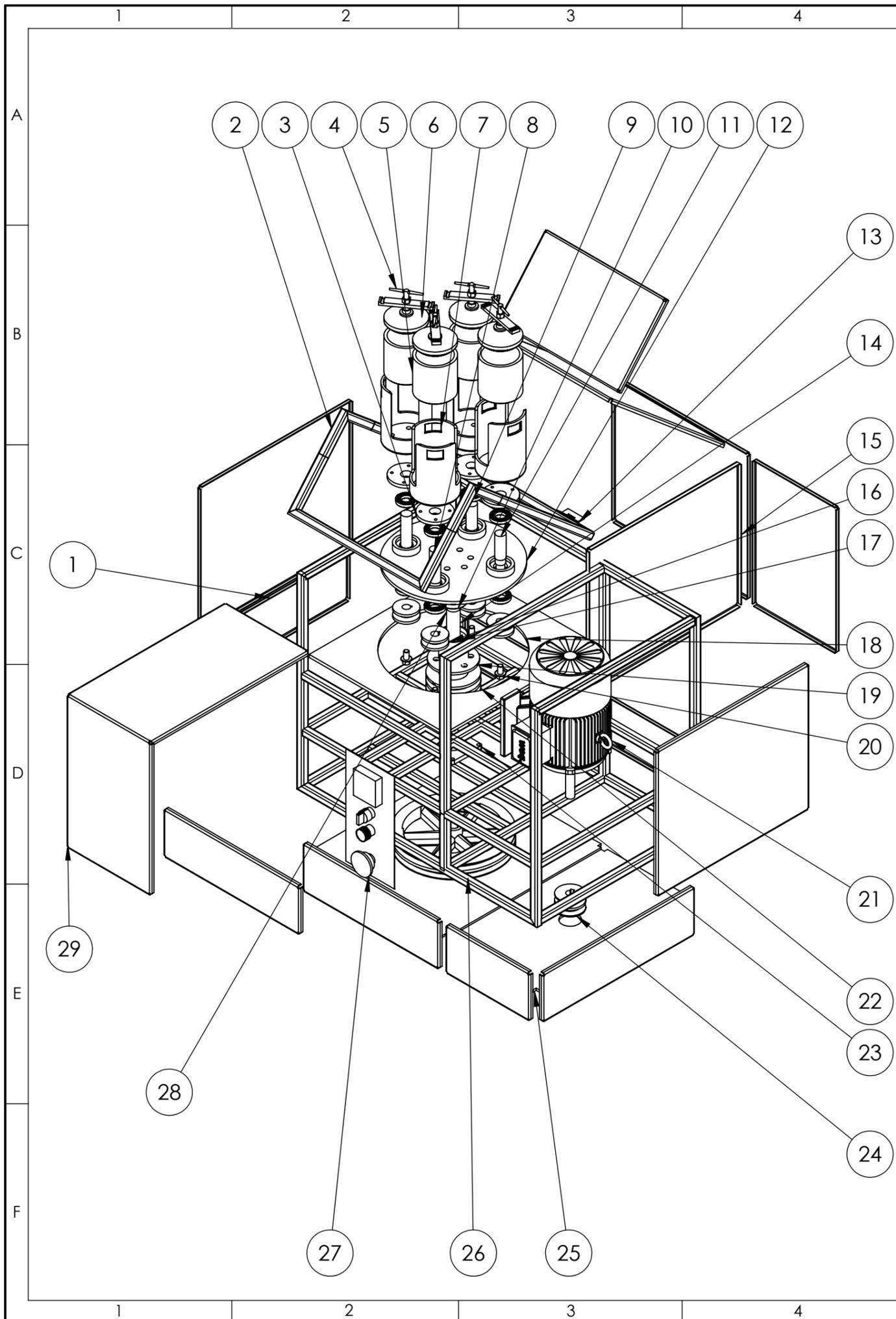






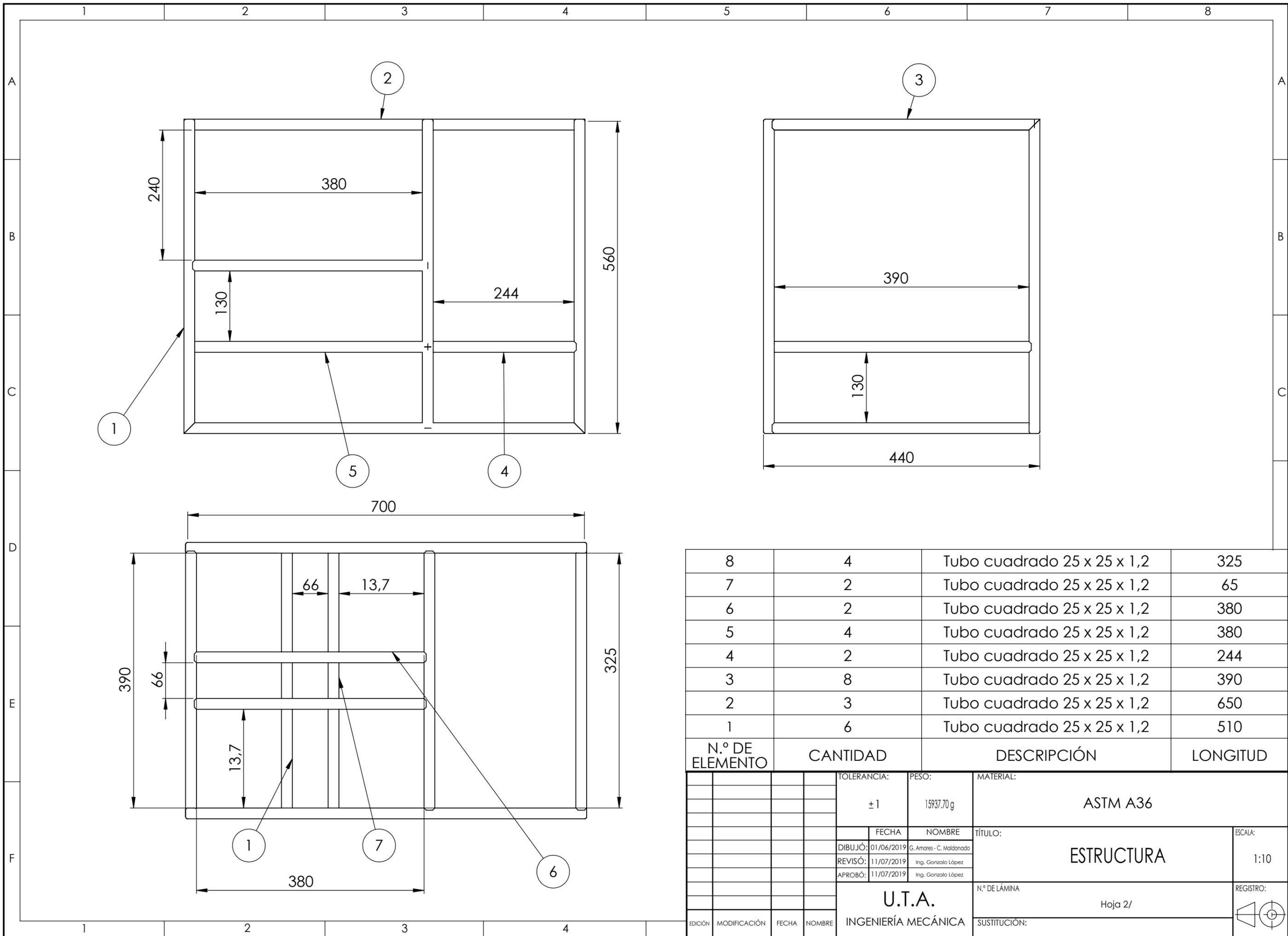


# PLANOS



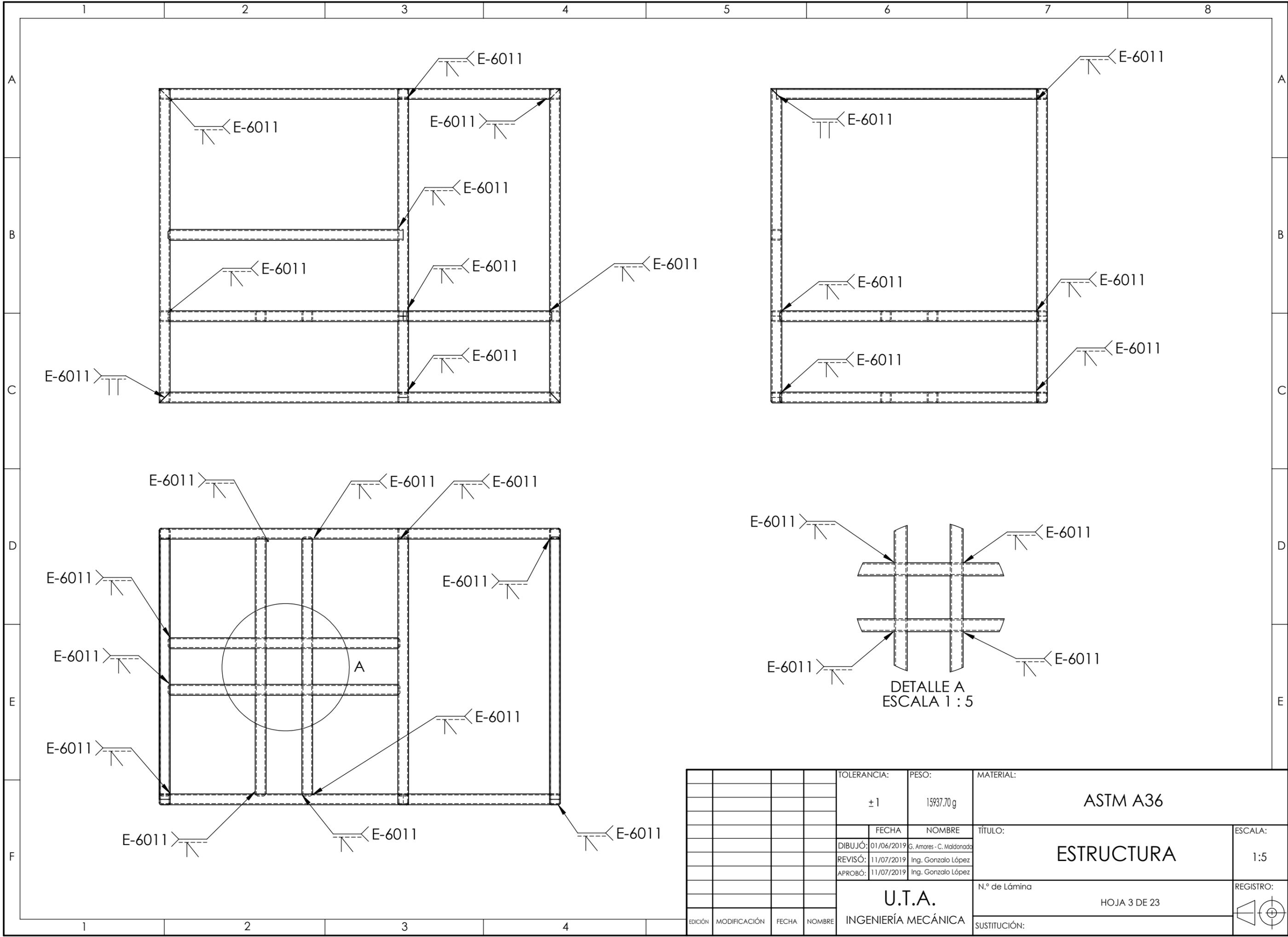
29	CUBIERTA TAPA SUPERIOR	GALVANIZADO	MAQUINADO	1
28	SEGURO DE FIJACION EJE PRINCIPAL		MAQUINADO	1
27	PANEL DE CONTROL		ADQUIRIDO	1
26	POLEA CONDUCTIDA	ALUMINIO	ADQUIRIDO	1
25	BASE DEL MOTOR		MAQUINADO	1
24	POLEA CONDUCTORA	ALUMINIO	ADQUIRIDO	1
23	CHUMACERA		ADQUIRIDO	1
22	POLEA CENTRAL		MAQUINADO	1
21	MOTOR 2,		ADQUIRIDO	1
20	PERNO M8 X 1.2 X 1PULGADA		ADQUIRIDO	4
19	SOPORTE DEL DISCO		MAQUINADO	1
18	PLANCHA CENTRAL		MAQUINADO	1
17	BASE CENTRAL		MAQUINADO	1
16	POLEA SECUNDARIA		ADQUIRIDO	4
15	TAPA INTERMEDIO		MAQUINADO	1
14	EJE PRINCIPAL	AISI 4140	MAQUINADO	1
13	BISAGRA IZQUIERDA		ADQUIRIDO	2
12	DISCO		MAQUINADO	1
11	EJE TERCERO	AISI 4140	ADQUIRIDO	2
10	RODAMIENTO CONICO		ADQUIRIDO	1
9	RODAMIENTO SKF - 16005		ADQUIRIDO	8
8	EJE SECUNDARIO	AISI 4140	MAQUINADO	2
7	PORTAJARRA		MAQUINADO	4
6	TAPA		MAQUINADO	4
5	RECIPIENTE	AISI 304	MAQUINADO	4
4	SEGUROS		MAQUINADO	4
3	BASE DEL PORTAJARRA		MAQUINADO	4
2	TAPA ESTRUCTURA	GALVANIZADO	MAQUINADO	1
1	ESTRUCTURA	ASTM A-36	MAQUINADO	1
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	MATERIAL	ESPECIFICACIONES	Nº DE PIEZAS

TOLERANCIA:		PESO:		MATERIAL:	
±1		15937.70 g		VARIOS	
FECHA		NOMBRE		TÍTULO:	
DIBUJÓ: 01/06/2019		G. Amores - C. Maldonado		MOLINO DE BOLAS PLANETARIO	
REVISÓ: 11/07/2019		Ing. Gonzalo López		ESCALA:	
APROBÓ: 11/07/2019		Ing. Gonzalo López		1:10	
N.º DE LÁMINA:		HOJA 1 DE 23		REGISTRO:	
U.T.A.		INGENIERÍA MECÁNICA			
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE	SUSTITUCIÓN:	



8	4	Tubo cuadrado 25 x 25 x 1,2	325
7	2	Tubo cuadrado 25 x 25 x 1,2	65
6	2	Tubo cuadrado 25 x 25 x 1,2	380
5	4	Tubo cuadrado 25 x 25 x 1,2	380
4	2	Tubo cuadrado 25 x 25 x 1,2	244
3	8	Tubo cuadrado 25 x 25 x 1,2	390
2	3	Tubo cuadrado 25 x 25 x 1,2	650
1	6	Tubo cuadrado 25 x 25 x 1,2	510
N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	LONGITUD

TOLERANCIA:		PESO:		MATERIAL:	
±1		15937.70 g		ASTM A36	
FECHA:		NOMBRE:		TÍTULO:	
DIBUJÓ: 01/06/2019		G. Amores - C. Maldonado		ESTRUCTURA	
REVISÓ: 11/07/2019		Ing. Gonzalo López		ESCALA: 1:10	
APROBÓ: 11/07/2019		Ing. Gonzalo López		REGISTRO:	
U.T.A.				N.º DE LÁMINA	
INGENIERÍA MECÁNICA				Hoja 2/	
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE	SUSTITUCIÓN:	



				TOLERANCIA:	PESO:	MATERIAL:		
				±1	15937.70 g	ASTM A36		
					FECHA	NOMBRE	TÍTULO:	ESCALA:
				DIBUJÓ:	01/06/2019	G. Amores - C. Maldonado	ESTRUCTURA	1:5
				REVISÓ:	11/07/2019	Ing. Gonzalo López		
				APROBÓ:	11/07/2019	Ing. Gonzalo López		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA			N.º de Lámina	REGISTRO:
							HOJA 3 DE 23	
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE	SUSTITUCIÓN:				

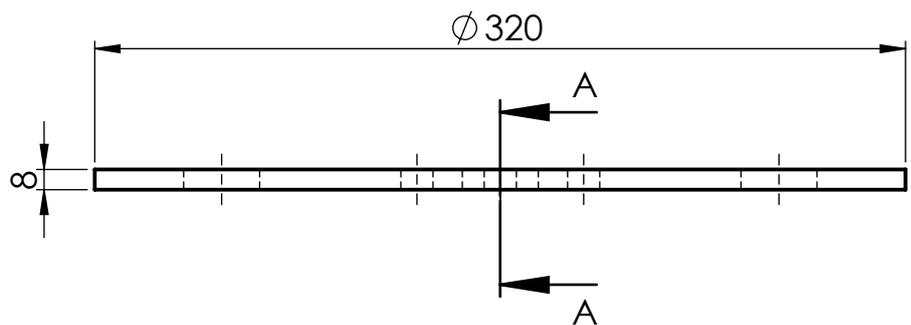
1

2

3

4

A

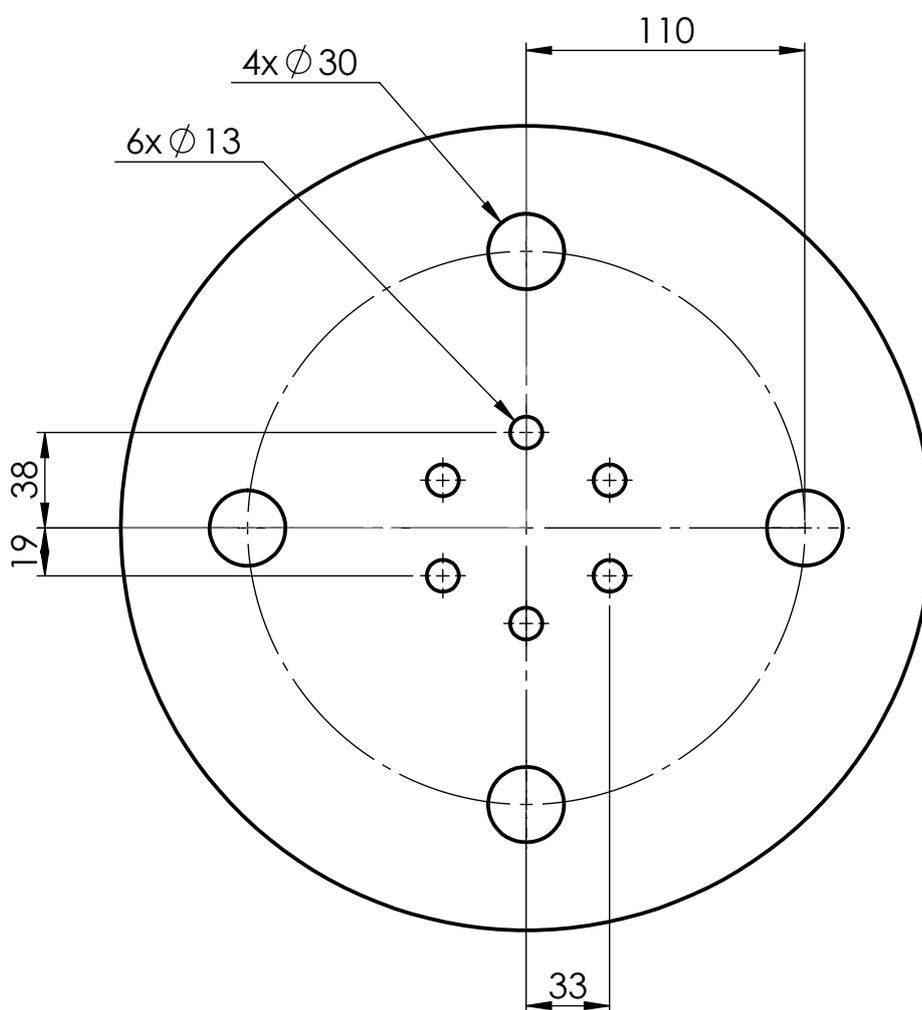


B



SECCIÓN A-A

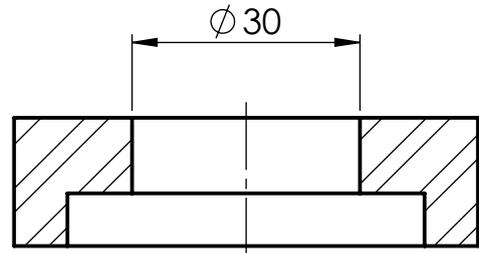
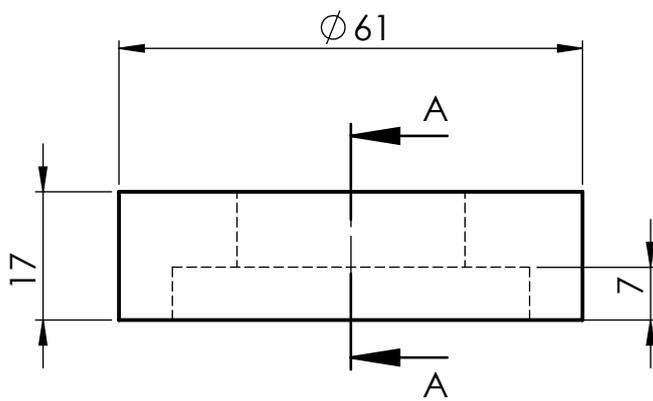
C



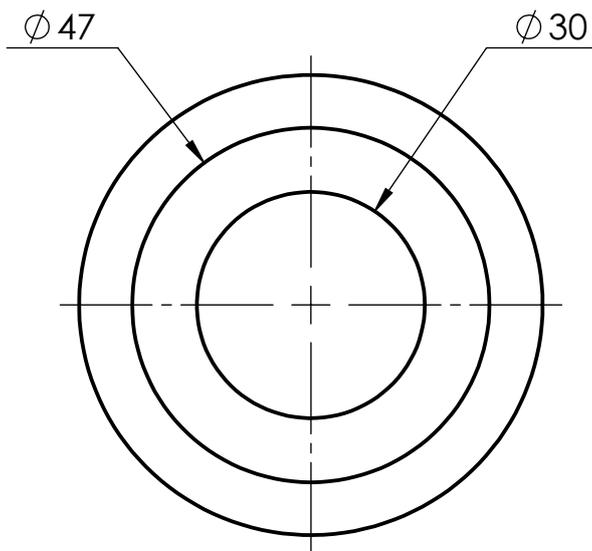
D

E

				TOLERANCIA: $\pm 1$	PESO: 4825.38 g	MATERIAL: ASTM A36 Acero	
						TÍTULO: <b>Disco</b>	ESCALA: 1:3
				DIBUJÓ: 01/06/2019	G. Amores - C. Maldonado		
				REVISÓ: 11/07/2019	Ing. Gonzalo López		
				APROBÓ: 11/07/2019	Ing. Gonzalo López		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LAMINA HOJA 4 DE 23	REGISTRO:
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUCIÓN:	



SECCIÓN A-A



				TOLERANCIA: $\pm 1$	PESO: 239.18 g	MATERIAL: AISI 4340	
						TÍTULO: <b>Base inferior soporte eje</b>	ESCALA: 1:1
				DIBUJÓ: 01/06/2019	G. Amores - C. Maldonado		
				REVISÓ: 11/07/2019	Ing. Gonzalo López		
				APROBÓ: 11/07/2019	Ing. Gonzalo López		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LAMINA HOJA 5 DE 23	REGISTRO: 
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUCIÓN:	

1

2

3

4

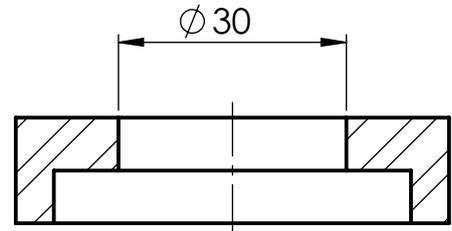
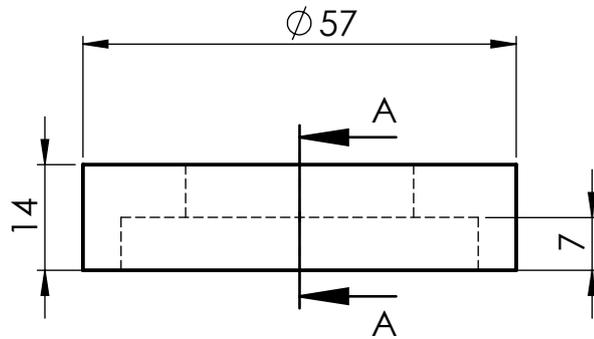
A

B

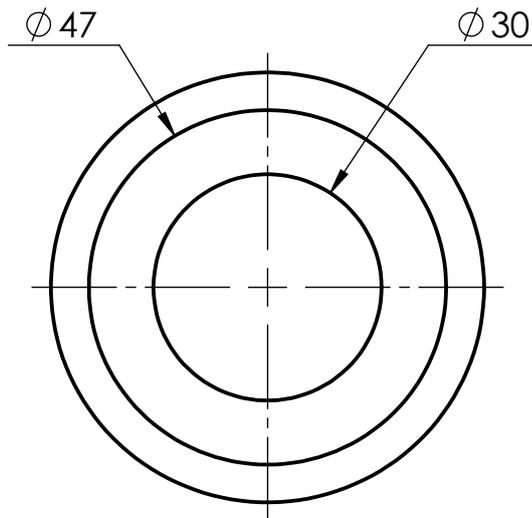
C

D

E



SECCIÓN A-A



				TOLERANCIA: $\pm 1$	PESO: 146.26 g	MATERIAL: AISI 4340	
						TÍTULO: Base superior soporte eje	ESCALA: 1:1
				DIBUJÓ: 01/06/2019	G. Amores - C. Maldonado		
				REVISÓ: 11/07/2019	Ing. Gonzalo López		
				APROBÓ: 11/07/2019	Ing. Gonzalo López		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LAMINA HOJA 6 DE 23	REGISTRO: 
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUCIÓN:	

1

2

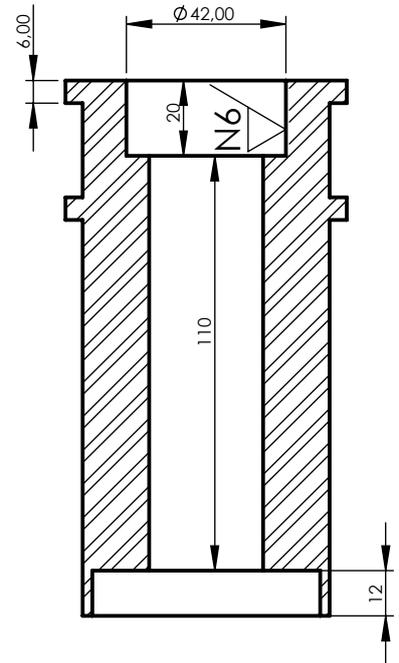
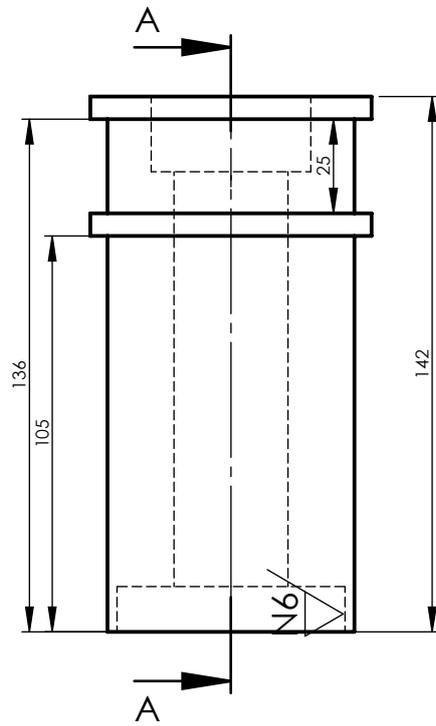
3

4

A

N7

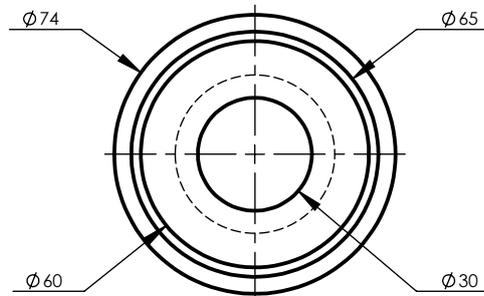
B



SECCIÓN A-A

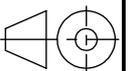
C

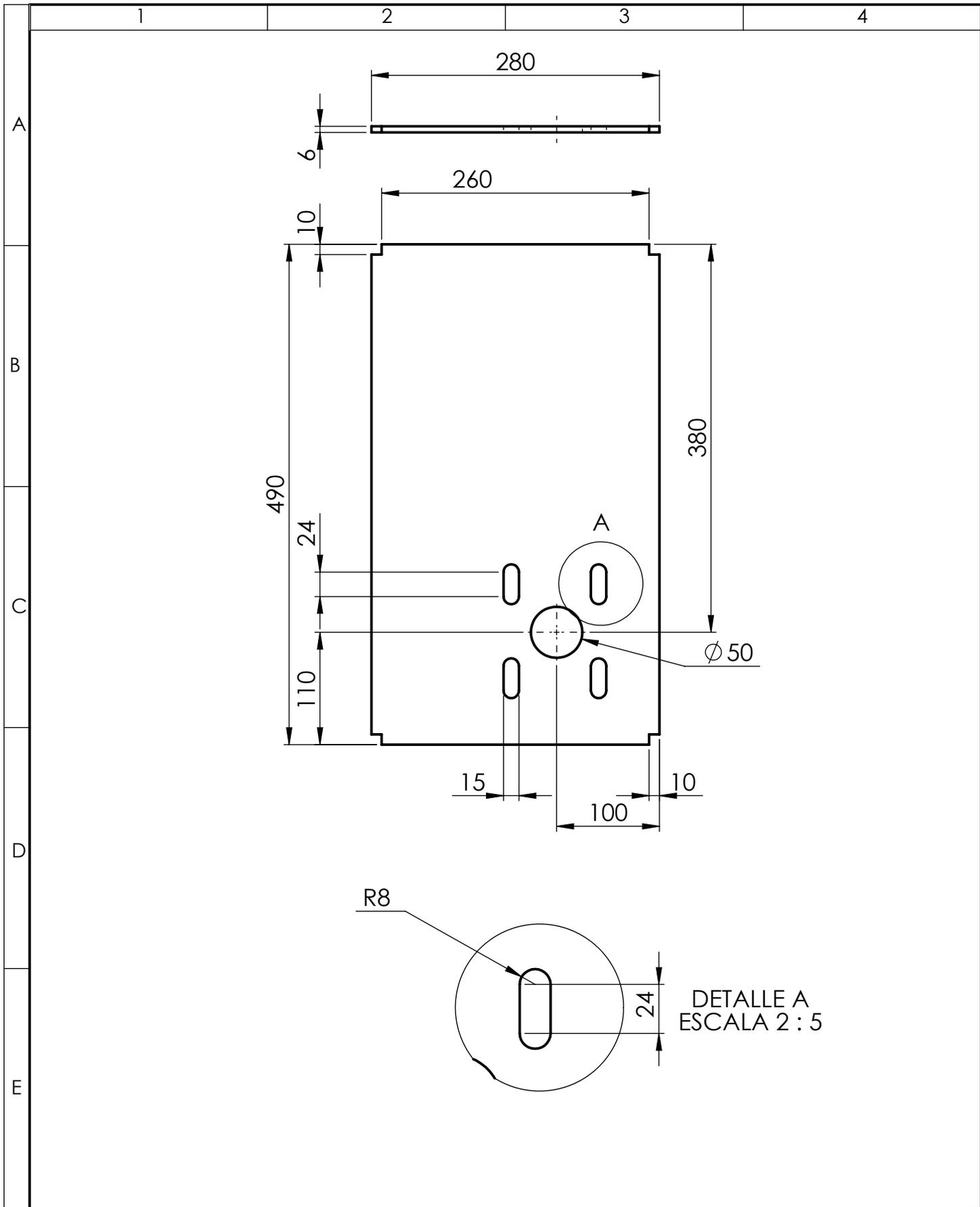
D



E

				TOLERANCIA: $\pm 1$	PESO: 2645,70 g	MATERIAL: ACERO ALEADO	
						TÍTULO: Base central	ESCALA: 1:2
				DIBUJÓ: 01/06/2019	G. Amores - C. Maldonado		
				REVISÓ: 11/07/2019	Ing. Gonzalo López		
				APROBÓ: 11/07/2019	Ing. Gonzalo López		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LAMINA HOJA 7 DE 23	REGISTRO:
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUCIÓN:	





				TOLERANCIA: ±1	PESO: 6249.29 g	MATERIAL: ASTM A36	
						TÍTULO: Base motor	ESCALA: 1:5
				DIBUJÓ: 01/06/2019	G. Amores - C. Maldonado		
				REVISÓ: 11/07/2019	Ing. Gonzalo López		
				APROBÓ: 11/07/2019	Ing. Gonzalo López		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LAMINA HOJA 8 DE 23	REGISTRO:
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUCIÓN:	

1

2

3

4

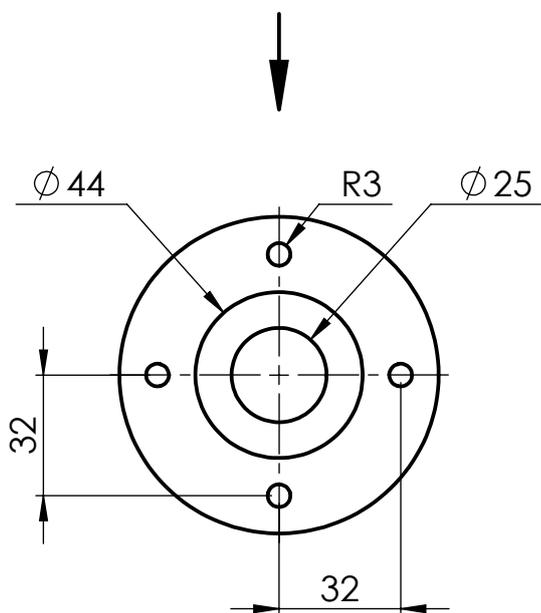
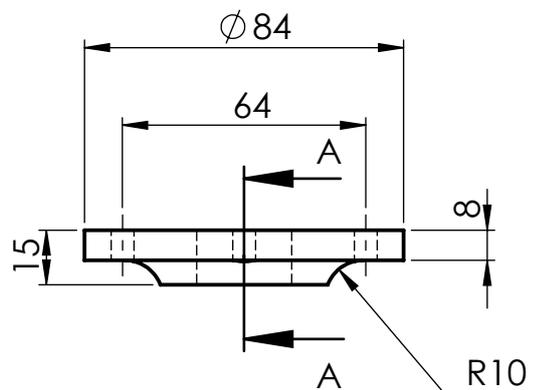
A

B

C

D

E



				TOLERANCIA: $\pm 1$	PESO: 382.42 g	MATERIAL: ASTM A36	
						TÍTULO: Base del portajarra	ESCALA: 1:2
				DIBUJÓ: 01/06/2019 G. Amores - C. Maldonado	NOMBRE		
				REVISÓ: 11/07/2019 Ing. Gonzalo López			
				APROBÓ: 11/07/2019 Ing. Gonzalo López			
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LAMINA HOJA 9 DE 23	REGISTRO: 
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUCIÓN:	

1

2

3

4

A

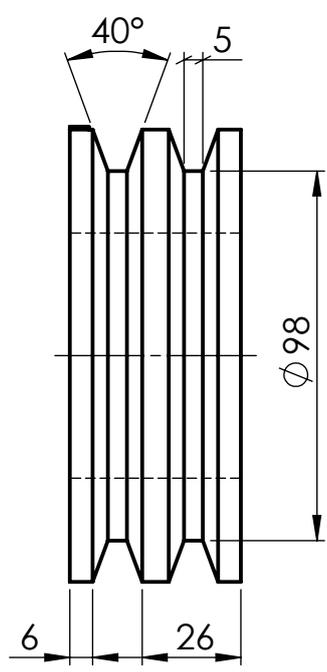
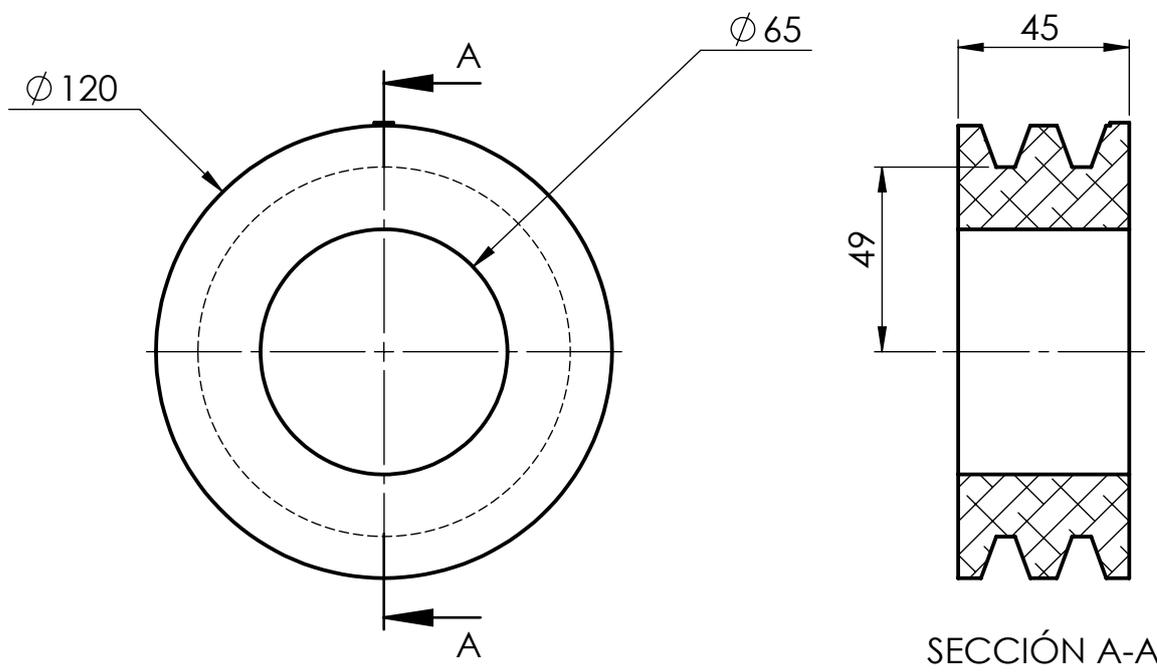
B

C

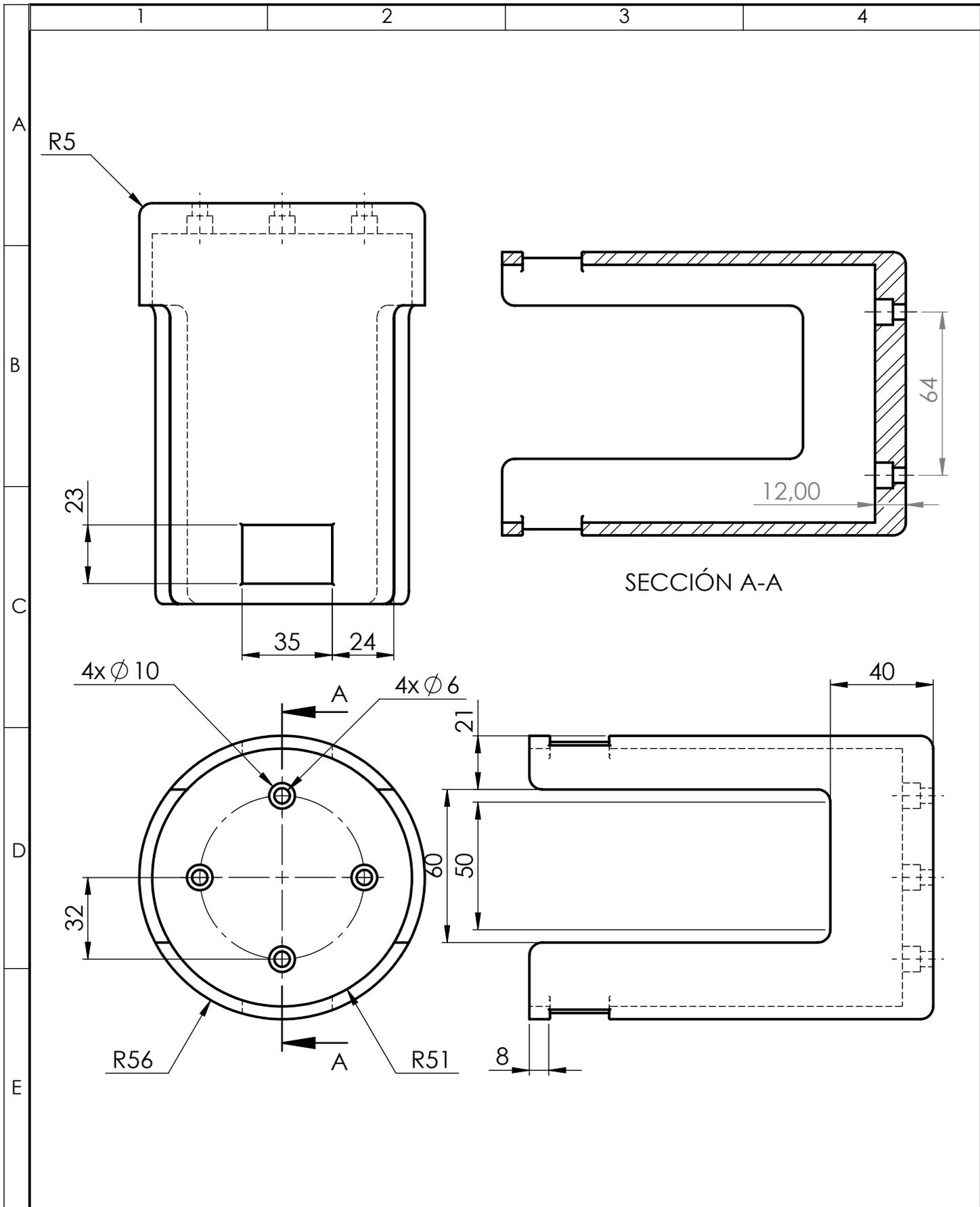
D

E

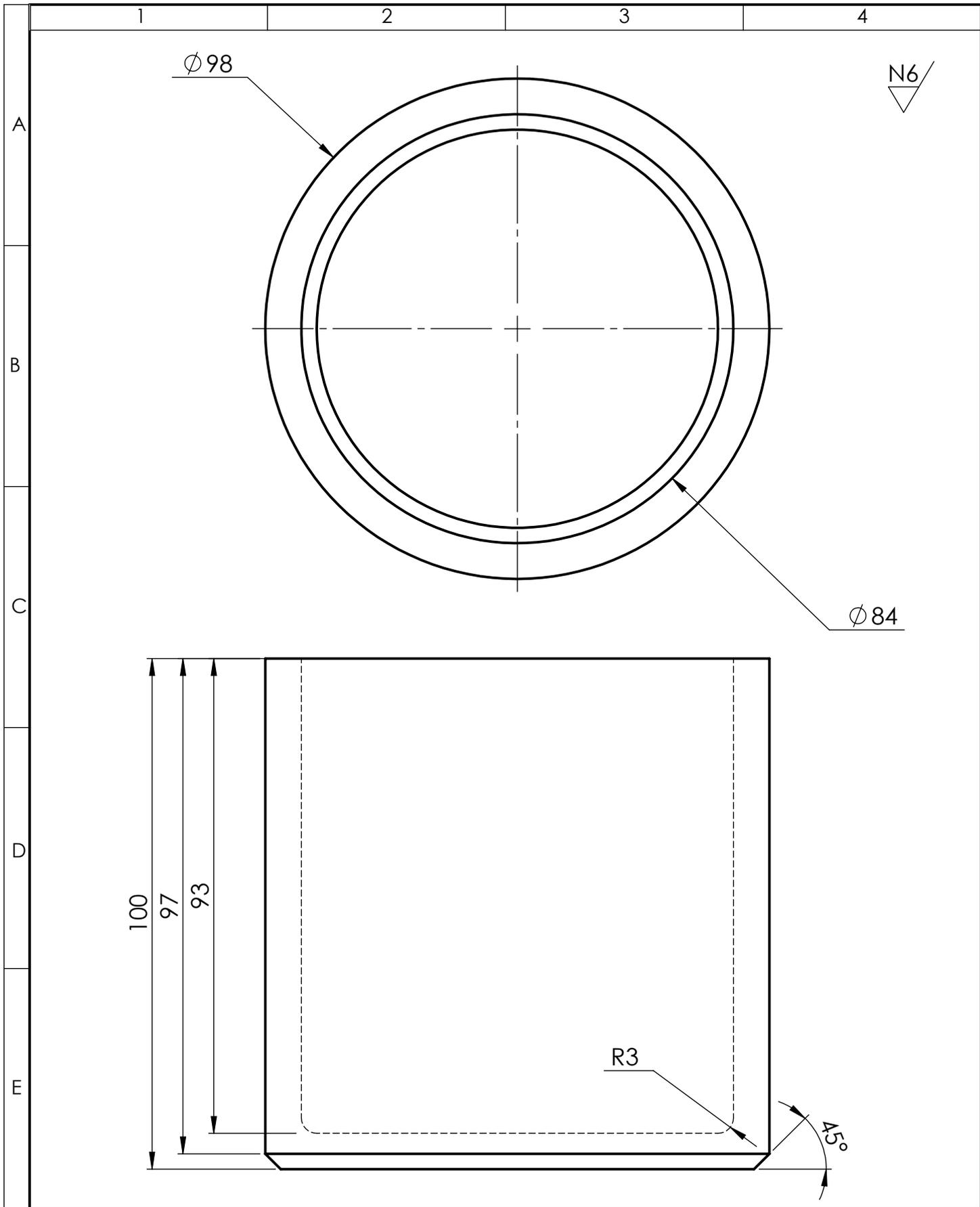
N6



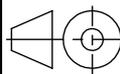
				TOLERANCIA: $\pm 1$	PESO: 785.13g	MATERIAL: <b>ALUMINIO</b>	
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO: <b>Polea central</b>	ESCALA: 1:2
				DIBUJÓ: 01/06/2019	G. Amores - C. Maldonado		
				REVISÓ: 11/07/2019	Ing. Gonzalo López		
				APROBÓ: 11/07/2019	Ing. Gonzalo López	N.º DE LAMINA HOJA 10 DE 23	REGISTRO: 
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE	<b>U.T.A.</b> INGENIERÍA MECÁNICA		SUSTITUCIÓN:	

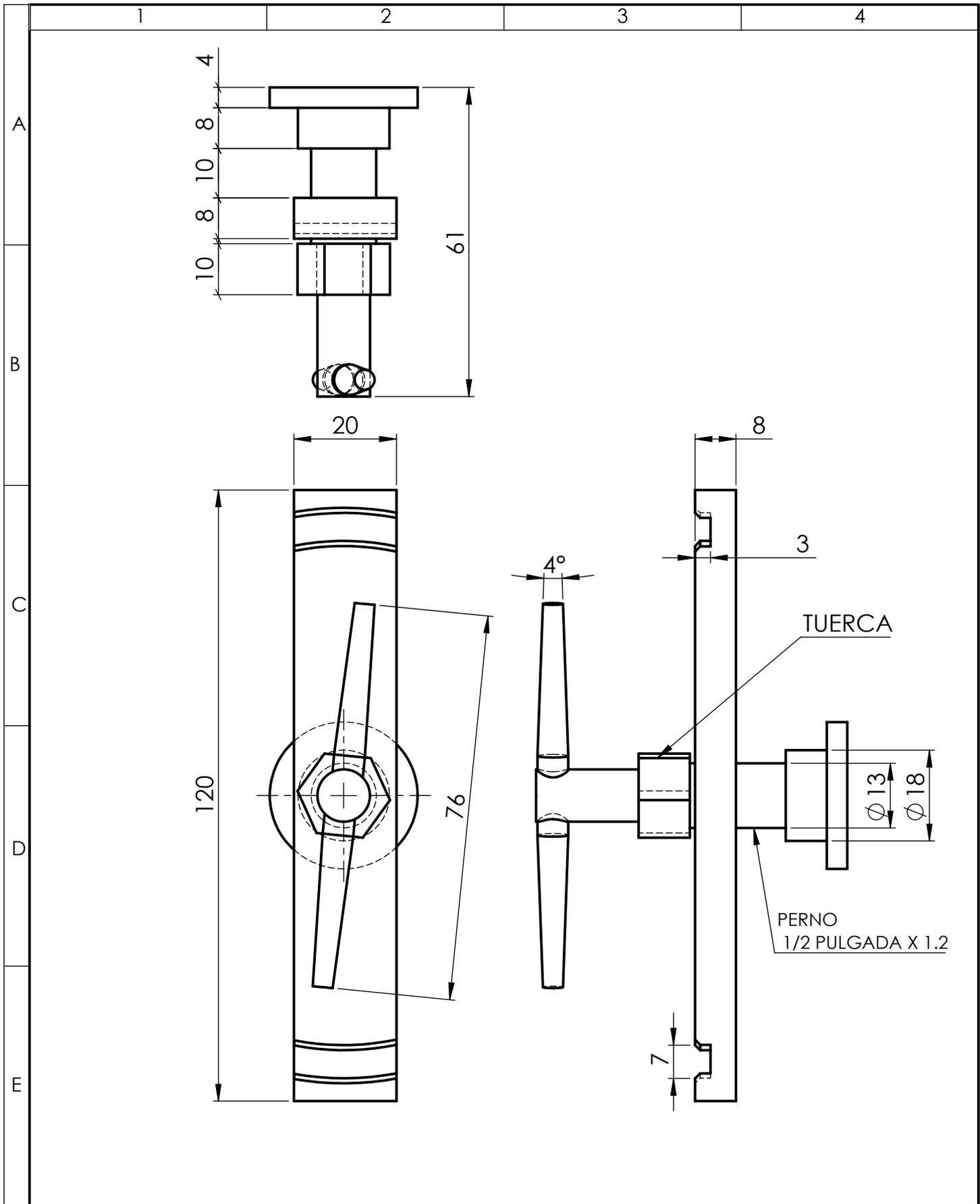


				TOLERANCIA: ±1	PESO: 2116.47 g	MATERIAL: ASTM A36	
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO: Portajarra	ESCALA: 1:2
				DIBUJÓ: 01/06/2019	G. Amores - C. Maldonado		
				REVISÓ: 11/07/2019	Ing. Gonzalo López		
				APROBÓ: 11/07/2019	Ing. Gonzalo López		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LAMINA HOJA 11 DE 23	REGISTRO:
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUCIÓN:	



				TOLERANCIA: ±1	PESO: 1856.84 g	MATERIAL: ACERO INOXIDABLE	
						TÍTULO: Recipiente	ESCALA: 1:1
				DIBUJÓ: 01/06/2019 G. Amores - C. Maldonado	NOMBRE		
				REVISÓ: 11/07/2019 Ing. Gonzalo López			
				APROBÓ: 11/07/2019 Ing. Gonzalo López			
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LAMINA HOJA 12 DE 23	REGISTRO:
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUCIÓN:	





				TOLERANCIA: $\pm 1$	PESO: 232.25 g	MATERIAL: ACERO	
						TÍTULO: Seguro	ESCALA: 1:1
				DIBUJÓ: 01/06/2019	G. Amores - C. Maldonado		
				REVISÓ: 11/07/2019	Ing. Gonzalo López		
				APROBÓ: 11/07/2019	Ing. Gonzalo López		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LAMINA HOJA 13 DE 23	REGISTRO:
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUCIÓN:	

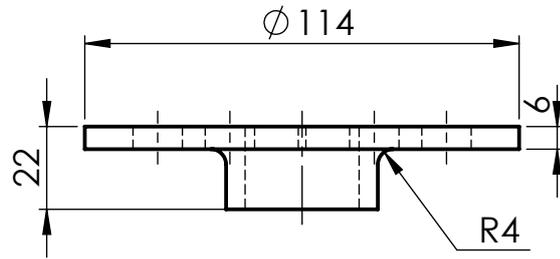
1

2

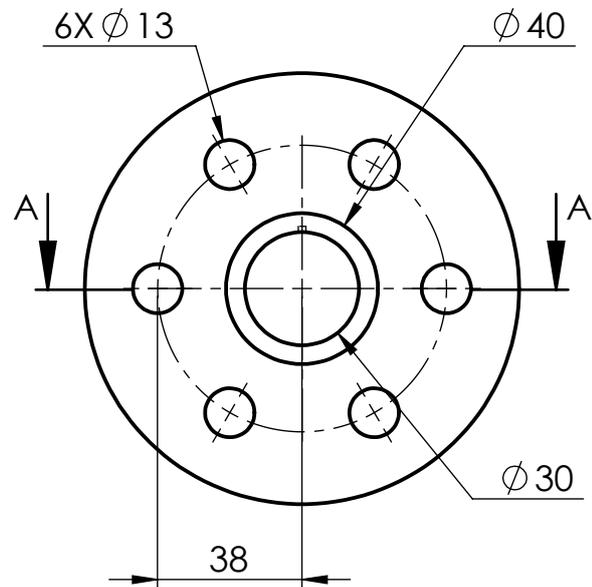
3

4

A

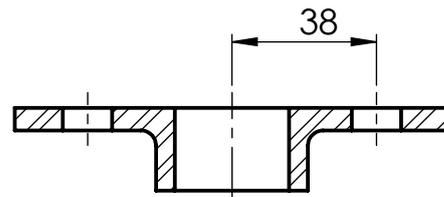


B



C

D



SECCIÓN A-A

E

				TOLERANCIA: $\pm 1$	PESO: 484.93 g	MATERIAL: AISI 4130	
						TÍTULO: Soporte del disco	ESCALA: 1:2
				DIBUJÓ: 01/06/2019	G. Amores - C. Maldonado		
				REVISÓ: 11/07/2019	Ing. Gonzalo López		
				APROBÓ: 11/07/2019	Ing. Gonzalo López		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LAMINA HOJA 14 DE 23	REGISTRO:
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUCIÓN:	



1

2

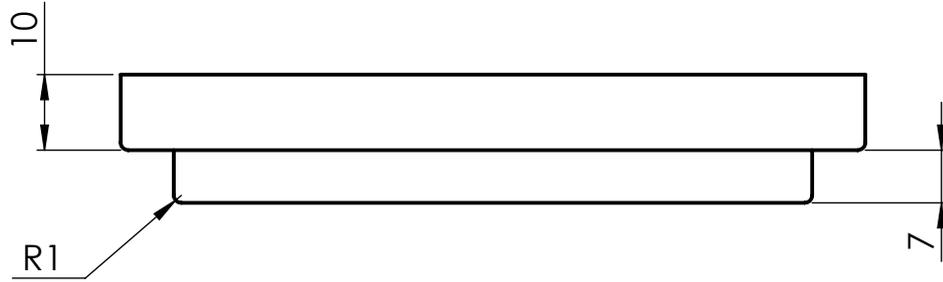
3

4

A

N7  
▽

B

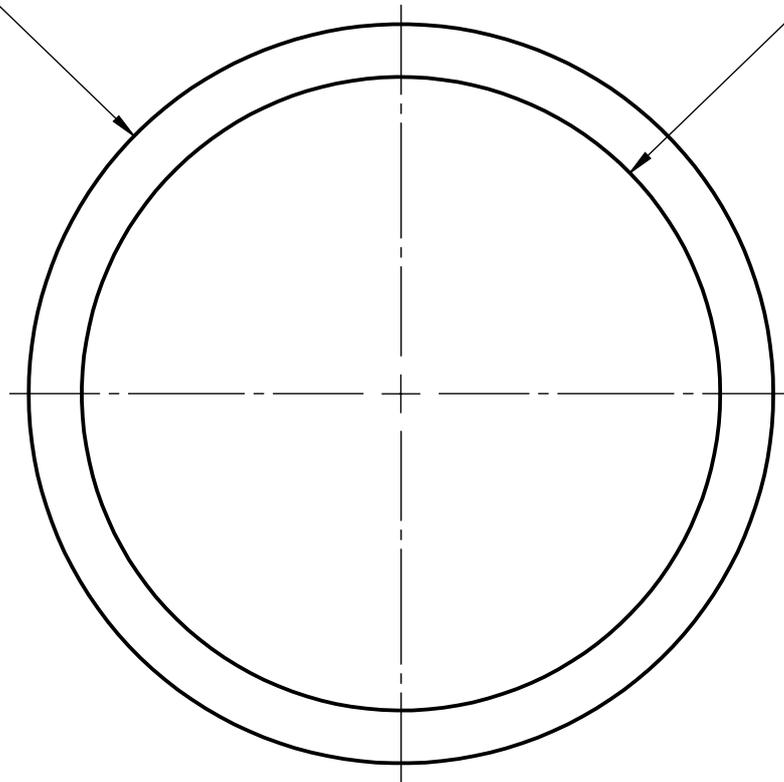


C

Ø 98

Ø 84

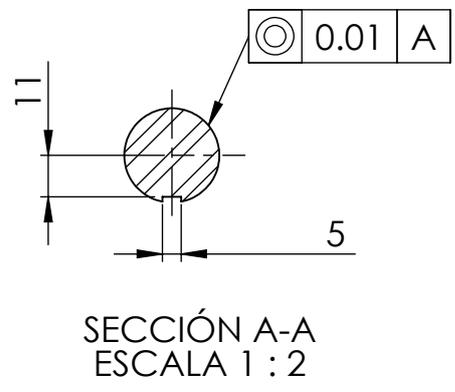
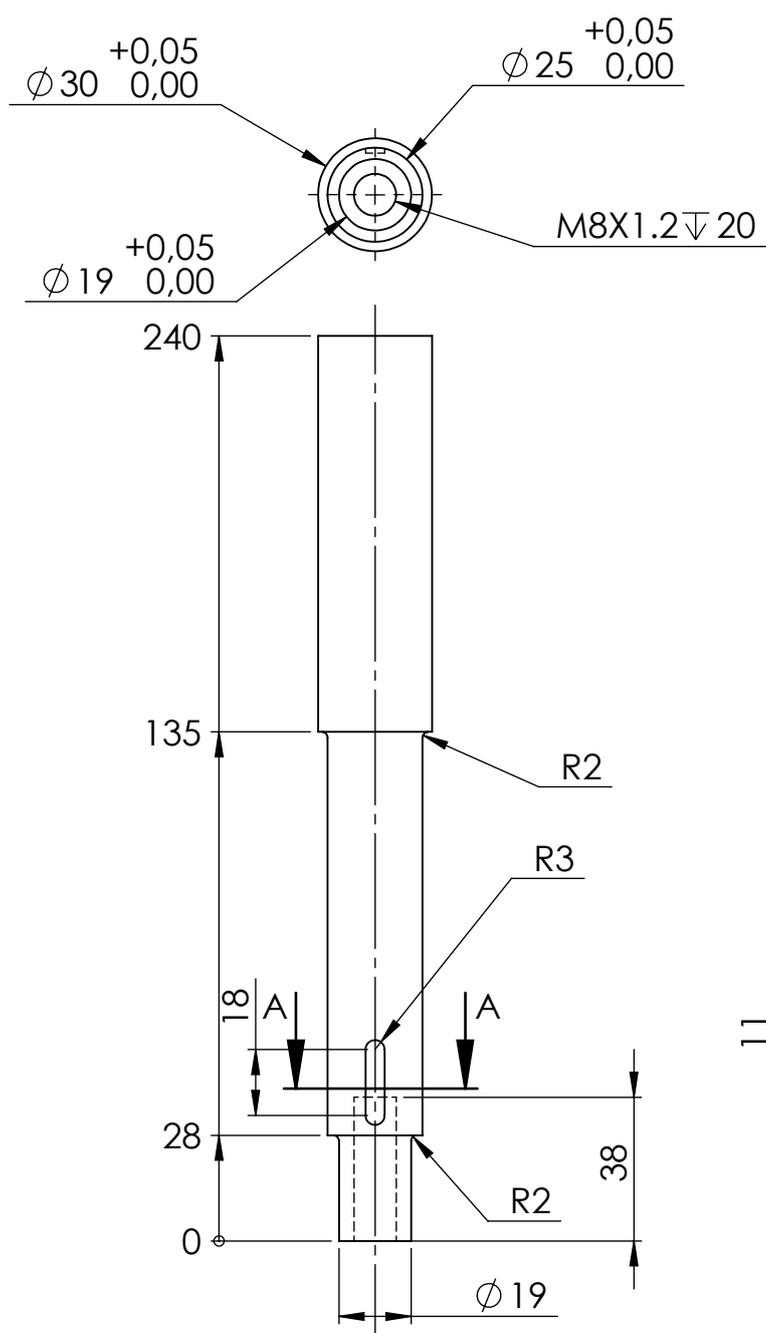
D



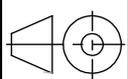
E

				TOLERANCIA: ±1	PESO: 912.80 g	MATERIAL: ACERO INOXIDABLE	
						TÍTULO: Tapa del recipiente	ESCALA: 1:1
				DIBUJÓ: 01/06/2019	G. Amores - C. Maldonado		
				REVISÓ: 11/07/2019	Ing. Gonzalo López		
				APROBÓ: 11/07/2019	Ing. Gonzalo López		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LAMINA HOJA 15 DE 23	REGISTRO: 
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUCIÓN:	

A  
B  
C  
D  
E



				TOLERANCIA: ±1	PESO: 1034.14 g	MATERIAL: ACERO 4140	
						TÍTULO: Eje principal	ESCALA: 1:2
				FECHA	NOMBRE		
				DIBUJÓ: 01/06/2019	G. Amores - C. Maldonado		
				REVISÓ: 3/8/2019	Ing. Gonzalo López		
				APROBÓ: 3/8/2019	Ing. Gonzalo López		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LÁMINA	REGISTRO:
						HOJA 16 DE 23	
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE	SUSTITUCIÓN:			



1

2

3

4

A

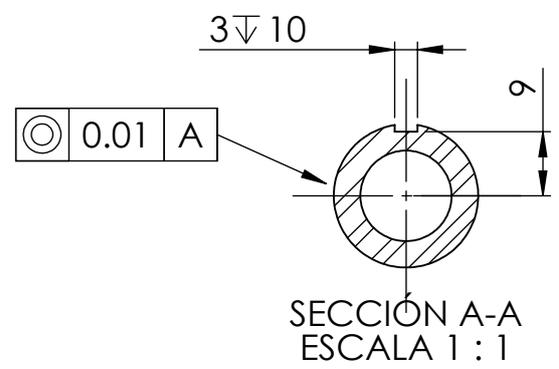
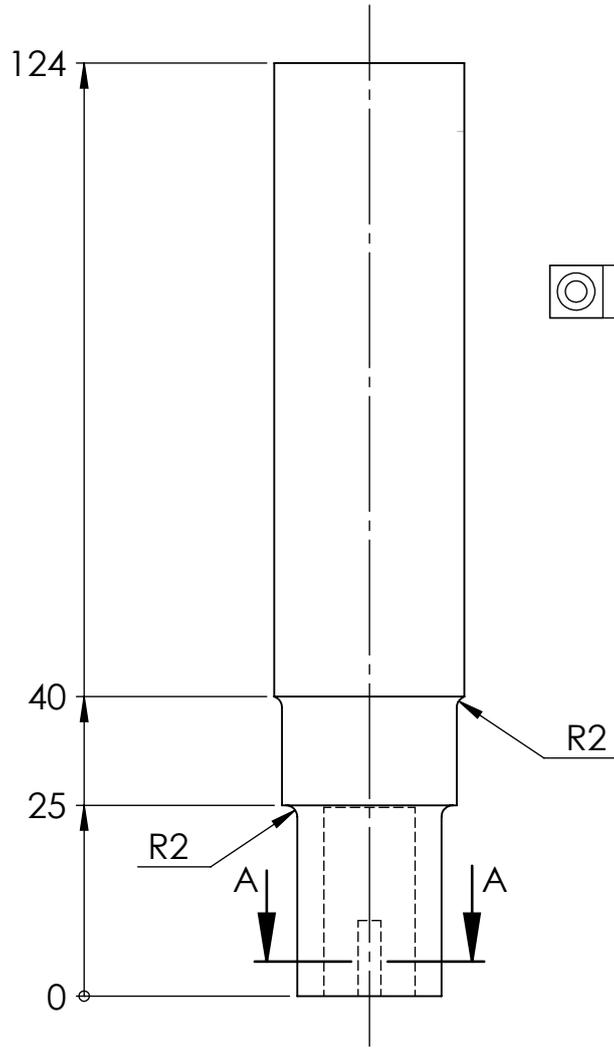
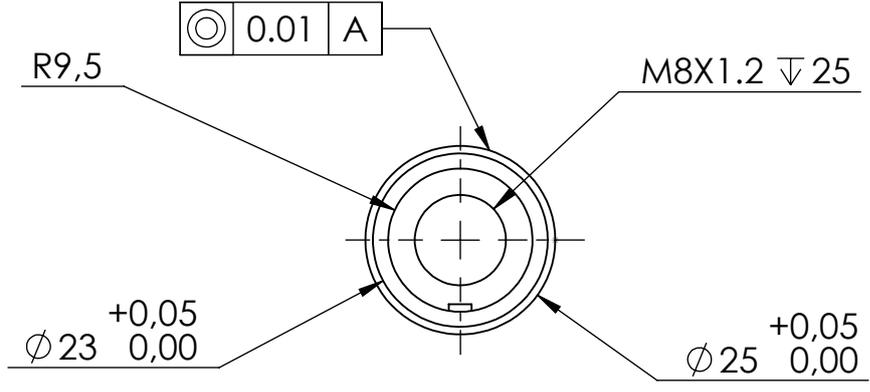
B

C

D

E

N6



				TOLERANCIA: ±1	PESO: 407.57 gr	MATERIAL: ACERO 4140	
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO: <b>Eje secundario</b>	ESCALA: 1:2
				DIBUJÓ: 01/06/2019	G. Amores - C. Maldonado		
				REVISÓ: 3/8/2019	Ing. Gonzalo López		
				APROBÓ: 3/8/2019	Ing. Gonzalo López	N.º DE LÁMINA HOJA 17 DE 23	REGISTRO: 
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE	U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		SUSTITUCIÓN :	

1

2

3

4

N6

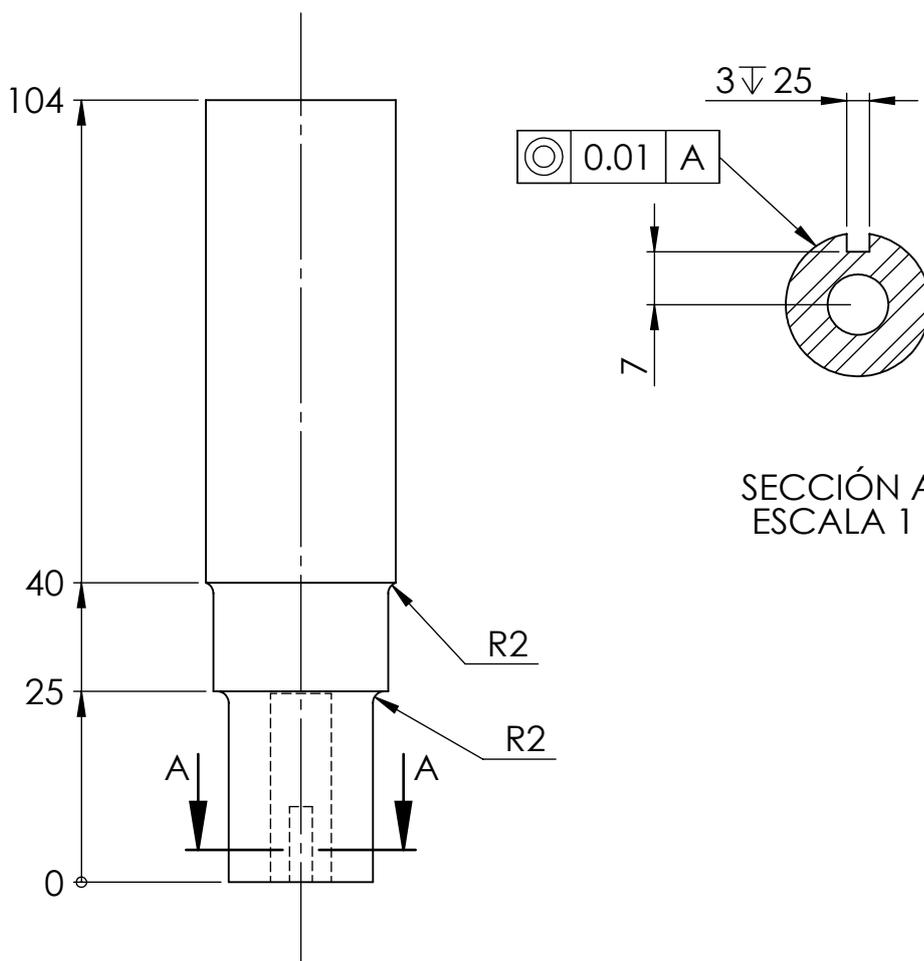
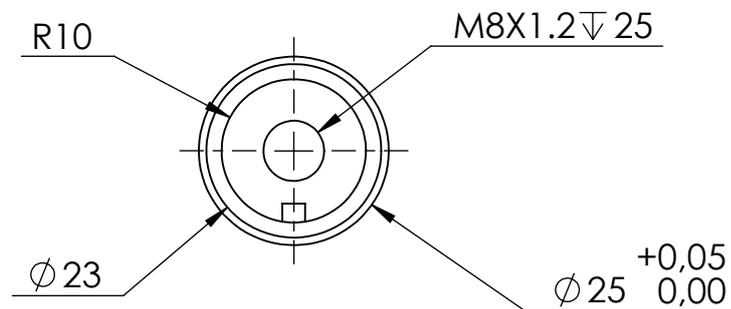
A

B

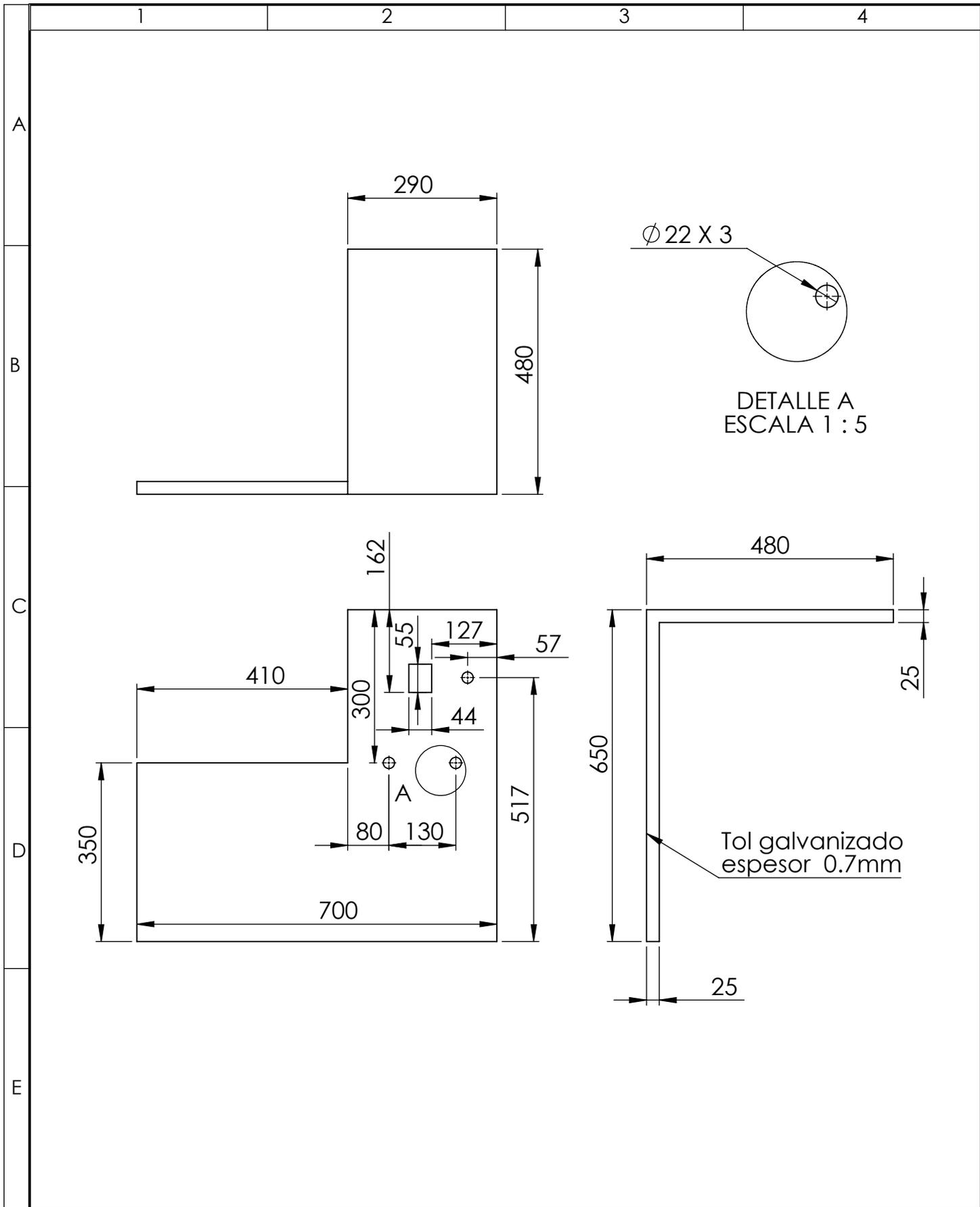
C

D

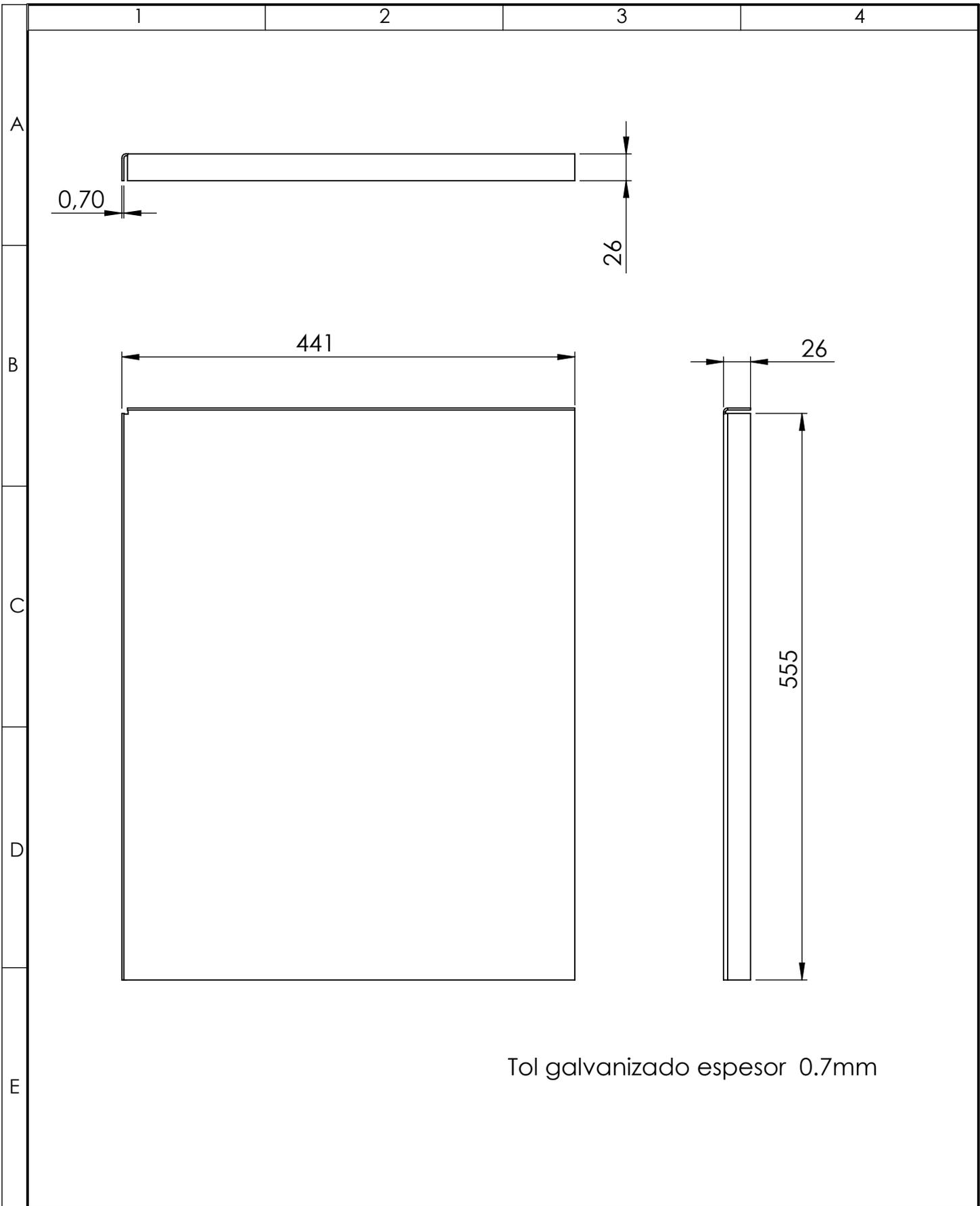
E

SECCIÓN A-A  
ESCALA 1:1

				TOLERANCIA: $\pm 1$	PESO: 342.07 g	MATERIAL: ACERO 4140	
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO:	ESCALA:
				DIBUJÓ: 01/06/2019	G. Amores - C. Maldonado	Eje tercero	1:1
				REVISÓ: 3/8/2019	Ing. Gonzalo López		
				APROBÓ: 3/8/2019	Ing. Gonzalo López		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LÁMINA	REGISTRO:
						HOJA 18 DE 23	
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE	SUSTITUCIÓN:			

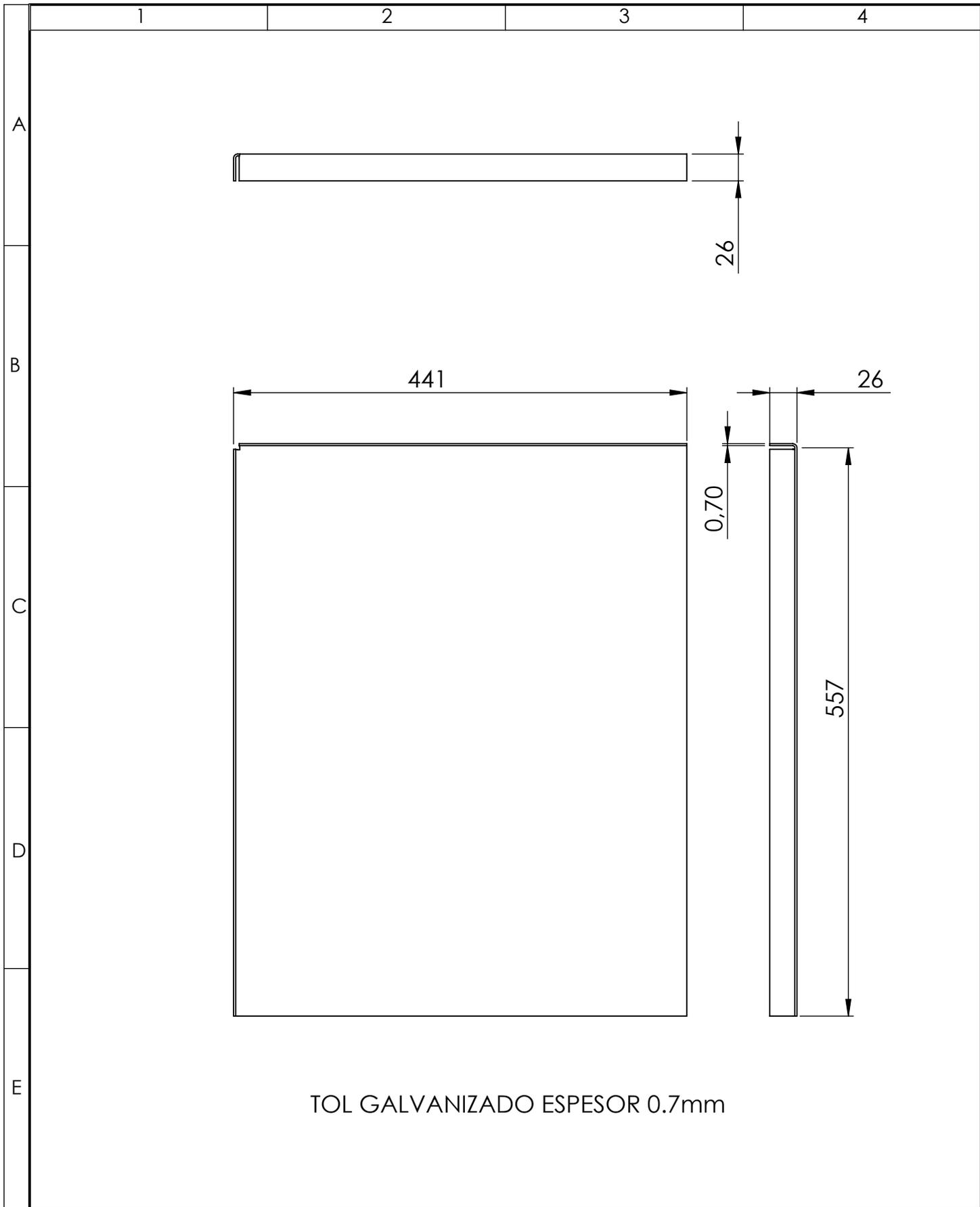


				TOLERANCIA: ±1	PESO: 4358.46 gr	MATERIAL: ACERO GALVANIZADO	
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO: <b>Cubierta frontal</b>	ESCALA: 1:10
				DIBUJÓ: 01/06/2019	G. Amores - C. Maldonado		
				REVISÓ: 26/7/2019	Ing. Gonzalo López		
				APROBÓ: 26/7/2019	Ing. Gonzalo López	N.º DE LÁMINA Hoja 19 DE 23	REGISTRO: 
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE	U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		SUSTITUCIÓN:	



Tol galvanizado espesor 0.7mm

				TOLERANCIA: ±1	PESO: 4245.92 g	MATERIAL: ACERO GALVANIZADO	
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO: <b>Cubierta tapa derecha</b>	ESCALA: 1:5
				DIBUJÓ: 01/06/2019	G. Amores - C. Maldonado		
				REVISÓ: 26/7/2019	Ing. Gonzalo López		
				APROBÓ: 26/7/2019	Ing. Gonzalo López	N.º DE LÁMINA HOJA 20 DE 23	REGISTRO: 
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE	<b>U.T.A.</b> INGENIERÍA MECÁNICA		SUSTITUCIÓN:	

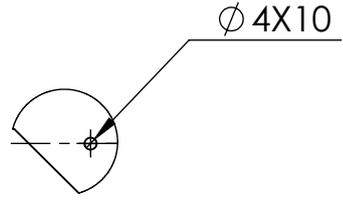


TOL GALVANIZADO ESPESOR 0.7mm

				TOLERANCIA: ±1	PESO: 4245.92g	MATERIAL: ACERO GALVANIZADO	
				FECHA	NOMBRE	TÍTULO: Cubierta frontal	ESCALA: 1:5
				DIBUJÓ: 01/06/2019	G. Amores - C. Maldonado		
				REVISÓ: 26/7/2019	Ing. Gonzalo López		
				APROBÓ: 26/7/2019	Ing. Gonzalo López	N.º DE LÁMINA: HOJA 21 DE 23	REGISTRO: 
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE	U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		SUSTITUCIÓN:	

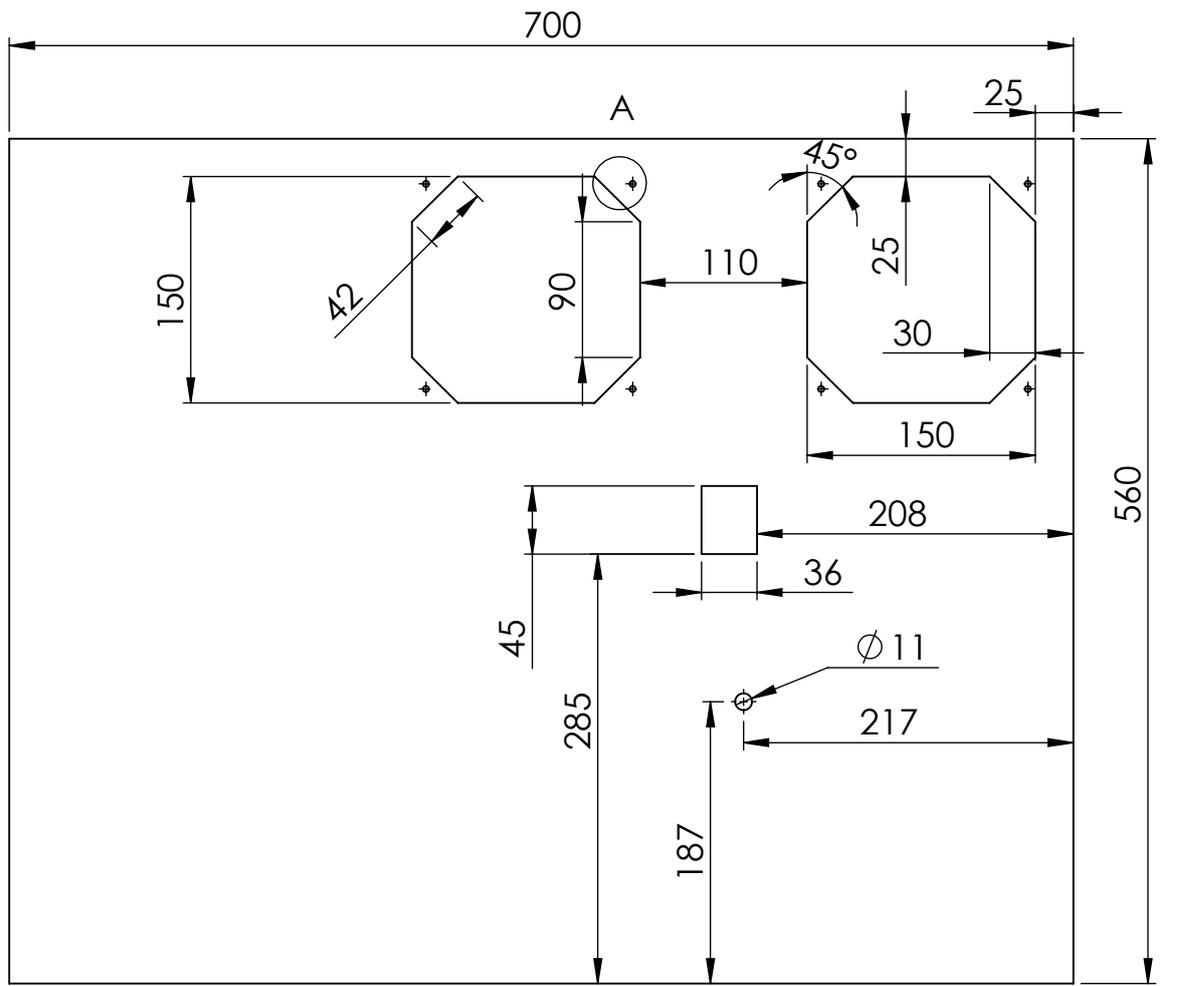
1 2 3 4

A  
B  
C  
D  
E



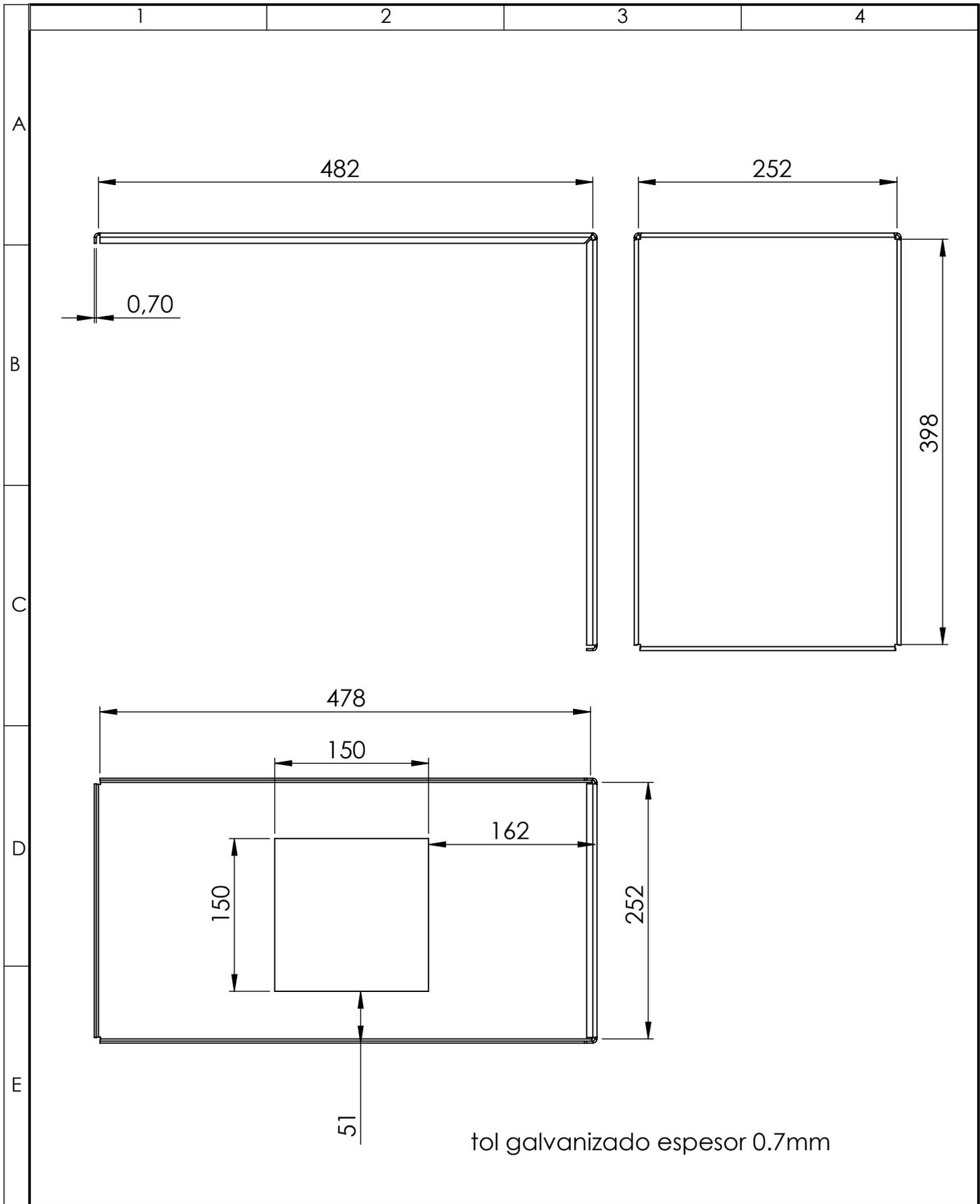
DETALLE A  
ESCALA 2 : 5

0,70



TOL GALVANIZADO ESPESOR 0.7mm

				TOLERANCIA: ±1	PESO: 1921.31 g	MATERIAL: ACERO GALVANIZADO	
						TÍTULO: Cubierta tapa posterior	ESCALA: 1:5
				FECHA DIBUJÓ: 01/06/2019	NOMBRE G. Amores - C. Maldonado		
				REVISÓ: 26/7/2019	Ing. Gonzalo López		
				APROBÓ: 26/7/2019	Ing. Gonzalo López		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LÁMINA: HOJA 22 DE 23	REGISTRO: 
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUCIÓN:	



				TOLERANCIA: ±1	PESO: 2011.25 g	MATERIAL: ACERO GALVANIZADO	
						TÍTULO: <b>Cubierta tapa superior</b>	ESCALA: 1:5
				DIBUJÓ: 01/06/2019	G. Amores - C. Maldonado		
				REVISÓ: 26/7/2019	Ing. Gonzalo López		
				APROBÓ: 26/7/2019	Ing. Gonzalo López		
				U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA		N.º DE LÁMINA: HOJA 23 DE 23	REGISTRO:
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE			SUSTITUCIÓN:	

