

**UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN**

**Facultad de Ingeniería**

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA MOLEDORA DE RESIDUOS  
RESINOSOS, PARA OBTENER GRANOS DE CAUCHO  
PARA APLICACIONES DE MANTENIMIENTO EN  
CANCHAS SINTÉTICAS**

**TESIS**

Presentada por:

**Bach. Santos Isaias Laura Quispe**

Para optar el Título Profesional de:

**INGENIERO MECÁNICO**

TACNA – PERÚ

2022

**UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN**


**Facultad de Ingeniería**

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA MOLEDORA DE RESIDUOS  
RESINOSOS, PARA OBTENER GRANOS DE CAUCHO PARA  
APLICACIONES DE MANTENIMIENTO EN CANCHAS  
SINTÉTICAS**

Tesis sustentada y aprobada el 09 de septiembre del 2022; estando el jurado calificador  
integrado por:

PRESIDENTE :

  
.....  
Dr. Jesús Plácido Medina Salas

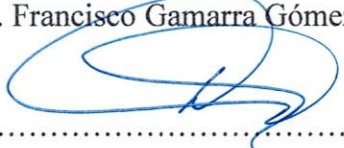
SECRETARIO :

  
.....  
Mgr. Reynaldo Clemente Telles Ríos

VOCAL :

  
.....  
Dr. Francisco Gamarra Gómez

ASESOR :

  
.....  
Dr. Avelino Godofredo Pari Pinto

## **Dedicatoria**

A mi madre, Luciana, por su invaluable apoyo y sacrificio durante mi educación y formación profesional.

Y, a mis hermanas Benita y Ruth porque de ellas seré el ejemplo.

## **Agradecimientos**

Doy gracias a Dios por mantenerme a salvo en mis viajes y por darme la fortaleza para enfrentar los desafíos de mi vida.

A mi madre, que me ha enseñado a nunca rendirme ni ceder ante nada y a persistir siempre con su ejemplo de madre excepcional.

A mis amigos Augusto y Wilson, por haber logrado este gran objetivo con mucha perseverancia y haberme demostrado que podemos ser grandes amigos.

Al Dr. Avelino Pari Pinto, quién supervisó la realización de mi tesis, por su invaluable dirección y consejo.

A Roxana mi gran amor, por el cariño y apoyo incondicional, por sus consejos y palabras de aliento para seguir adelante durante toda esta faceta de mi vida, porque me inspira para ser mejor y por estar siempre conmigo.

**Santos Laura Q.**

## Contenido

Dedicatoria	iii
Agradecimientos	iv
Contenido	v
Índice de tablas	xi
Índice de figuras	xiii
Resumen	xvi
Abstract	xviii
Introducción	1
Capítulo I	3
Planteamiento del problema	3
1.1. Descripción del problema	3
1.1.1. Antecedentes del problema	3
1.1.2. Problemática de investigación	5
1.2. Formulación del problema	8
1.2.1. Problema principal	8

1.2.2. Problemas secundarios	8
1.3. Justificación e importancia	9
1.3.1. Desde un punto de vista ambiental	9
1.3.2. Desde un punto de vista social	9
1.3.3. Desde un punto de vista económico	10
1.4. Alcances y limitaciones	10
1.4.1. Alcances	10
1.4.2. Limitaciones	11
1.5. Objetivo	11
1.5.1. Objetivo general	11
1.5.2. Objetivos específicos	11
Capítulo II	13
Marco teórico	13
2.1. Antecedentes del estudio	13
2.1.1. Antecedente 1	13
2.1.2. Antecedente 2	16
2.2. Bases teóricas	18

2.2.1. Teoría de polímeros elastómeros (caucho)	18
2.2.2. Teoría de molinos	19
2.2.3. Teoría del esfuerzo cortante máximo para materiales dúctiles	31
2.2.4. Teoría de corte	33
2.3. Definición de términos	35
2.3.1. Moledora	35
2.3.2. Aceros D2	35
2.3.3. Granulometría	36
2.3.4. Mantenimiento	36
2.3.5. Neumático fuera de uso (NFU)	36
2.3.6. Césped sintético	37
2.3.7. Residuos	37
2.3.8. Resinas	37
2.4. Operacionalización de variables	38
Capítulo III	39
Marco metodológico	39
3.1. Método de investigación	39

3.2. Tipo de investigación	39
3.3. Nivel de investigación	39
3.4. Diseño de investigación	40
3.5. Población y muestra	40
3.6. Técnicas e instrumentos de recolección de datos	40
3.7. Procedimientos de recolección de datos	40
4.1. Lista de requerimientos	39
4.2. Elaboración de conceptos	45
4.2.1. Caja negra	45
4.2.2. Estructura de funciones	46
4.2.3. Matriz morfológica	49
4.2.4. Conceptos de solución	50
4.2.5. Determinación del concepto de solución	51
4.2.6. Proyecto definitivo	57
4.3. Cálculos generales	58
4.3.1. Cálculo de potencia de máquina moledora	59
4.3.2. Cálculo y selección de bandas y correas	72
4.3.3. Diseño del eje de trituración	83

4.3.4. Selección de rodamientos	109
4.3.5. Cálculo de tornillo para la cuchilla de corte	112
4.3.6. Diseño del porta-cuchillas	123
4.3.7. Diseño de la cuchilla de corte	127
4.3.8. Diseño de tolva	131
4.3.9. Diseño de módulo de almacenaje	132
4.3.10. Diseño de la estructura de la máquina moledora	133
4.3.11. Diseño tapa soporte de chumacera	147
4.4. Manual de operación y mantenimiento	154
4.5. Discusión de resultados	170
Capítulo V	173
Análisis financiero	173
5.1. Análisis de costos directos	174
5.1.1. Costos de materiales mecánicos y eléctricos	174
5.1.2. Costos de maquinado	176
5.1.3. Costos de montaje	178
5.2. Análisis de costos indirectos	178

5.2.1. Costos materiales	179
5.2.2. Gastos imprevistos	179
5.3. Inversión	180
5.4. Determinación de la depreciación anual	180
5.4.1. Cálculo de la depreciación	181
5.5. Análisis de la inversión de la máquina moledora	182
5.5.1. Flujo de Caja	183
5.5.2. Determinación del costo de funcionamiento y mantenimiento	183
5.5.3. Análisis de VAN, TIR y PRI	186
Conclusiones	189
Recomendaciones	191
Referencias bibliógrafas	192

## Índice de tablas

<b>Tabla 1</b>	Máquinas trituradoras de llantas	17
<b>Tabla 2</b>	Operacionalización de variables	38
<b>Tabla 3</b>	Lista de requerimientos	43
<b>Tabla 4</b>	Matriz morfológica	49
<b>Tabla 5</b>	Evaluación de conceptos de solución	52
<b>Tabla 6</b>	Evaluación técnica de proyecto preliminar	54
<b>Tabla 7</b>	Evaluación económica de proyecto preliminar	55
<b>Tabla 8</b>	Selección de transmisión	75
<b>Tabla 9</b>	Cálculo de fuerzas inducidas por la banda sobre la polea	80
<b>Tabla 10</b>	Resultados del análisis estático del eje	109
<b>Tabla 11</b>	Resultados del análisis estático del porta-cuchilla	126
<b>Tabla 12</b>	Resultados de análisis de cuchilla de corte	131
<b>Tabla 13</b>	Cargas en la viga 6'	136
<b>Tabla 14</b>	Análisis estático de la estructura	140
<b>Tabla 15</b>	Análisis de tapa de chumacera	153
<b>Tabla 16</b>	Inspección por frecuencia de mantenimiento preventivo.	159
<b>Tabla 17</b>	Análisis de resultados obtenidos	171
<b>Tabla 18</b>	Costo de elementos y materiales del sistema mecánico	174

<b>Tabla 19</b>	Costo de elementos y materiales del sistema eléctrico	175
<b>Tabla 20</b>	Costos directos de maquinado	177
<b>Tabla 21</b>	Costos directos por montaje	178
<b>Tabla 22</b>	Costo de materiales indirectos	179
<b>Tabla 23</b>	Inversión de la máquina	180
<b>Tabla 24</b>	Criterio para el análisis financiero	183
<b>Tabla 25</b>	Flujo de caja	185

## Índice de figuras

<b>Figura 1</b>	Bosquejo completo de una planta de caucho	14
<b>Figura 2</b>	Esquematación de los elastómeros	19
<b>Figura 3</b>	Clasificación del proceso de reducción de tamaños	20
<b>Figura 4</b>	Clases de molinos	21
<b>Figura 5</b>	Molino de cuatro ejes	24
<b>Figura 6</b>	Molino de dos ejes	26
<b>Figura 7</b>	Fase de trabajo de trituración	28
<b>Figura 8</b>	Molino de cuchillas	30
<b>Figura 9</b>	Esfuerzo cortante máximo	32
<b>Figura 10</b>	Corte por cizallamiento tipo tijera	34
<b>Figura 11</b>	Caja negra	45
<b>Figura 12</b>	Estructura de funciones	48
<b>Figura 13</b>	Diagrama de evaluación según norma VDI 2222	56
<b>Figura 14</b>	Proyecto definitivo	57
<b>Figura 15</b>	Elemento de corte	63
<b>Figura 16</b>	Fuerzas actuantes y centro de masa	64
<b>Figura 17</b>	Tensiones en bandas en V	78
<b>Figura 18</b>	Vista isométrica del eje de trituración	83

<b>Figura 19</b>	Diagrama de cuerpo libre del eje de trituración	84
<b>Figura 20</b>	Diagrama de cuerpo libre de la polea	85
<b>Figura 21</b>	Diagrama de cuerpo libre de fuerzas	86
<b>Figura 22</b>	Diagrama fuerza cortante y momento flector	88
<b>Figura 23</b>	Eje principal sometido a fuerzas	108
<b>Figura 24</b>	Cargas que actúan sobre la cuchilla	112
<b>Figura 25</b>	Cargas sobre la cuchilla y el tornillo	117
<b>Figura 26</b>	Diagrama de cuerpo libre del porta cuchilla	123
<b>Figura 27</b>	Esfuerzos de Von Mises sobre el porta-cuchilla	125
<b>Figura 28</b>	Diagrama de cuerpo libre de la cuchilla de corte	127
<b>Figura 29</b>	Análisis estático - tensiones en la cuchilla	130
<b>Figura 30</b>	Tolva de alimentación	132
<b>Figura 31</b>	Módulo de almacenaje	133
<b>Figura 32</b>	Alternativas de formas estructurales	134
<b>Figura 33</b>	Fuerzas aplicadas a la estructura	135
<b>Figura 34</b>	Numeración con mayor esfuerzo en la estructura	136
<b>Figura 35</b>	Análisis estático de la estructura	140
<b>Figura 36</b>	Cargas sobre el cordón de soldadura	141
<b>Figura 37</b>	Esfuerzos primarios y secundarios para mantener equilibrio	142

<b>Figura 38</b>	Diagrama de cuerpo libre de tapa de chumacera	148
<b>Figura 39</b>	Análisis estático de tapa de chumacera	153
<b>Figura 40</b>	Etiqueta de no operar	167
<b>Figura 41</b>	Implementos de seguridad	169

## **Resumen**

El presente proyecto contempla el diseño de una máquina moledora para la obtención de grano de caucho a partir de los residuos resinosos, dicha idea nace debido a la contaminación que actualmente sufre la ciudad de Tacna por distintas causas, entre ellas los residuos sólidos, polímero elastómero o (caucho), que son provocados por el desecho de llantas neumáticas y fajas transportadoras de minería, estos a su vez son reciclados por talleres dedicados a transformar el caucho en productos terminados básicos para la ciudad, quedando de todo ello retazos (residuos resinosos), los cuales son usados como combustible por los criadores de porcinos provocando una gran contaminación al medio ambiente.

En el capítulo I, se describe el planteamiento del problema, con la justificación, alcances y limitaciones y objetivos.

En el capítulo II se construye un marco teórico adecuado, donde se ofrecen los fundamentos necesarios para desarrollar la técnica del diseño de investigación. También se examina el contexto del estudio, los fundamentos teóricos y la definición de la terminología.

La metodología para este proyecto, el tipo de estudio, el grado de investigación, el diseño de investigación, la población y muestra, los métodos y herramientas de recolección de datos y el proceso de recolección de datos se proporcionan en el capítulo III.

La técnica alemana, que se basa en las sugerencias de la Asociación Alemana de Ingenieros (VDI), se utiliza en el capítulo IV, titulado "Diseño de los elementos de la máquina". Las reglas que dan estructura y coherencia al plan metódico de diseño se tomaron de la norma VDI 2222, con el título Metodología de Diseño de Ingeniería, y luego se realizaron cálculos generales.

Los gastos generales directos e indirectos de la máquina, la evaluación financiera del proyecto, la depreciación anual, el valor de salvamento, el beneficio anual y el análisis de las variables financieras VAN y TIR se trataron en el capítulo V, Discusión de resultados. Por último, los planos relativos al diseño se muestran en el apartado de anexos.

**Palabras claves:**

Residuos resinosos, caucho, máquina moladora y granulometría.

## **Abstract**

This project contemplates the design of a grinding machine to obtain rubber grain from resinous waste, this idea was born due to the contamination that the city of Tacna currently suffers from different causes, including solid waste, Elastomer polymer or (rubber), which are caused by the disposal of pneumatic tires and mining conveyor belts, these in turn are recycled by workshops dedicated to transforming rubber into basic finished products for the city, leaving all of this scraps (resinous waste) , which are used as fuel by pig farmers causing great pollution to the environment.

In chapter I, the problem statement is described, with the justification, scope and limitations and objectives.

In chapter II an adequate theoretical framework is built, where the necessary foundations are offered to develop the technique of research design. The context of the study, the theoretical foundations and the definition of terminology are also examined.

The methodology for this project, the type of study, the degree of research, the research design, the population and sample, the data collection methods and tools, and the data collection process are provided in Chapter III.

In chapter IV, "financial analysis", the total direct and indirect costs of the machine, the financial evaluation of the project, annual depreciation, the salvage value, the annual benefit, analysis of the financial variables VAN and IRR, as well as as the balance point; finally, the plans corresponding to the design are shown in the annexes section.

**Keywords:**

Resinous residues, rubber, grinding machine and granulometry.

## **Introducción**

Los neumáticos usados que se han desechado son una grave amenaza para el medio ambiente. Dado que no siempre se reciclan y se utilizan con frecuencia como combustible, contribuyen a la generación de más de treinta y cuatro compuestos químicos nocivos para la salud humana. Su sustancia (caucho) y su fabricación en masa los convierten en una importante preocupación medioambiental en todo el mundo.

Al reutilizar el caucho obtenido de los neumáticos fuera de uso y las fajas transportadoras que desechan la minería se emplea en varias áreas de la industria como son: automotriz (pisos y gomas de soportes), ganadera (comederos), calzado (ojotas, planta de calzado) y aplicaciones convenientes que le puedan encontrar ya que hay una infinidad. Este material al ser maquinado no se logra ocupar el 100 % por lo mismo del diseño y forma que quieran darle, quedando de todo ello pequeños retazos a los que llamaremos (residuos resinosos) con los cuales trabajaremos.

Esta tesis “Diseño de una máquina moledora de residuos resinosos, para obtener granos de caucho para aplicaciones de mantenimiento en canchas sintéticas”, fue creada para abordar este tema. Tiene como objetivo

implementar una máquina moledora de caucho que reutilizará los pequeños trozos de caucho y los enviará a través de un proceso de molienda. El resultado final es un gránulo de caucho con una granulometría de aproximadamente (0,5-2) mm, y se utiliza para mantener los campos deportivos de césped sintético en la ciudad.

## **Capítulo I**

### **Planteamiento del problema**

#### **1.1. Descripción del problema**

##### **1.1.1. Antecedentes del problema**

La gestión de los residuos sólidos se está convirtiendo en un problema importante a escala mundial. Los neumáticos en desuso, también conocidos como neumáticos al final de su vida útil (NFU, por sus siglas en inglés), son un tipo de residuo que actualmente causa dificultades en el procesamiento y problemas ambientales durante la eliminación. Desde este punto de vista, el problema principal gira en torno a lo difícil que es deshacerse de ellos después de que han cumplido su propósito (Swaneck, 2011, como se citó en Magallanes y Guillén, 2014, p. 4).

Actualmente, las llantas viejas se desechan en vertederos de basura, apiladas al aire libre, debajo de escombros de minería o recauchutadas. Estos neumáticos abandonados también proporcionan un refugio para una variedad de plagas, roedores e insectos, muchos de los cuales, son portadores de enfermedades, amenazando con la salud de las personas y su entorno.

Además, este tipo de material crea problemas de contaminación visual y usurpan el espacio vital de la naturaleza (Swaneck, 2011, como se citó en Magallanes y Guillén, 2014, p. 4).

En este sentido, la disposición final de las llantas usadas se ha convertido en un problema tecnológico, financiero, ambiental y de salud pública para muchas naciones. Con frecuencia, se desechan en instalaciones de recolección o rellenos sanitarios, sin embargo, debido a su dificultad para compactarse, son costosos de desechar, ocupan mucho espacio y presentan un peligro de incendio cuando se almacenan. Cabe recordar que su uso como combustible en hornos con una tecnología de control insuficiente genera importantes problemas de emisiones nocivas a la atmósfera (Cantanhede y Monge, 2002, como se citó en Magallanes y Guillén, 2014, p. 4).

El peligro de incendio, que es uno de los principales posibles riesgos que representa la acumulación de neumáticos, también supone un problema de salud pública, ya que libera importantes volúmenes de gases y humos con una alta concentración de compuestos nocivos como consecuencia de procesos de combustión ineficientes. Los lugares de almacenamiento de llantas en desuso se construirán en áreas de alto riesgo, según la Asociación Nacional

de Prevención de Incendios (NFPA) de los Estados Unidos (Comisión de Cooperación Ecológica Fronteriza [CCEF], 2008, como se citó en Magallanes y Guillén, 2014, p. 5)

Las cualidades de combustible de esta sustancia hacen que sea difícil apagar este tipo de llamas. Por otro lado, si se desarrolla un incendio a gran escala, la Agencia de Protección Ambiental (EPA) de los Estados Unidos ha descubierto aproximadamente 50 sustancias que han sido clasificadas como cancerígenas (CCEF, 2008, como se citó en Magallanes y Guillén, 2014, pp. 5-6).

### **1.1.2. Problemática de investigación**

En la actualidad, el tratamiento del caucho reciclado no está debidamente difundido por falta de información. Normalmente, son reciclados los neumáticos y restos de fajas transportadoras ya sea del parque automotor o de las mismas empresas mineras. A su vez, no se promueven iniciativas con respecto al reciclaje y/o reutilización del caucho reciclado.

Según Llanos, et al. (2016) afirma que “en el Perú existen dos empresas dedicadas a este negocio las cuales son: IPERMAQ (empresa española) y

Caucho Perú, la cual, no se encuentra debidamente registrada en SUNAT” (p. 23), por ello, este mercado no está siendo explotado. Debido a esto, es un nicho deseable para inversionistas y/o emprendedores que buscan ingresar a la industria. De esta forma, el caucho reciclado podrá ser utilizado como materia prima para satisfacer la necesidad de una variedad de bienes que se pueden producir en nuestra nación. A partir de ello, se tomó nuevas iniciativas en el reciclaje de los mismos, tomados como materia prima para la realización de transformarlos en productos terminados.

Durante los últimos años, se ha tomado muy en serio el tema del reciclaje en el país, y uno de ellos es el caucho, en donde se abrió nuevos mercados dedicados a transformar esta materia prima para obtener productos terminados muy importantes para la industria, en diferentes campos como son: gomas, retenes; pisaderas para interiores de vehículos, pisos para tolvas de camiones y camionetas; plantas para tacos de zapatillas y zapatos; ojotas y comederos de animales, etc.

Ya se ha mencionado que, durante el procesamiento de este caucho reciclado se liberan pedazos de residuos resinosos en diversos escenarios, además de que muchos de estos luego de ser utilizados son almacenados (en

depósitos y/o botaderos) o quemados al aire libre, lo que resulta en la liberación de gases cancerígenos. En cualquiera de estos dos escenarios, tiene efectos perjudiciales para el medio ambiente y la salud pública.

En los últimos años, se está promoviendo mucho la industria del deporte y con ello, la implementación de canchas de césped sintético a nivel institucional, a nivel estatal y a nivel privado y que en estos momentos es un tema actual. Esto hace que, exista una gran demanda de ello. Paralelo a dicha actividad se da el respectivo mantenimiento de este tipo de canchas, que consiste en la aplicación de granos de caucho, que bien podrían obtenerse de los residuos resinosos previo tratamiento, materia de la presente investigación. Por ello, nos preguntamos: ¿Será posible diseñar una máquina que nos permita tratar los residuos resinosos a través de un proceso de molienda para obtener granos de caucho y que a su vez estos sirvan para el debido mantenimiento de las canchas de césped sintético?

## **1.2. Formulación del problema**

### **1.2.1. Problema principal**

¿Cómo diseñar una máquina moledora de residuos resinosos a través de un proceso de molienda para obtener granos de caucho y que a su vez estos sirvan para el debido mantenimiento de las canchas de césped sintético?

### **1.2.2. Problemas secundarios**

- ¿Cuál es el estado de la tecnología de las maquinarias molidoras de residuos resinosos para obtener granos de caucho?
- ¿Cómo establecer una lista de exigencias para el diseño de una máquina moledora de residuos resinosos para obtener granos de caucho?
- ¿Cómo establecer una matriz morfológica para una máquina moledora de residuos resinosos?
- ¿Cómo elaborar conceptos de solución para una máquina moledora de residuos resinosos y elegir el concepto óptimo?
- ¿Cómo realizar cálculos de los componentes internos de la máquina y dimensionar los mismos?
- ¿Cómo elaborar planos de diseño de la máquina moledora de residuos resinosos?

### **1.3. Justificación e importancia**

Específicamente en esta sección se justificará desde diferentes puntos de vista como es ambiental, social y económico.

#### **1.3.1. Desde un punto de vista ambiental**

La investigación se realiza a partir de la aglomeración y acumulación de restos de caucho que se desprende de la transformación del caucho reciclado. Partiendo de ello, es que se propone reutilizar estos restos a los cuáles denominaremos (residuos resinosos) porque no son biodegradables fácilmente.

Con ello, se busca resolver un problema ambiental latente; lo que nos conllevaría a transformar un residuo contaminante en una materia prima útil, este entrará a un proceso de molienda en la máquina a diseñar para poder obtener granos de caucho y poder realizar el mantenimiento de las canchas de césped sintético.

#### **1.3.2. Desde un punto de vista social**

En la actualidad, no le dan la debida importancia al mantenimiento de los campos deportivos de la ciudad, ocasionando problemas a los que hacen

uso del mismo, en el control del balón y también están propensos a sufrir lesiones; con este proyecto, se pretende abastecer el mercado con materia prima para poder tratar el césped sintético de manera óptima y con ello la vida útil de los campos deportivos se alargaría, beneficiando así a los amantes del deporte donde podrán hacer uso de ellas sin inconvenientes.

### **1.3.3. Desde un punto de vista económico**

Definida la importancia del diseño, permitirá tener el producto granulado a los propietarios de los campos deportivos a disposición y ahorrarán tiempo trayendo el producto de otras ciudades, todo esto traduciéndose en mayores ingresos económicos para ellos mismos ya que les resultará más económico el costo de mantenimiento y los talleres que acumulan materia prima podrán vender los residuos resinosos del caucho para ser molido. Asimismo, se generará una cultura de reciclamiento de este tipo de residuos.

## **1.4. Alcances y limitaciones**

### **1.4.1. Alcances**

El presente estudio de diseño se ha realizado solo para la ciudad de Tacna, involucrando los distritos netamente de la ciudad.

### **1.4.2. Limitaciones**

Una de las limitaciones, será la longitud de los residuos resinosos a moler, el cual, será como máximo de 30 cm, a partir de este parámetro la máquina podrá trabajar óptimamente.

Se trabajará con caucho obtenido de los neumáticos fuera de uso procedente de vehículos livianos como, camionetas, coaster, buses, motocicletas, y camioncitos de pequeño tonelaje; también se trabajará caucho procedente de fajas transportadoras expulsadas por la industria.

## **1.5. Objetivo**

### **1.5.1. Objetivo general**

Diseñar una máquina molidora de residuos resinosos aplicando la metodología VDI 2222, que permita la obtención de granos de caucho para aplicaciones de mantenimiento en canchas sintéticas.

### **1.5.2. Objetivos específicos**

- Estudiar el estado de la tecnología de la máquina molidora de residuos resinosos.

- Establecer una lista de exigencias para el diseño de una máquina moledora de residuos resinosos.
- Establecer la matriz morfológica para la máquina moledora de residuos resinosos.
- Elaborar conceptos de solución para una máquina moledora de residuos resinosos y elegir el concepto óptimo.
- Realizar cálculos de los componentes internos de la máquina y dimensionar los mismos.
- Elaborar planos de diseño de la máquina moledora de residuos resinosos.

## **Capítulo II**

### **Marco teórico**

#### **2.1. Antecedentes del estudio**

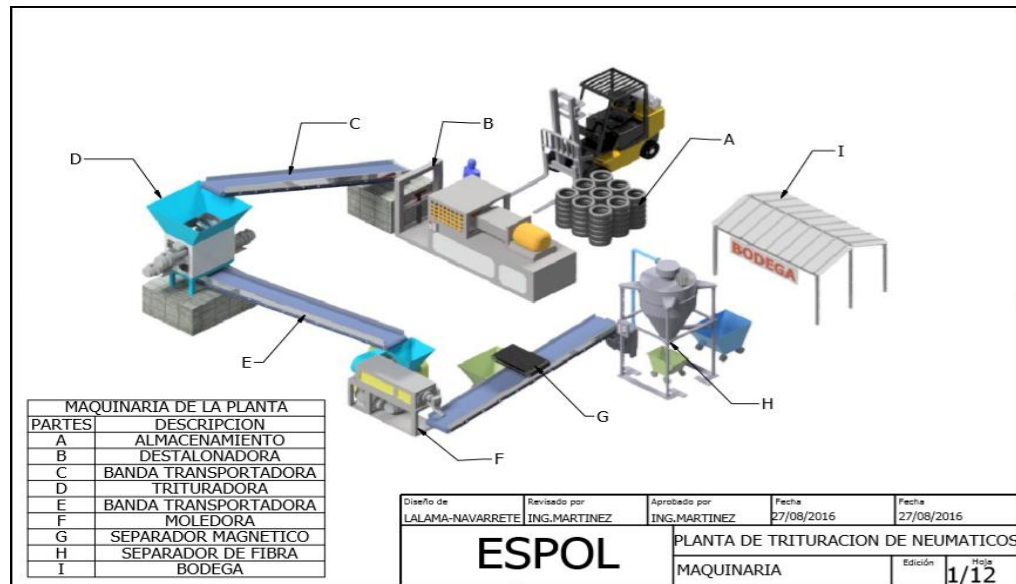
##### **2.1.1. Antecedente 1**

En todo proceso de molienda se siguen diferentes etapas para obtener el grano de caucho desde el neumático en desuso que ingresa a la planta hasta que sale como producto final en grano. Lalama y Navarrete (2016) desarrollaron un panorama de la planta del proceso indicando lo siguiente:

El rendimiento, el mantenimiento, la producción y el costo son factores muy importantes que deben tenerse en cuenta. El destalonador, la trituradora, el separador magnético y el separador de fibras se encuentran entre las opciones consideradas en su estudio para un proceso automatizado, y se eligió una cortadora de discos rotativos de 4 árboles como trituradora para tratar los neumáticos. La Figura 1, que se produce a continuación, tiene el dibujo completo que se sugiere en el análisis de toda la planta (pp.13-15).

## Figura 1

Bosquejo completo de una planta de caucho



*Nota.* La figura representa una planta completa de trituración de neumáticos. Tomado de *Planta de trituración de Neumáticos* (p. 15) ESPOL - FIMCP, por Lalama y Navarrete, 2016.

En el estudio de Lalama y Navarrete (2016) se recopiló información técnica, como la capacidad de la trituradora de llantas de 0,64 t/h por hora, la cual, se determinó investigando la demanda del consumidor en Guayaquil y las dificultades para obtener materia prima.

- Potencia total instalada 104,398 kW (140 HP)
- Motor c/u de 26,099 kW (35 HP)
- Motor reductor “C68340”
- Eje diámetro entre (100 – 152.4) mm, con acero AISI 1018
- Cuña cuadrada 4,7625 mm con acero AISI 1018
- Rodamiento de bolas número 7920 (NTN o un 1220 M)

Para el diseño de las cuchillas se creó un modelo de corte ortogonal, ya a partir de este modelo, se determinaron fuerzas de corte y empuje de 22153 N y 1185 N, respectivamente, con un ángulo de corte de 20°. Las fuerzas máximas de Von Mises y los desplazamientos máximos del diseño de las palas se regularán con valores de 26,3 MPa y 0,0025 mm, así como el valor mínimo del factor de seguridad de 10,5 utilizando el programa Autodesk Inventor Professional, al final . La trituradora se diseñó con 15 cuchillas por árbol, cada una de las cuales está desplazada en un ángulo de 24° y separada de las demás por espaciadores.

Para la construcción se empleó un perfil cuadrado de un material ASTM A-500 de dimensiones 100x100x4 y se logró un factor de

seguridad de 8.3. Eligieron una tolva de forma trapezoidal con tensiones máximas de Von Mises de 12,14 MPa, deformaciones máximas de 0,074 mm y un factor de seguridad mínimo de 15. También eligieron una cámara de trituración en forma de caja con tres pasos entre ellas para facilitar el mantenimiento. La malla de la cuna debe estar diseñada de manera que pueda pasar gránulos de caucho de 20 mm de diámetro (pp.84-87).

### **2.1.2. Antecedente 2**

En el estudio de Murcia y Romero (2016) se puede decir que la invención de la máquina trituradora de llantas usadas sin alambres, produce una tonelada por hora, mejora la eficiencia del proceso y eleva los niveles de producción. También tiene valor debido a su diseño de vanguardia, asequibilidad, capacidad de trituración y potencia.

De acuerdo con la evaluación ambiental del proyecto, no hay un efecto ambiental sustancial causado por el diseño, la construcción o el uso de la máquina; por el contrario, su implantación ayudaría a la empresa a paliar sus actuales problemas medioambientales por el excesivo número de llantas usadas en la nación. El proceso de reciclaje

de llantas se divide en diferentes pasos, por lo que se crea un diseño ingenioso para la máquina trituradora que permite completar las otras fases sin necesidad de rediseños (p. 139).

Murcia y Romero (2016) realizan una comparación de precios de máquinas del mercado vs el diseño propuesto en su proyecto, el análisis comparativo se puede observar en la Tabla 1, teniendo como base el diseño propuesto en el proyecto.

**Tabla 1**

*Máquinas trituradoras de llantas*

Diseño propuesto por Murcia y Romero (2016)	Máquina A	Máquina B	Máquina C
			
\$ 58 378,346	\$ 69 696,746	\$ 99 852,071	\$ 79 881,657

*Nota.* Esta tabla muestra una comparación de diferentes precios de máquinas en el mercado está tabla ha sido tomada de *Cuadro comparativo de las máquinas trituradoras de llantas* (p.137) por Murcia y Romero , 2016.

Llegan a la conclusión de que su diseño, que tiene una capacidad de producción de una t/h y un mecanismo de alimentación y realimentación mecánica que favorece los costes de fabricación, es más competitivo en el mercado. Además, por ser una máquina nacional, su precio de compra es inferior al de otras máquinas del mercado. También cuesta menos instalar, mantener y adquirir piezas de repuesto, ofrece una mayor seguridad operativa y, en última instancia, aumenta la calidad del producto terminado (pp. 137-138).

## **2.2. Bases teóricas**

### **2.2.1. Teoría de polímeros elastómeros (caucho)**

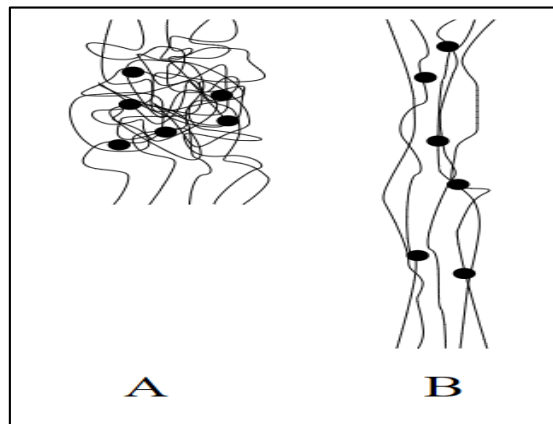
El nombre oficial es "elastómero", que es simplemente "caucho". El caucho natural, el polibutadieno, el poliisobutileno y los poliuretanos son algunos de los polímeros que son elastómeros. Los elastómeros son únicos en el sentido de que son fáciles de recuperar.

Un elastómero lo podemos asimilar al siguiente ejemplo, tal como se muestra en la Figura 2; A es un dibujo esquemático de un elastómero no sometido a tensión. Los puntos representan los enlaces. B es el mismo

elastómero sometido a tensión. Cuando se deja de aplicar esta tensión, el elastómero regresa a la posición A.

## Figura 2

*Esquemmatización de los elastómeros*



*Nota.* Tomado de *Dibujo esquemático de un elastómero sometido a presión*, Wikipedia (<https://es.wikipedia.org/wiki/Elast%C3%B3mero>).

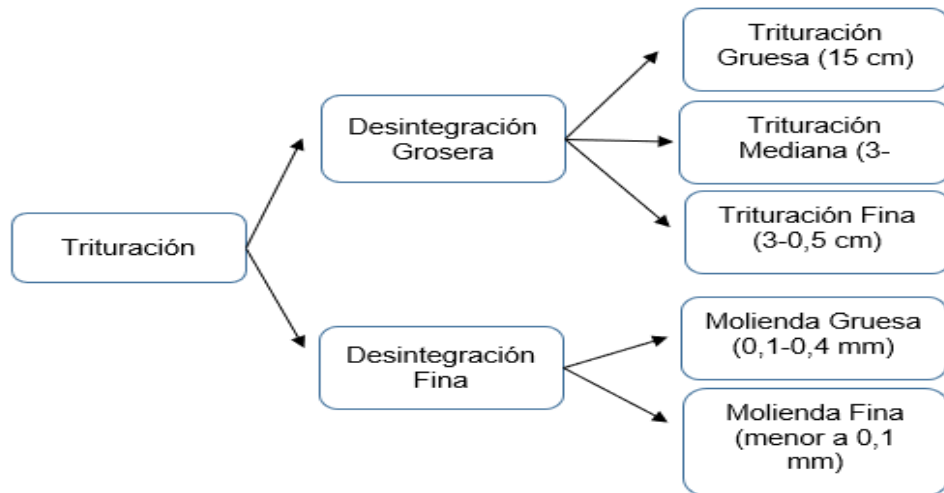
### 2.2.2. Teoría de molinos

Las técnicas de reducción de tamaño, como la molienda, se utilizan para hacer que los materiales sean más fáciles de transportar, lavar, moldear, reaccionar químicamente y darles forma. Esta reducción de tamaño se divide en dos grupos: desintegración gruesa, que incluye trituración gruesa (15 cm),

trituration media (3 a 15 cm) y trituración fina (3 a 0,5 cm), y desintegración fina, que incluye trituración gruesa (0,1 cm). - 0,4 mm) y rectificado fino (menos de 0,1 mm). La Figura 3 ilustra la distinción entre los términos trituración y molienda.

### Figura 3

*Clasificación del proceso de reducción de tamaños*

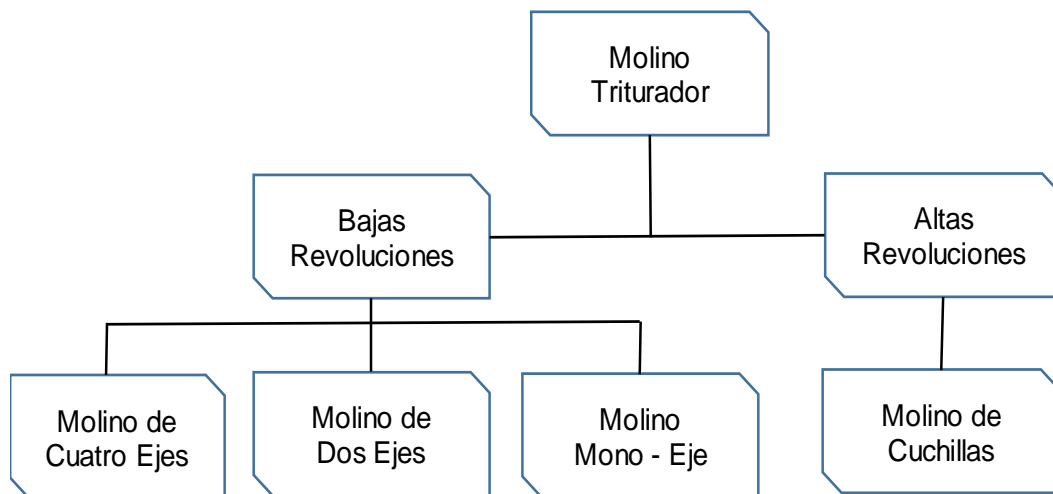


*Nota.* El gráfico representa la diferencia de los términos trituración y molienda según el tamaño obtenido. Tomado de *Clasificación del Proceso de Reducción de Tamaños* (p. 8), por Gaitán Hernández, D., 2018.

Existen múltiples variedades de molinos para los diversos procesos de trituración y molienda, y se pueden dividir en dos ramas principales, como molinos de bajas y altas revoluciones, como se ilustra en la Figura 4.

**Figura 4**

*Clases de molinos*



*Nota.* El gráfico representa la clasificación de molinos según las revoluciones. Tomado de *Clases de Molinos* (p. 9), por Gaitán Hernández, D., 2018.

## **A. Clases de molinos**

### **i. Molino a bajas revoluciones (25 RPM)**

En estos molinos no hay aspas fijas o giratorias; en cambio, su rotor está formado por una serie de componentes o cuerpos de molienda que están diseñados para agarrar el producto y picarlo por igual. El conjunto motor eléctrico y reductor de estos molinos produce alto torque a bajas revoluciones, lo que permite reducir el consumo de energía, el ruido y la interrupción del mantenimiento, ya que se adquirirá un menor desgaste en sus componentes.

Dentro de la clasificación de los molinos a bajas revoluciones se encuentran los siguientes molinos trituradores:

- **Molino de cuatros ejes**

Como su nombre indica, consta de cuatro ejes con una serie de piezas cortantes formadas por discos provistos de ganchos y de aristas vivas. El trabajo de los ganchos es atrapar el producto y jalarlo incluso con las fresas, que se colocan en dos o más ejes de motores que giran en sentido contrario y realizan el corte neto del material. Es ideal para pequeñas y medianas empresas porque puede reducir grandes cantidades de desechos plásticos

con la menor cantidad de energía o consumo de energía eléctrica, producir productos con pocas imperfecciones y, lo que es más importante, hacer funcionar el motor y el cuerpo triturador en silencio, lo que permite para operar en cualquier entorno, ya sea industrial o residencial.

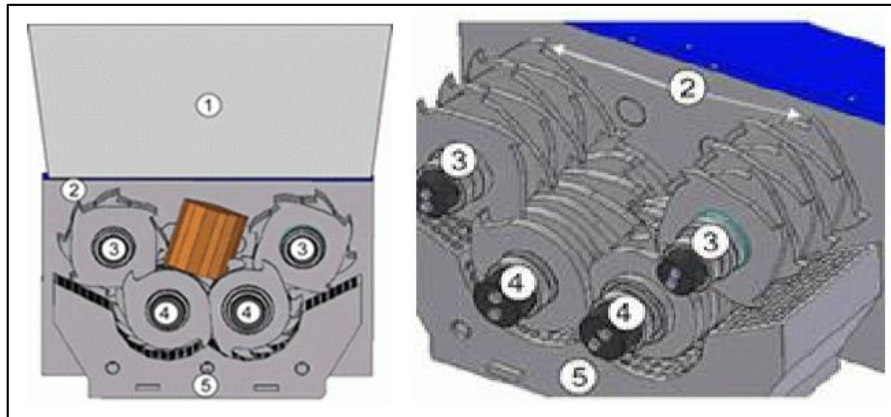
Este molino se distingue por su mantenimiento sencillo ya que está categorizado como mantenimiento de primer y segundo nivel, lo que significa que el mantenimiento puede ser realizado por el mismo operador ya que no es necesaria una persona certificada y especializada. De igual forma, se requiere algún tipo de contratista para realizar la limpieza y menos para inspeccionar el apriete de tuercas y pernos, el estado del sistema eléctrico y de control, la lubricación de las partes móviles y el reemplazo de las partes desgastadas. Debido a que es más difícil, un operador que esté familiarizado con el funcionamiento de su equipo puede manejarlo.

No obstante, también cuenta con un sistema de control PLC que permite regular su funcionamiento, pudiendo incluso invertir momentáneamente el giro de las cuchillas de corte o de los ganchos para evitar sobrecargar la estructura de corte y así evitar roturas.

En la Figura 5 se podrá observar cómo es agarrado el producto a triturar, de igual modo la distribución y montaje de los órganos de corte y ejes que los soportan.

### Figura 5

*Molino de cuatro ejes*



*Nota.* Tomado de *Trituradores de cuatro ejes para desechos voluminosos* [Figura], 2013, Isve Recycling (<https://www.isverecycling.com/es/trituradoras-industriales-de-cuatro-arboles/>)

- **Molino de dos ejes**

Este molino está construido para tener una alta capacidad de corte a baja velocidad de sus órganos de corte, es de acero anti desgaste de alta presión,

que le permite tener un régimen de muy bajo consumo de energía. También se distingue por su bajo nivel de ruido durante la operación, que le permite operar en cualquier área, ya sea industrial o residencial, ya que no producirá repercusiones ni efectos secundarios en el operador.

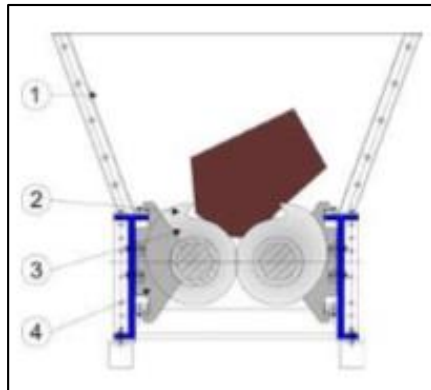
La máquina consta de dos ejes contra rotativos que trabajan juntos para agarrar el producto, moverlo y cortarlo. El trabajo de los peines espaciadores es mantener limpio el equipo, lo que facilita la descarga del material previamente triturado en la criba. De manera similar, se pueden triturar cuerpos completos de varios tamaños debido a su gran capacidad de trituración y las diversas configuraciones del grupo de corte.

Este molino, junto con otros, tiene una alta capacidad de disipación de calor porque, si la energía cinética del corte hace que la temperatura del polímero suba demasiado, el material se deteriorará y, si se usa en el moldeo, producirá componentes dañados, no es el caso, dado que se volverían a utilizar para la trituración, que requiere más energía, son apropiados para el proceso de reciclaje de caucho.

En la Figura 6 se podrá observar cómo es agarrado el producto a triturar, de igual modo la distribución y montaje de los órganos de corte y ejes que los soportan.

### **Figura 6**

*Molino de dos ejes*



*Nota.* Tomado de *Grupo de trituración* [Figura], 2013, Isve Recycling

(<https://www.isverecycling.com/es/descripcion-de-la-maquina-trituradoras-de-2-arboles/>)

- **Molino mono eje**

Este molino triturador está diseñado para triturar materiales con alta resistencia al corte y espesor, incluidos tubos de polímero extruido, placas de plástico y bloques. El molino triturador funciona accionando un cajón hidráulico

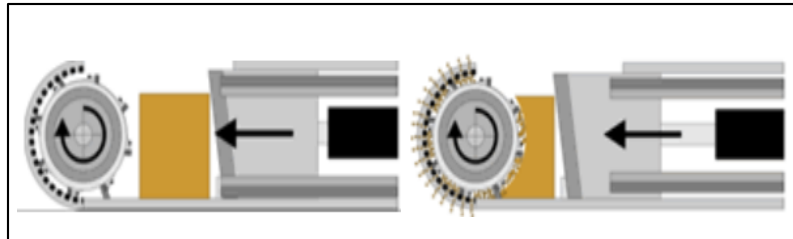
que empuja el material contra un rodillo dentado, el cual tritura y pre-rompe el material por la rotación del rodillo y el funcionamiento de una contra cuchilla. La salida del producto se clasifica a través de una rejilla perforada, que establece el tamaño final del material triturado.

De igual manera, cuenta con un sistema de control PLC que le permite invertir momentáneamente el sentido de giro del rodillo dentado. Esto se hace con el fin de devolver el material que está siendo sometido para evitar sobrecargar la estructura y los elementos de corte con el fin de evitar fallas o roturas en los mismos.

También tiene un programa de mantenimiento comparable al de los molinos que se discutieron anteriormente porque no se necesitan herramientas especiales ni personal para realizar ningún tipo de limpieza, lubricación o reemplazo de los componentes de corte. Entonces, será posible notarlo claramente en la Figura 7.

## Figura 7

### *Fase de trabajo de trituración*



*Nota.* Proceso de trabajo de Molino mono-eje Tomado de *Fases de trabajo* [Figura], 2013, Isve Recycling (<https://www.isverecycling.com/es/trituradoras-mono-arbol-molinos-serie-mr/>)

## **B. Molinos a altas revoluciones (250 – 350 RPM)**

Son más sencillos y fáciles de usar, pero consumen más energía porque no se necesita un par alto en este caso de trituración, sino un par bajo para aumentar la velocidad de rotación de los elementos de corte, lo cual, es necesario para producir un producto más fino que el producido por los molinos de bajas revoluciones (todo ello en función del proceso posterior que obtiene el material ya triturado). Los molinos de alta velocidad consisten en tres o más cuchillas giratorias que giran al unísono con el rotor, y también contienen una o más cuchillas fijas que están graduadas de tal manera que, cuando pasan

las cuchillas giratorias, proporcionan una acción de corte que permite que el material procesarse más rápidamente.

Dentro de la clasificación de los molinos a altas revoluciones se encuentran el siguiente molino triturador:

- **Molino de cuchillas**

Los residuos de elastómero son molidos por molinos de cuchillas con la ayuda de sus cuchillas. Este molino tiene la capacidad de alterar la velocidad a la que giran los elementos de corte para modificar la velocidad de molienda, lo que tiene la ventaja de mejorar la capacidad de los residuos triturados en menos tiempo, acelerar el procedimiento y producir los mejores resultados.

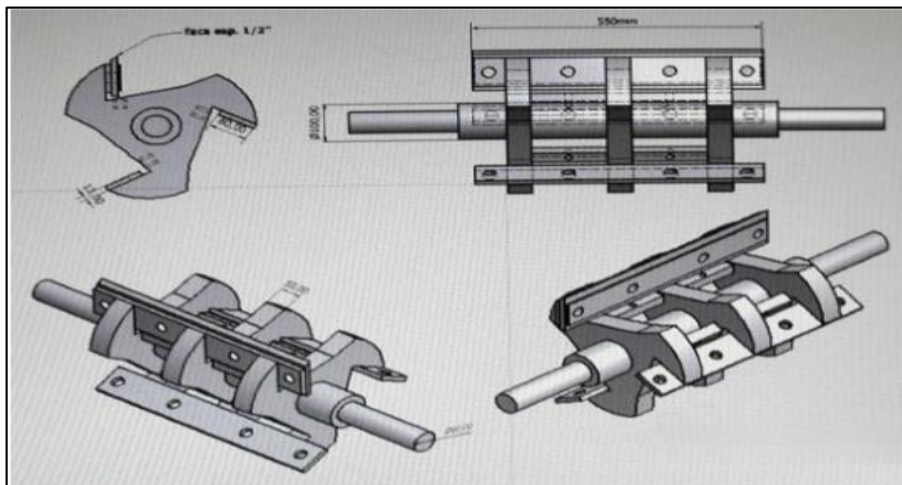
El movimiento constante de las cuchillas en su cámara de molienda, donde se lleva a cabo toda la operación, mezcla, tritura y muele el caucho de desecho. Al hacer esto, se crean mezclas homogéneas, lo que facilita la molienda.

Estas hojas están hechas de acero D-2 y fueron tratadas térmicamente a 56/58 Rc para brindar una fuerte resistencia a la abrasión. Este molino está compuesto por dos cuchillas fijas y giratorias, que le permite crear un corte

oblicuo que da un corte suave y limpio. Además, incluye un revestimiento de carburo de tungsteno que le permite moler elementos abrasivos sin sacrificar la integridad y el filo de la hoja, al mismo tiempo que proporciona una longevidad óptima de los bordes cortantes. Cualquier tipo de limpieza, lubricación o reemplazo de las piezas de corte puede realizarse sin un equipo o una persona certificada.

### Figura 8

#### *Molino de cuchillas*



*Nota.* La figura representa diferentes tipos de cuchillas rotatorias. Tomado de *Cuchillas Rotatorias* (p. 14), por Gaitán, D., 2018.

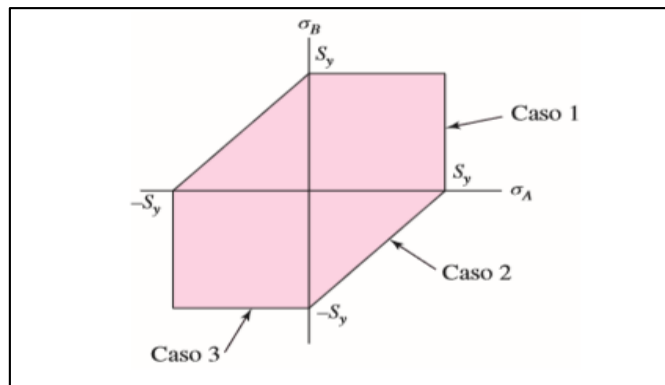
### **2.2.3. Teoría del esfuerzo cortante máximo para materiales dúctiles**

La teoría del esfuerzo cortante máximo, que establece que la falla ocurre cuando el esfuerzo cortante máximo en una parte excede el esfuerzo cortante en un espécimen en tensión en el límite elástico (la mitad del límite elástico en tensión), se encuentra en el estudio de las teorías de falla y se utiliza para el diseño de elementos mecánicos o estructurales (objetos que van a ser sometidos a diferentes cargas).

Después de determinar el esfuerzo cortante máximo ( $T$ ) y los tres esfuerzos principales ( $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$ ), se produce el factor de diseño o seguridad ( $n$ ), que debe caber dentro del hexágono deformado. Fallas: esfuerzos como se muestra en la Figura 9, que deberían resultar en más de la unidad, porque experimentalmente, los elementos estructurales diseñados usando esta teoría producen fallas en menos de la unidad. Dicho de otro modo, este factor le permite al diseñador del elemento estructural saber con certeza si la carga para la que fue diseñado será soportada por el elemento estructural.

## Figura 9

### *Esfuerzo cortante máximo*



*Nota.* La figura representa la teoría de esfuerzo cortante máximo de esfuerzo plano donde  $\sigma_A$  y  $\sigma_A$  son dos esfuerzos principales diferentes de cero. Tomado de *Teoría del esfuerzo cortante máximo* (p. 213), por Budynas y Keith, 2008, McGrawHillEducation.

La teoría de Von Mises-Hencky, también conocida como teoría de la energía de distorsión, establece que la falla por fluencia se produce cuando la energía de deformación total en una unidad de volumen iguala o excede la energía de deformación en el mismo volumen que corresponde al límite elástico en tensión o compresión. Para aplicar esta teoría de falla, debemos calcular los esfuerzos principales  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$  con lo cual se calculará el llamado esfuerzo de Von Mises mediante la ecuación [1].

Para determinar si un elemento estructural no fallará en relación con la carga que se le aplicará, también se debe calcular el factor de diseño o de seguridad y producir un resultado numérico superior a la unidad.

$$\sigma' = \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad [1]$$

#### **2.2.4. Teoría de corte**

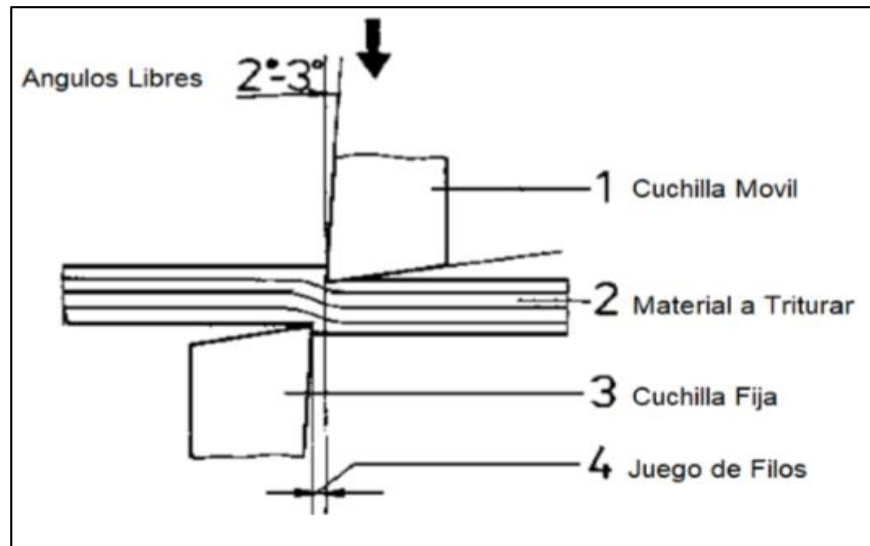
La resistencia al impacto de los elastómeros o denominados residuos resinosos (caucho) que serán triturados por la máquina, se encuentra en el (anexo A), de la cual se escogerá el mayor valor de resistencia al impacto, y el otro factor sería la forma en que se van a cortar, esto con el fin de calcular la resistencia al golpe que se genera en el proceso de trituración de la goma en la hoja o elemento de corte, que cortará la goma, son las dos consideraciones clave del diseño.

En la Figura 10 se representa un corte tipo tijera, que es esencialmente un corte de cizalla y ofrece un ahorro significativo de energía, junto con una operación silenciosa y un buen rendimiento de corte, como el método para cortar el material. El elemento de corte garantiza tolerancias entre los bordes

de corte, evitando que se rayen entre sí y minimizando la pérdida del borde del elemento de corte.

### Figura 10

*Corte por cizallamiento tipo tijera*



*Nota.* Tomado de *Estructura general de las cizalladuras* [Figura], 2017, Docsity

(<https://www.docsity.com/es/cizalla-maquina-de-corte/882594/>)

## **2.3. Definición de términos**

### **2.3.1. Moledora**

La moledora es una máquina que procesa y disminuye la granulometría del material de caucho al deseado (Lalama y Navarrete, 2016, p.17).

### **2.3.2. Aceros D2**

El acero D2 puede usarse para producir acero para moldes de trabajo en frío con una gran sección transversal, forma compleja, alta fuerza de impacto y alta resistencia al desgaste. También se llama DIN 1.2379 y acero JIS SKD11.

El acero 1,2379 es un acero para moldes de trabajo en frío con alto contenido de carbono y cromo. Es ampliamente utilizado en el mundo. Tiene alta templabilidad y alta resistencia al desgaste. Su resistencia a la oxidación a altas temperaturas es buena. La capacidad anticorrosiva es buena después del temple y pulido, y la deformación es pequeña después del tratamiento térmico del acero (Songshun, 2017, <https://es.steelpurchase.com/d2-skd11-12379-acero/>).

### **2.3.3. Granulometría**

La granulometría es la distribución de los tamaños de las partículas de un agregado tal como se determina por análisis de tamices (norma ASTM C 136). El tamaño de partícula del agregado se determina por medio de tamices de malla de alambre aberturas cuadradas (Cecilio, 2010, <https://matdeconstruccion.wordpress.com/2010/10/14/la-granulometria/>).

### **2.3.4. Mantenimiento**

El mantenimiento como todas las acciones que tienen como objetivo preservar un artículo o restaurarlo a un estado en el cual pueda llevar a cabo alguna función requerida (Qaec, 2018, <https://www.aec.es/web/guest/centro-conocimiento/mantenimiento>).

### **2.3.5. Neumático fuera de uso (NFU)**

Son piezas de caucho, con o sin cámara de aire, que se monta sobre una llanta de una rueda. Los NFU son aquellos neumáticos que se convierten en residuos, es decir, que su poseedor haya desechado (Gob. España, 2017, <https://www.miteco.gob.es/es/calidad-y-evaluacion-ambiental/temas/prevencion-y-gestion-residuos/flujos/neumaticos/>).

### **2.3.6. Césped sintético**

El césped artificial es una superficie de fibras sintéticas hechas para parecerse al césped natural. Se utiliza más a menudo en arenas para los deportes que fueron originalmente o se juegan normalmente en la hierba. (Wikipedia,2018, [https://es.wikipedia.org/wiki/C%C3%A9sped\\_artificial](https://es.wikipedia.org/wiki/C%C3%A9sped_artificial)).

### **2.3.7. Residuos**

Los residuos son todos los desechos que producimos en nuestras actividades diarias, y de los que nos tenemos que desprender porque han perdido su valor o su utilidad (Gonzales, 2017, <http://ies.garciabarros.ccmc.climantica.org/2017/03/28/residuos/>).

### **2.3.8. Resinas**

Esta definición es limitada ya que en la industria del caucho usamos este término para referirnos a materias primas no sólo de origen natural, sino más frecuentemente de tipo sintético, a partir de petróleo o carbón (Mandelbaum, 2018, <https://www.jorgemandelbaum.com/que-son-las-resinas-y-para-que-se-usan/>).

## 2.4. Operacionalización de variables

**Tabla 2**

*Operacionalización de variables*

<b>Variable</b>	<b>Definición Conceptual</b>	<b>Dimensiones</b>	<b>Indicadores</b>
Diseño de una máquina molidora de residuos resinosos (caucho).	Es una máquina que es accionado por un motor eléctrico.	Tolva de alimentación	Capacidad del producto en kg.
		Cámara de molienda	Geometría del número de cuchillas.
		Geometría del ducto de descarga.	Diámetro del grano de caucho.

## **Capítulo III**

### **Marco metodológico**

#### **3.1. Método de investigación**

El método de investigación que se usó en la presente tesis Diseño de una máquina moledora de residuos resinosos, para obtener granos de caucho para aplicaciones de mantenimiento en canchas sintéticas, es el método sistémico

#### **3.2. Tipo de investigación**

El tipo de investigación es el básico, tiene como propósito ampliar el conocimiento científico a partir de la observación del funcionamiento de los fenómenos de la realidad.

#### **3.3. Nivel de investigación**

El nivel de investigación es la descriptiva, tiene como propósito buscar las relaciones de causa y efecto entre las variables del objeto de estudio.

### **3.4. Diseño de investigación**

El diseño de investigación es de aplicación, por ser un trabajo dirigido al diseño de una máquina. La investigación aplicada tiene como propósito transformar los conocimientos existentes o modelos de objetos útiles a la sociedad.

### **3.5. Población y muestra**

La población y muestra es el objeto de estudio, que fue la máquina moledora de residuos resinosos de caucho.

### **3.6. Técnicas e instrumentos de recolección de datos**

Para la recolección de datos en esta investigación se usaron las técnicas documentales y empíricas.

### **3.7. Procedimientos de recolección de datos**

Los procedimientos fueron los siguientes:

- Recopilación de información para definir una lista de exigencias de una máquina moledora de residuos resinosos de caucho.

- Recopilación de información sobre las tecnologías existentes para una máquina moladora de residuos resinosos de caucho.
- Recopilación de información sobre el diseño de elementos de máquinas.
- Observación de las propiedades de los residuos resinosos (caucho).
- Recopilación de catálogos de los elementos y componentes de la máquina.

## **Capítulo IV**

### **Diseño de los elementos de la máquina moledora**

#### **4.1. Lista de requerimientos**

La primera etapa en el diseño de una máquina es definir las necesidades que debe cumplir. Los requisitos de mayor prioridad se caracterizan como demandas, mientras que los requisitos de menor prioridad se definen como deseos. La lista de la Tabla 3 enumera los requisitos y preferencias que deben tenerse en cuenta al diseñar la máquina. Esta lista sirve como base para elegir el mejor concepto para una solución y tiene en cuenta restricciones como el precio de producción, el tamaño y la fuente de alimentación, entre otras cosas.

**Tabla 3***Lista de requerimientos*

<b>LISTA DE REQUERIMIENTOS</b>		Pág. 1 de 1*	
		Edición: Rev. 3.	
Proyecto:	DISEÑO DE UNA MÁQUINA MOLEDORA DE RESIDUOS RESINOSOS, PARA OBTENER GRANOS DE CAUCHO PARA APLICACIONES DE MANTENIMIENTO EN CANCHAS SINTÉTICAS	Fecha: 26/08/21 Revisado: A.P.P	
Cliente:	Universidad Nacional Jorge Basadre Grohmann	Elaborado: S.L.Q.	
<b>Fecha: (Cambios)</b>	<b>Deseo o Exigencia</b>	<b>Descripción</b>	<b>Responsable</b>
21/5/2020	E	<b>Función principal:</b> Diseñar una máquina moladora que tenga la capacidad de moler 165 kg/hr.	S.I.L.Q
21/5/2020	E	<b>Energía:</b> La máquina moladora de residuos resinosos debe contar con un motor cuya potencia sea la adecuada para vencer el esfuerzo de molienda la cual debe ser de 1800 RPM.	S.I.L.Q
21/5/2020	D	<b>Ergonomía:</b> La máquina será alimentada en forma manual con una altura de 2100 mm, para lo cual se necesitará el apoyo de una escalera	S.I.L.Q
21/5/2020	D	<b>Uso:</b> La máquina debe ser de operación sencilla, en lo posible que no genere ruido excesivo ya que es perjudicial para el ser humano.	S.I.L.Q

<b>Fecha: (Cambios)</b>	<b>Deseo o Exigencia</b>	<b>Descripción</b>	<b>Responsable</b>
		<b>Transporte:</b>	
21/5/2020	D	Será instalada en un taller (planta de producción), que debe ser movida con facilidad.	S.I.L.Q
		<b>Fabricación:</b>	
21/5/2020	E	Debe ser fabricada con tecnología adecuada y con componentes accesibles en el mercado nacional.	S.I.L.Q
		<b>Peso:</b>	
21/5/2020	D	La máquina no deberá exceder el peso de 80 kg, para no tener inconvenientes al momento de reubicar.	S.I.L.Q
		<b>Ensamblaje:</b>	
21/5/2020	E	El montaje y desmontaje de la máquina se realizará con herramientas utilizadas en el taller.	S.I.L.Q
		<b>Mantenimiento:</b>	
21/5/2020	E	La máquina deberá tener fácil acceso para el mantenimiento respectivo y básicamente ser lubricada y limpiada con herraminetas accesibles en el taller.	S.I.L.Q
		<b>Costo:</b>	
21/5/2020	D	El costo de la máquina deberá ser lo más económico posible para la venta al usuario, se establece un rango tentativo entre 20,000.00 soles (Menor a los precios del mercado)	S.I.L.Q

*Nota.* Esta tabla describe la lista de requerimientos que son necesarios a considerar en el diseño. Adaptado de *Lista de requerimientos* (p. 27), de autor de la Tabla, Vega, 2013.

## 4.2. Elaboración de conceptos

### 4.2.1. Caja negra

La abstracción de Black-Box, o "Black Box", que funciona con un sistema específico e indica entradas y salidas, pero no especifica las características internas de la máquina, ya que está más preocupada por cómo interactuar con su entorno, puede reflejar la función general de moler caucho.

**Figura 11**

*Caja negra*



*Nota.* La figura representa el comportamiento de la caja negra basado en el diseño del proyecto considerando entradas y salidas.

La materia prima en este caso, el residuo resinoso ingresará seleccionado y en retazos a la cámara de molienda, posterior a ello, se aplicará energía mecánica para iniciar el proceso, después de pasar por las operaciones de molienda dentro de la máquina, se obtendrá caucho molido de acuerdo a la medida requerida producido por el corte y seleccionado por el tamiz, el producto recibido por la operación deberá ser pesado y embazado por un operador en forma manual.

#### **4.2.2. Estructura de funciones**

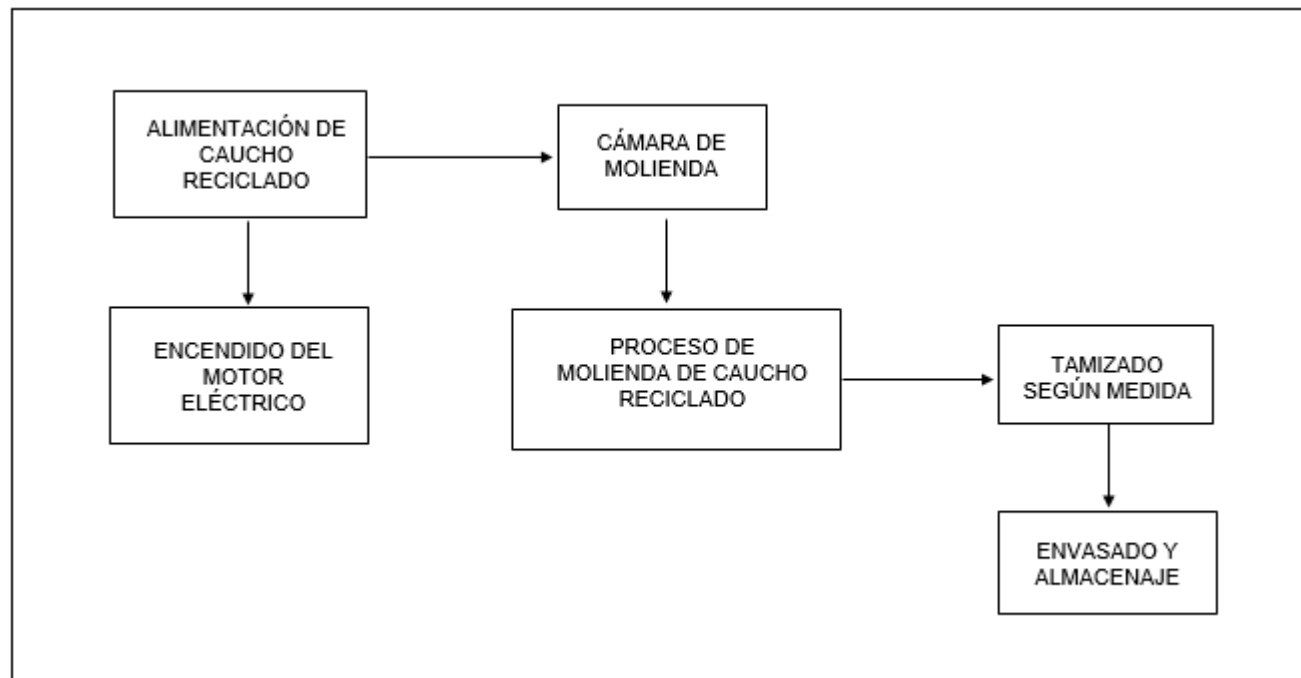
Se identifican etapas de proceso de molienda que realiza la máquina moledora de caucho (residuos resinosos), en el cual, se determina las principales funciones y secuencia en cada etapa de operación.

- **Almacenar:** Consiste en tener una zona donde el caucho reciclado es almacenado por un tiempo, antes de ser seleccionado.
- **Dosificar:** Clasificar partículas extrañas al caucho (residuos resinosos) para no contaminar el producto ni dañar los componentes de la máquina.
- **Proceso de molienda:** Moler el caucho (residuos resinosos) en un rango de no mayor a 20 cm.

- **Tamizado:** Proceso de molienda de la máquina genera vibración, la cual se aprovechará para desarrollar el tamizado con granulometría adecuada para la venta en el mercado.
- **Envasado y almacenaje:** Gránulos de caucho almacenados en sacos de 30 kg.

**Figura 12**




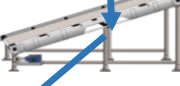



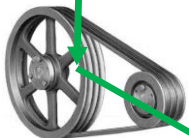

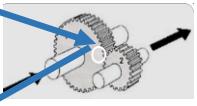
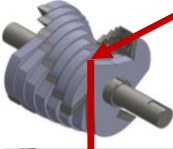
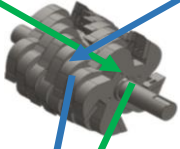
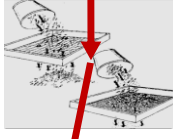



*Estructura de funciones*



### 4.2.3. Matriz morfológica

**Tabla 4**

*Matriz morfológica*

N°	FUNCIÓN	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3
1	RECEPCIÓN Y SELECCIÓN DEL CAUCHO			
2	ALIMENTAR			
3	GENERAR LA FUERZA			
4	TRANSMISIÓN DE POTENCIA			
5	MOLEDORA			
6	TAMIZADO			
7	ENVASADO			
		CONCEPTO DE SOLUCIÓN 1	CONCEPTO DE SOLUCIÓN 2	CONCEPTO DE SOLUCIÓN 3

#### **4.2.4. Conceptos de solución**

Se han encontrado tres conceptos de solución basados en la matriz morfológica creada en la Tabla 4, y se describen a continuación. Cada noción se crea combinando varios conceptos físicos mediante el uso de flechas que tienen el mismo color y forma.

**Concepto de solución 1.** La recepción y selección de la materia prima se realiza manualmente para posterior a ello ser alimentada a través de una faja transportadora hacia la tolva, el sistema sería accionado por un motor de combustión interna transmitiendo la potencia mediante cadenas; el corte se desarrollaría por medio de porta cuchillas agrupadas de tres aletas, el proceso de tamizado se desarrollará externamente y finalmente el envasado de realizará a manualmente.

**Concepto de solución 2.** Para este concepto se empleará maquinaria para recepción y seleccionado, la alimentación de materia prima hacia la tolva se empleará una faja transportadora, para esta solución se trabajará con un motor eléctrico, transmitiendo el par motor mediante piñones debidamente sincronizados, la operación de corte se desarrollaría con un grupo de porta

cuchillas de cinco aletas, para el tamizado se aprovecharía la misma vibración de la máquina y con respecto al envasado sería mixto.

**Concepto de solución 3.** El proceso de recepción y selección del caucho se desarrollaría a mano, la alimentación hacia la tolva se efectuaría de la misma forma, en esta solución se emplearía un motor eléctrico, transmitiendo la potencia mediante fajas trapezoidales; la acción de corte se desarrollaría con un conjunto de porta cuchillas de cinco aletas cada una, para el tamizado se aprovecharía la misma vibración de la máquina y con respecto al envasado sería mixto.

#### **4.2.5. Determinación del concepto de solución**

Se empezó realizando una evaluación tomando valores del 0 al 4, donde:

0: No aceptable	1: poco satisfactorio	2: Suficiente
3: Satisfactorio	4: Muy satisfactorio	

La calificación se muestra en la Tabla 5.

**Tabla 5***Evaluación de conceptos de solución*

N°	Criterios técnicos y Económicos	Proyectos		
		Solución 1	Solución 2	Solución 3
1.-	Estabilidad	3	3	3
2.-	Costo de fabricación	3	2	3
3.-	Número de operarios	2	2	3
4.-	Facilidad de manejo	3	3	3
5.-	Buen uso de fuerza	2	2	2
6.-	Costo de tecnología	3	3	3
7.-	Costo de operación	3	3	3
8.-	Seguridad	2	3	3
9.-	Rapidez	2	2	2
10.-	Transporte	3	3	3
11.-	Facilidad de montaje	2	3	3
12.-	Mantenimiento	3	3	3
<b>Suma total</b>		<b>31</b>	<b>32</b>	<b>34</b>

Como se observa en el cuadro adjunto se tiene la evaluación de los 3 conceptos de solución, en los cuales, se miden de acuerdo al puntaje obtenido, para lo cual, se realizará una evaluación más profunda evaluando la parte técnica como económica y de ella tomar la solución más factible.

La evaluación de los tres proyectos se representará en las Tablas 6 y 7, en ellas se evaluará la parte técnica y la parte económica, respectivamente, para ello, se tienen las siguientes consideraciones:

Se empezó realizando una evaluación tomando valores del 0 al 4, donde:

0 = No satisface,                      1 = Casi aceptable,                      2 = Suficiente,  
3 = Bien,                                      4 = Muy bien

g: es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación.

**Tabla 6***Evaluación técnica de proyecto preliminar*

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS										ÁREA DE DISEÑO	
Valor técnico (Xi)											
Proyecto: Máquina moladora de caucho (residuos resinosos)											
Variantes de Proyectos		Solución 1			Solución 2			Solución 3		Solución ideal	
N°	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	Gp	P	gp	p	Gp	
1	Función	5	3	15	3	15	3	15	4	20	
2	Energía	3	2	6	3	9	3	9	4	12	
3	Ergonomía	4	2	8	3	12	3	12	4	16	
4	Uso	5	2	10	3	15	3	15	4	20	
5	Transporte	2	3	6	3	6	3	6	4	8	
6	Fabricación	4	2	8	2	8	3	12	4	16	
7	Peso	4	2	8	3	12	3	12	4	16	
8	Ensamblaje	3	2	6	3	9	3	9	4	12	
9	Mantenimiento	3	2	6	3	9	3	9	4	12	
10	Costo	4	2	8	3	12	3	12	4	16	
<b>Puntaje máximo <math>\sum p</math> o <math>\sum gp</math></b>		22		81	29	107	30	111	-	148	
<b>Valor técnico Xi</b>		-		<b>0.55</b>	-	<b>0.72</b>	-	<b>0.75</b>	-	1.00	
<b>Orden</b>		-		3	-	2	-	1	-	-	

*Nota.* Esta tabla muestra claramente que la solución 3 es el más puntaje saco evaluando la parte técnica.

**Tabla 7***Evaluación económica de proyecto preliminar*

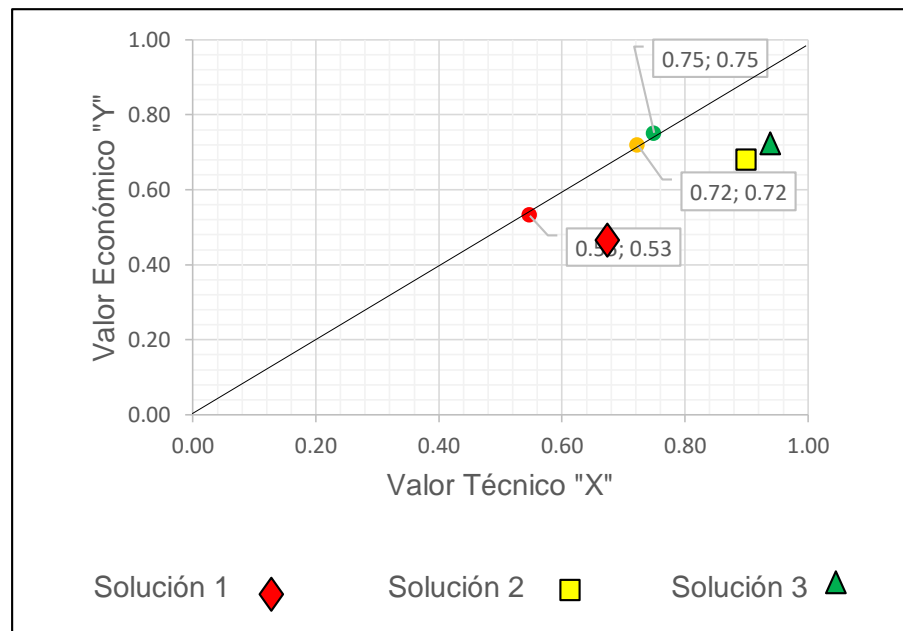
DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS										ÁREA DE DISEÑO
Valor económico (Yi)										
Proyecto: Máquina moladora de caucho (residuos resinosos)										
Variantes de Proyectos		Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución ideal		
N°	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Costo de materiales	5	2	10	3	15	3	15	4	20
2	Costo de fabricación	4	2	8	3	12	3	12	4	16
3	Costo de mantenimiento	5	2	10	3	15	3	15	4	20
4	Costo de mano de obra	3	2	6	3	9	3	9	4	12
<b>Puntaje máximo <math>\sum p</math> o <math>\sum gp</math></b>		8		34	12	51	12	51	-	68
<b>Valor técnico Xi</b>		-		<b>0.50</b>	-	<b>0.75</b>	-	<b>0.75</b>	-	1.00
<b>Orden</b>		-		3	-	2	-	1	-	-

*Nota.* Esta tabla muestra claramente que la solución 3 es el más puntaje saco evaluando la parte del valor económico.

Con los datos adquiridos, se realiza la evaluación en el gráfico representado en la Figura 13 para elegir la alternativa de diseño óptima, teniendo en cuenta todos los criterios y comparando costos y niveles de calidad adecuados.

**Figura 13**

*Diagrama de evaluación según norma VDI 2222*



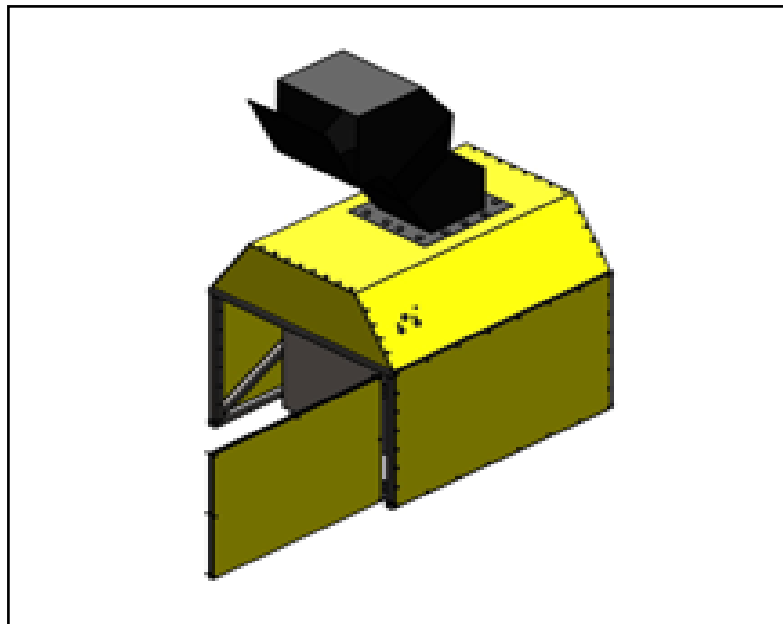
La respuesta que más se acerca al equilibrio técnico-económico que se muestra en el diagrama es la número 3, por lo que, es la opción más obvia. También tiene un porcentaje que es apropiado para su elección. Por lo tanto, como exhibe una condición operativa mejorada, procederemos con este proyecto final.

#### 4.2.6. Proyecto definitivo

Como consecuencia de la evaluación técnico-económica, en esta parte, se describe e ilustra la noción de solución definitiva. La idea finalizada cumple con las necesidades enumeradas en la lista de especificaciones que describe cada componente de la máquina. Cualquier parámetro de diseño que no esté técnicamente terminado también debe estar terminado.

**Figura 14**

*Proyecto definitivo*



### 4.3. Cálculos generales

En esta sección, se analizará y seleccionará los diferentes elementos que conforman la máquina, como son: tolva, los porta cuchillas, cuchillas, eje, chumaceras, pernos y estructura que soportará la máquina; para ello, se analizará cada elemento mediante cálculos. Así como también, su comportamiento aproximado con la ayuda del programa de diseño mecánico (SolidWorks) y aplicando las normas para el diseño las cuales son:

Las organizaciones de interés para los ingenieros mecánicos son:

- Aluminum Association (AA)
- American Gear Manufactures Association (AGMA)
- American Institute of Steel Construction (AISC)
- American Iron and Steel Institute (AISI)
- ASM International
- American Society of Mechanical Engineers (ASME)
- American Society of Testing and Materials (ASTM)
- American Welding Society (AWS)
- American Bearing Manufactures Association (ABMA)
- Industrial Fasteners Institute (IFI)

- Institution of Mechanical Engineers (I. Mech. E)
- International Bureau of Weights and Measure (BIPM)
- International Standards Organization (ISO)
- National Institute for Standards and Technology (NIST)
- American Society of Metals (ASM)
- National Bureau of Standards (NBS)
- Society of Automotive Engineers (SAE).

#### 4.3.1. Cálculo de potencia de máquina moledora

Según Gualoto (2015) lo primero, es que, se debe calcular para el diseño de una máquina es el trabajo necesario calcular la fuerza necesaria para realizar la ruptura del material, que se calcula mediante la ecuación [2], (p 40).

$$\partial W = \partial W^{el} + G_c \times l \times \partial a \quad [2]$$

Donde:

$\partial W$ : Trabajo necesario para realizar la ruptura del material (J)

$\partial W^{el}$ : Cambio de energía elástica (J)

$G_c$ : Energía absorbida por unidad de área ( $J/m^2$ )

$l$ : Longitud del material cortado por la cuchilla (m)

$\partial a$ : Avance de la fractura durante el impacto (m/s)

Esta ecuación se simplifica a la ecuación [3] porque se debe tener en cuenta que el cambio en la energía elástica es despreciable en comparación con el trabajo realizado por la hoja al realizar el corte.

$$\partial W = G_c \times l \times \partial a \quad [3]$$

La fuerza necesaria para fracturar el material se calculará una vez obtenida la ecuación de cálculo del trabajo necesario para producir la fractura del material. Por definición, la cantidad de trabajo es igual al producto de la fuerza y el desplazamiento en la dirección de la fuerza; en esta situación, el desplazamiento es causado por la fractura que fue causada por el impacto que se extendió por todo el material. La fórmula [4] representa este fenómeno.

$$\partial W = F_c \times \partial a \quad [4]$$

Donde:

$\partial W$ : Trabajo necesario para realizar la ruptura del material (J)

$F$ : Fuerza aplicada por la cuchilla (N)

$\partial a$ : Avance de la fractura durante el impacto (m/s)

Las ecuaciones [3] y [4] se igualarán porque el progreso es el mismo, resultando en la fuerza requerida para causar la ruptura del elastómero (caucho).

$$\partial W = G_c \times l \times \partial a = F_c \times \partial a$$

$$F_c = G_c \times l \quad [5]$$

Donde:

$F_c$ : Fuerza aplicada por la cuchilla (N).

$G_c$ : Energía absorbida por unidad de área ( $J/m^2$ ). (Ver tabla de anexo A)

$l$ : Longitud del material cortado por la cuchilla o del filo cortante (m)

La cantidad de fuerza requerida para causar la ruptura del material se puede calcular sustituyendo los números en la ecuación [5]

$$F_c = 25000 \text{ J/m}^2 \times 0,030 \text{ m}$$

$$F_c = 750 \text{ N}$$

La fuerza de corte será un 10% mayor para evitar caídas en los componentes del molino ya que los proveedores de residuos resinosos en su proceso de reciclaje ahorrarán residuos de caucho sin importar su forma y tamaño. La fuerza real será así.

$$F_c = 750 \text{ N} \times 1,1$$

$$F_c = 825 \text{ N}$$

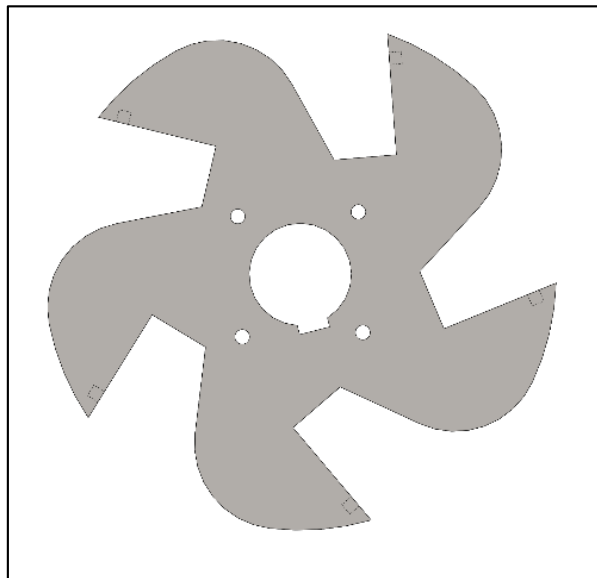
Para determinar las relaciones actuales entre las fuerzas activas y su movimiento, se realizará un estudio de la cinemática del cuerpo hasta el extremo del porta-cuchillas después de calcular la fuerza real para producir la fractura del elastómero (caucho), la capacidad de calcular la velocidad angular para determinar la potencia del motor eléctrico, cuya función motora primaria es la de cortar componentes para llevar a cabo el proceso de rectificado de caucho alrededor de su eje de giro.

### **A.- Análisis cinemático del cuerpo del porta-cuchillas**

Debido a la compleja geometría de la aleta del soporte de la hoja en la Figura 15, se optó por incorporarla en el programa SolidWorks, que calcula los parámetros físicos del elemento y permite la extracción de las coordenadas del centro de masa de la aleta con un porta-cuchillas que permite determinar la fuerza del peso y otras fuerzas que actúan sobre la aleta como se ve en la Figura 16.

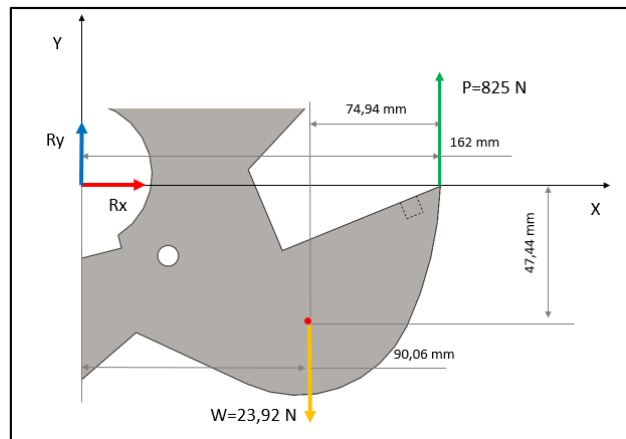
#### **Figura 15**

*Elemento de corte*



**Figura 16**

*Fuerzas actuantes y centro de masa*



*Nota.* En la figura se representa las fuerzas actuantes en la aleta y el centro de gravedad de la misma.

Se aplicará la segunda regla de Newton con base en la figura 16, permitiendo relacionar el movimiento del cuerpo con las fuerzas que actúan sobre él mediante las ecuaciones [6] y [7] expresadas en sus componentes tangencial y normal, respectivamente.

$$\sum F_t = m \times a_t \quad [6]; \quad \sum F_n = m \times a_n \quad [7]$$

Donde:

$m$ : Masa del elemento (kg)

$F$ : Fuerzas sobre el elemento (N)

$a_t$ : Aceleración tangencial ( $m/s^2$ )

$a_n$ : Aceleración Normal ( $m/s^2$ )

Donde las ecuaciones [8] y [9] determinan la aceleración normal y la aceleración tangencial, respectivamente.

$$a_t = r \times \alpha \quad [8]; \quad a_n = r \times \omega^2 \quad [9]$$

Donde:

$r$ : Radio (m)

$\alpha$ : Aceleración angular ( $rad/s^2$ )

$\omega$ : Velocidad angular ( $rad/s$ )

Finalmente, se aplicará la ecuación [10] para determinar las reacciones y la velocidad angular del cuerpo, cabe señalar que este es un movimiento no centroide porque el eje de rotación no coincide con el centro de masa del

cuerpo como resultado, el sistema de fuerzas externas no se puede reducir a un par  $\alpha$  de manera similar, se supone que la rotación es constante, por lo que es igual a la velocidad de rotación.

$$\sum M_0 = I \times \alpha \quad [10]$$

Donde:

$M_0$ : Momentos respecto a un punto (Nm)

$I$ : Momento de inercia ( $Kg * m^2$ )

#### **a. Cálculo de reacciones**

Mediante las ecuaciones [6] y [7] se determinará la reacción  $R_y$ .

$$\sum F_t = m \times a_t$$

$$R_y + 825 N - 23,92 N = m \times r \times \alpha$$

$$R_y = 23,92 N - 825 N$$

$$R_y = -801,08N$$

La reacción  $R_x$  se hallará entonces mediante la ecuación [10], donde se obtendrán los momentos con respecto al punto B, una vez establecida la reacción  $R_y$ .

$$(825 \text{ N} \times 0,07494 \text{ m}) - (R_x \times 0,04744 \text{ m}) - (R_y \times 0,09006 \text{ m}) = 0$$

$$R_x = \frac{(825 \text{ N} \times 0,07494 \text{ m}) + (R_y \times 0,09006 \text{ m})}{0,04744 \text{ m}}$$

Remplazando el valor de  $R_y$  obtenido con anterioridad se determina el valor de  $R_x$ .

$$R_x = 2824,0052 \text{ N}$$

### **b. Cálculo de la velocidad angular**

La ecuación [11], que puede calcular la velocidad angular resolviendo ( $\omega$ ), se obtendrá tomando la aceleración normal de la ecuación [9] y sustituyéndola por la ecuación [7].

$$R_x = m \times r \times \omega^2 \quad [11]$$

$$\omega = \sqrt[2]{\frac{R_x}{m \times r}}$$

$$\omega = \sqrt[2]{\frac{2824,0052 \text{ N}}{2,4382834 \text{ kg} \times 0,165 \text{ m}}}$$

$$\omega = 83,7816 \text{ rad/s}$$

Se requiere calcular la velocidad de avance, la velocidad tangencial y la velocidad de corte para evaluar la potencia del motor eléctrico que moverá las piezas de corte utilizando la ecuación [12].

$$P = f \times v_c \quad [12]$$

Donde:

$P$ : Potencia (W)

$f$ : Fuerza (N)

$v_c$ : Velocidad de corte (m/s)

Se utilizó la ecuación [13] para evaluar el caucho reciclado (residuos resinosos) como si fuera un flujo másico, y la fórmula [14] se utilizó para ampliar este análisis y mostrar que la cámara de molienda funciona como un volumen de control al permitir que el material de trabajo para pasar al proceso de molienda a un ritmo específico.

$$\dot{m} = \rho \times Q \quad [13] ; \quad Q = A \times v \quad [14]$$

Donde:

$\dot{m}$ : Flujo másico (kg/s)

$\rho$ : Densidad (kg/m<sup>3</sup>)

$Q$ : Caudal (m<sup>3</sup>/s)

$A$ : Área de la sección transversal del conducto (m<sup>2</sup>)

$v$ : Velocidad del fluido o material (m/s)

Debido a esto, la ecuación [14] puede sustituirse por la ecuación [13] para producir la ecuación [15], que luego puede usarse para borrar  $V$  para determinar la tasa de alimentación de material reciclado o caucho.

$$\dot{m} = \rho \times A \times v_{alm} \quad [15]$$

Debido a que se deben procesar 165 kg/h, este número debe cambiarse a kg/s para evitar discrepancias de unidades.

$$v_{alm} = \frac{\dot{m}}{\rho \times A}$$

$$v_{alm} = \frac{0,046112 \text{ kg/s}}{1860 \text{ kg/m}^3 \times (0,3 \text{ m} \times 0,3 \text{ m})}$$

$$v_{alm} = 2,7546 \times 10^{-4} \text{ m/s}$$

Ahora se utilizará la ecuación [16] para calcular la velocidad de corte a fin de determinar la velocidad de alimentación; la ecuación [17] se utilizó previamente para obtener la velocidad tangencial.

$$v_c = \sqrt{v_t^2 + v_{alm}^2} \quad [16] \quad ; \quad v_t = \omega \times r \quad [17]$$

$$v_t = 83,7816 \text{ rad/s} \times 0,165 \text{ m}$$

$$v_t = 15,1091 \text{ m/s}$$

Ahora reemplazando en la ecuación [16] tenemos.

$$v_c = \sqrt{(13,8240 \text{ m/s})^2 + (2,7546 \times 10^{-4} \text{ m/s})^2}$$

$$v_c = 13,8240 \text{ m/s}$$

Se utilizará la fórmula [12] para determinar la potencia del motor eléctrico en relación a la velocidad de corte.

$$P = 825 \text{ N} \times 13,8240 \text{ m/s}$$

$$P = 11404 \text{ W} (15,2940 \text{ hp})$$

Para trabajos moderados, la potencia obtenida se incrementará en un factor de trabajo de 1,2 para evitar sobrecargas en el sistema que puedan dañar la máquina.

$$P = 11404 \text{ W} \times 1,2$$

$$P = 13,685 \text{ kW} (18,3528 \text{ hp})$$

El motor adecuado se elegirá en función del diseño y la potencia disponible. Para ello, se utilizará el catálogo de motores eléctricos WEG, se

elige un motor trifásico W22 160M de eficiencia estándar 60 Hz 4 polos de 14.941 kW (20 hp) con una velocidad angular de 1800 rpm, que servirá para el giro de los elementos de corte del molino.

#### **4.3.2. Cálculo y selección de bandas y correas**

Las bandas y correas responsables de la transmisión de potencia en el molino se calcularán utilizando el motor previamente elegido, y como evaluación preliminar se determinará el factor de servicio, que está definido por la unidad motora, el número de horas de funcionamiento y las cargas iniciales.

Como primer paso para determinar el factor de servicio, se debe elegir el tipo de máquina accionada. Para este estudio de caso, se eligió un molino de martillos ya que es similar a un molino que muele cuchillas. Esta máquina específica no operará por más de 16 horas, por lo que, se selecciona un servicio regular de 1.3 por la cantidad de servicio al que estará sujeta (Ver Anexo B). Se utilizará la ecuación [18] para calcular la Potencia de Diseño a fin de establecer la sección de la correa y el diámetro mínimo de la pulea motriz al momento de determinar el factor de servicio.

$$P_{Diseño} = P_{motor} \times \text{Factor de servicio} \quad [18]$$

$$P_{Diseño} = 14914 \text{ W} \times 1,3$$

$$P_{Diseño} = 19,388 \text{ kW (26 hp)}$$

Los valores de catálogo (Ver Anexo B), donde se buscará el valor de la potencia de diseño previamente determinado y el valor de la velocidad del eje más rápido, se utilizarán para definir la sección de la correa y el diámetro mínimo de la polea impulsora. Cuando se completa este procedimiento, se produce una banda con una sección 3VX y un diámetro mínimo de 114,3 mm (4,5 in).

La ecuación [19] se utilizará para calcular el diámetro de la polea conducida (polea unida al eje de molienda del molino) una vez que se haya determinado el diámetro mínimo de la polea de transmisión.

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_1}{d_2} \quad [19]$$

Donde:

$\omega_1$ : Velocidad angular de entrada (rpm)

$\omega_2$ : Velocidad angular de salida (rpm)

$d_1$ : Diámetro de polea motriz (mm)

$d_2$ : Diámetro de polea conducida (mm)

De la ecuación [19], se despejará  $d_2$  y se reemplazará los valores ya obtenidos y se calculará el diámetro de la polea conducida como se indica a continuación.

$$d_2 = \frac{1800 \text{ rpm}}{800,0553 \text{ rpm}} \times 114,3 \text{ mm}$$

$$d_2 = 257.1496 \text{ mmm (10,124 in)}$$

Al determinar el diámetro de las poleas, la cantidad de potencia que transmite cada correa y el factor de corrección por longitud y arco, los cuales se obtienen de la Tabla 8 a través de los valores de combinación de poleas calculadas, distancia entre centros y velocidad de la transmisión. Polea primero debe ser conocida. A continuación, se utilizará la ecuación [20] para determinar el número de correas necesarias (y, en consecuencia, el número de ranuras de polea) para la transmisión de potencia.

**Tabla 8**

*Selección de transmisión*

Relación de Velocidad	Combinación de Poleas		Velocidades Impulsadas y HP por Banda								Distancia Nominal entre Centros y Factor de Corrección por Longitud y Arco						
			3500 RPM Motriz		1750 RPM Motriz		1160 RPM Motriz		870 RPM Motriz		Designación de Largo de Banda 3VX						
	Motriz D.E.	Impuls. D.E.	Impuls. RPM	HP por Banda 3VX	Impuls. RPM	HP por Banda 3VX	Impuls. RPM	HP por Banda 3VX	Impuls. RPM	HP por Banda 3VX	250	300	355	400	450	500	560
	FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO											0.78	0.83	0.87	0.89	0.92	0.94
2.19	2.20	4.75	1601	2.91	801	1.66	531	1.18	398	0.92	6.9	9.5	12.2	14.5	17.0	19.5	22.5
2.19	3.00	6.50	1601	5.47	800	3.04	531	2.12	398	1.65	—	7.3	10.1	12.4	14.9	17.5	20.5
2.21	3.15	6.90	1584	5.93	792	3.30	525	2.30	394	1.78	—	6.9	9.7	12.0	14.5	17.0	20.0
2.21	3.65	8.00	1585	7.45	792	4.14	525	2.88	394	2.22	—	—	8.3	10.6	13.2	15.7	18.7
2.24	4.75	10.60	1559	10.60	780	5.95	517	4.13	388	3.19	—	—	—	—	10.0	12.6	15.7

Distancia Nominal entre Centros y Factor de Corrección por Longitud y Arco														Combinación de Poleas		Relación de Velocidad	
Designación de Largo de Banda 3VX														Motriz D.E.	Impulsada D.E.		
600	630	670	710	800	850	900	950	1000	1060	1120	1180	1250	1320	1400			
0.97	0.98	0.99	1.00	1.03	1.04	1.05	1.06	1.07	1.08	1.09	1.10	1.12	1.13	1.14			
24.5	26.0	28.0	30.0	34.5	37.0	39.5	42.0	44.5	47.5	50.5	53.5	57.0	60.5	64.5	2.20	4.75	2.19
22.5	24.0	26.0	28.0	32.5	35.0	37.5	40.0	42.5	45.5	48.5	51.5	55.0	58.5	62.5	3.00	6.50	2.19
22.0	23.5	25.5	27.5	32.1	34.6	37.1	39.6	42.1	45.1	48.1	51.1	54.6	58.1	62.1	3.15	6.90	2.21
20.7	22.2	24.3	26.3	30.8	33.3	35.8	38.3	40.8	43.8	46.8	49.8	53.3	56.8	60.8	3.65	8.00	2.21
17.7	19.2	21.2	23.3	27.8	30.3	32.8	35.3	37.8	40.8	43.8	46.9	50.4	53.9	57.9	4.75	10.60	2.24

*Nota.* Esta tabla los valores como cantidad de potencia transmitida por cada banda y el factor de corrección por longitud y arco. Esta tabla ha sido tomada de *Selección de transmisión en existencia 3V* (p.D-54) por (Sprocket, 2017).

$$N_b = \frac{\text{Potencia de diseño}}{(\text{Potencia por banda} \times \text{factor de corrección de longitud y arco})}$$

$$N_b = \frac{19,388 \text{ kW}}{(4.436 \text{ kW} \times 1,03)}$$

$$N_b = 4,25 \approx 5$$

Son necesarias cinco bandas porque, según el principio, siempre debe redondearse al número entero más próximo. En pocas palabras, las correas 5 3VX800 utilizadas en la transmisión de potencia de los molinos tienen dos poleas de referencia designadas como 5 3V 475 SDS y 5 3V 1060 SK.

#### **A.- Cálculo de tensiones inducidas por la banda**

A partir de los datos recopilados anteriormente, será posible determinar los esfuerzos que provocan las bandas en la polea, que deben tenerse en cuenta al construir el eje, así como la vida útil de las bandas puede especificar los intervalos entre sus reemplazos, que el plan de mantenimiento de la máquina sugerirá.

Primero se deben usar las ecuaciones [21], [22] y [23] para determinar la velocidad periférica, la longitud de paso, el coeficiente de fricción efectivo y el ángulo de contacto de la correa.

$$v = \frac{\pi \times d_1 \times \omega_1}{12} \quad [21]$$

Donde:

$d_1$ : Diámetro polea motriz (m)

$\omega_1$ : Velocidad angular de entrada (RPM)

$v$ : Velocidad periférica de la banda (m/s)

$$v = \frac{\pi \times 0,12065 \text{ m} \times 1800 \text{ rpm}}{60 \text{ s}}$$

$$v = 11,3709 \text{ m/s} \quad (2238,38 \text{ pies}/\text{min})$$

$$L_p = 2C + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4C} \quad [22]$$

Donde:

$d_1$ : Diámetro polea motriz (m)

$d_2$ : Diámetro polea conducida (m)

$C$ : Distancia entre centros (m)

$L_p$ : Longitud de paso (m)

$$L_p = 2(0,7061 \text{ m}) + \frac{\pi(0,2692 \text{ m} + 0,1206 \text{ m})}{2} + \frac{(0,2692 \text{ m} - 0,1206 \text{ m})^2}{4(0,7061 \text{ m})}$$

$$L_p = 2,0325 \text{ m} \quad (80,0195 \text{ in})$$

$$\phi = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left( \frac{d_2 - d_1}{2C} \right) \quad [23]$$

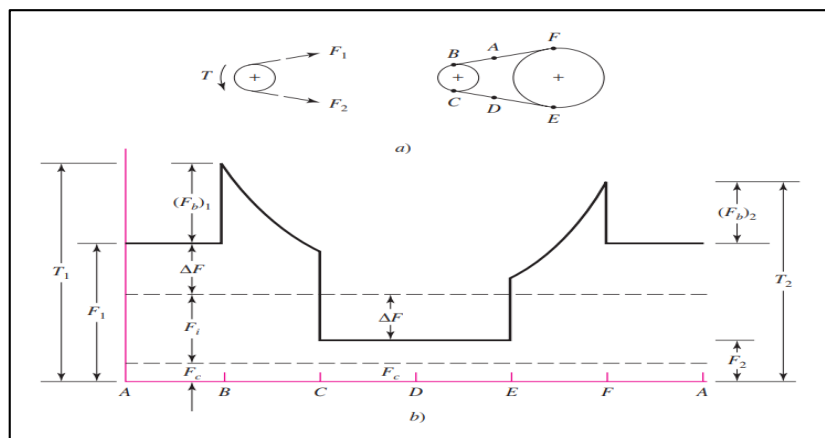
$$\phi = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left( \frac{0,2692 \text{ m} - 0,1206 \text{ m}}{2(0,7061 \text{ m})} \right)$$

$$\phi = 167.92^\circ \approx 2,9308 \text{ rad} = EXP[0,5123 \times 2,9308] = 4,4881$$

Las fuerzas que induce la correa en la polea se muestran en la Figura 17. Las siguientes ecuaciones se utilizarán para calcular estas fuerzas.

**Figura 17**

*Tensiones en bandas en V*



*Nota.* Tomado de *Tensiones en la banda en V* [Figura], por Budynas, R. y Keith Nisbett, J., 2008, McGrawHillEducation.

Se trabajó con unidades usadas por el autor del libro de Budynas, R. y Keith Nisbett, J., 2008, para no alterar los factores de las fórmulas.

$$F_c = K_c \times \left( \frac{v}{1000} \right)^2 \quad [24]$$

Donde:

$F_c$ : Fuerza centrífuga (lbf)

$K_c$ : Parámetro de banda en V. (Factor según teoría de Budynas, R. y Keith Nisbett, J., 2008)

$v$ : Velocidad periférica de la banda (Pies/min)

$$F_c = 0,425 \times \left( \frac{2238,38 \text{ pies}/\text{min}}{1000} \right)^2$$

$$F_c = 9,4711 \text{ N } (2,1293 \text{ lbf})$$

**Tabla 9**

*Cálculo de fuerzas inducidas por la banda sobre la polea*

<b>Fórmula</b>	<b>Remplazando datos</b>	<b>Resultado</b>	<b>N° ecuación</b>
$\Delta F = \frac{63025 \times P_{Diseño} / N_b}{\omega_1 \times (d_1/2)}$	$\Delta F = \frac{63025 \times 26/5}{1800 \text{ rpm} \times (4,75 \text{ in}/2)}$	$\Delta F = 76,6620 \text{ lbf}$	<i>Ecuación 25</i>
$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \times EXP(f\phi)}{EXP(f\phi) - 1}$	$F_1 = 2,1294 \text{ lbf} + \frac{76,6620 \text{ lbf} \times 4,4881}{4,4881 - 1}$	$F_1 = 100,7694 \text{ lbf}$	<i>Ecuación 26</i>
$F_2 = F_1 - \Delta F$	$F_2 = 100,7694 \text{ lbf} - 76,6620 \text{ lbf}$	$F_2 = 24,1074 \text{ lbf}$	<i>Ecuación 27</i>
$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c$	$F_i = \frac{100,7694 \text{ lbf} + 24,1074 \text{ lbf}}{2} - 2,1294 \text{ lbf}$	$F_i = 60,3090 \text{ lbf}$	<i>Ecuación 28</i>
$(F_b)_1 = \frac{k_d}{d_1}$	$(F_b)_1 = \frac{230}{4,75 \text{ in}}$	$(F_b)_1 = 48,4211 \text{ lbf}$	<i>Ecuación 29</i>
$(F_b)_2 = \frac{k_d}{d_2}$	$(F_b)_2 = \frac{230}{10,6 \text{ in}}$	$(F_b)_2 = 21,6981 \text{ lbf}$	<i>Ecuación 30</i>

*Nota:* Se trabajó con unidades usadas por el autor del libro de Budynas, R. y Keith Nisbett, J., 2008, para no alterar los factores.

Usamos las ecuaciones [31] y [32] para obtener la tensión total de la correa inducida en la polea con referencia a los valores que se encuentran en la Tabla 9. te las ecuaciones [31] y [32].

$$T_1 = F_1 + (F_b)_1 \quad [31]$$

$$T_1 = 448,2223 \text{ N} + 215,3771 \text{ N}$$

$$T_1 = 663,5994 \text{ N} (149,1905 \text{ lbf})$$

$$T_2 = F_1 + (F_b)_2 \quad [32]$$

$$T_2 = 448,2223 \text{ N} + 96,5131 \text{ N}$$

$$T_2 = 544,7354 \text{ N} (122,4675 \text{ lbf})$$

Tras la determinación de las tensiones de la correa, se determinará la vida útil de la correa. Como se muestra a continuación, esto se puede expresar como el número de pases ( $N_p$ ) por la cantidad [33] y el número de horas por la cantidad [34].

$$N_p = \left[ \left( \frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left( \frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1} \quad [33]$$

Donde:

k: Parámetro de durabilidad. (Ver anexo B).

b: Parámetro de durabilidad. (Ver anexo B).

Se trabajó con unidades usadas por el autor del libro de Budynas, R. y Keith Nisbett, J., 2008, para no alterar los factores de las fórmulas.

$$N_p = \left[ \left( \frac{728}{149,1905 \text{ lbf}} \right)^{-12,464} + \left( \frac{728}{122,4675 \text{ lbf}} \right)^{-12,464} \right]^{-1}$$

$$N_p = 3,50 \times 10^8$$

$$t = \frac{N_p \times L_p}{720 \times v} \quad [34]$$

$$t = \frac{3,50 \times 10^8 \times (80,0195 \text{ in})}{720 \times (2238,38 \text{ pies}/\text{min})}$$

$$t = 17395,0342 \text{ h}$$

Este número permite especificar la frecuencia de las intervenciones de mantenimiento para el reemplazo necesario de la correa para evitar daños

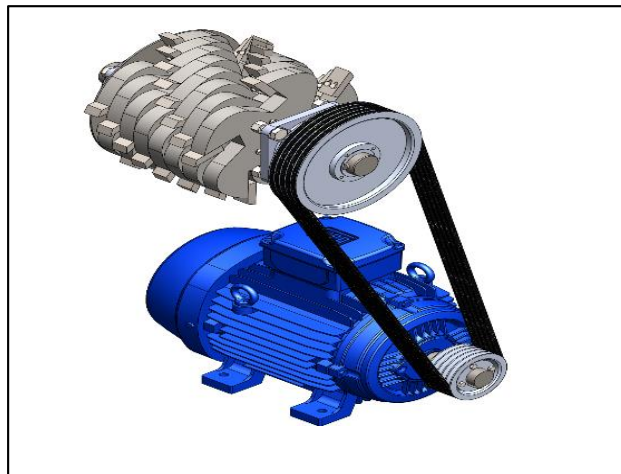
adicionales a la máquina causados por la falla de una o más correas de transmisión de potencia.

#### **4.3.3. Diseño del eje de trituración**

En esta parte se realizará el diseño del eje de la trituradora, que estará sometido a esfuerzos cortantes, pesos de los componentes que lo integran y cargas de flexión y torsión creadas por la transmisión de potencia de la polea.

#### **Figura 18**

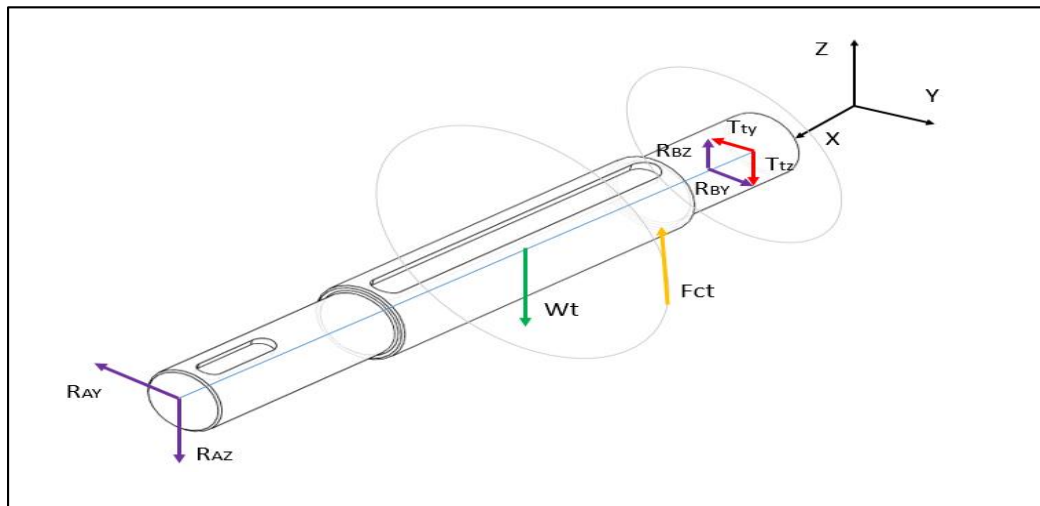
*Vista isométrica del eje de trituración*



La figura 19 muestra el diagrama de cuerpo libre del eje, que muestra todas las fuerzas que actúan sobre él, incluidas las provocadas por la polea, los cojinetes y los componentes de corte.

### Figura 19

*Diagrama de cuerpo libre del eje de trituración*



Donde:

$R_{AZ}$ ,  $R_{AY}$ : Reacciones del Rodamiento A

$R_{BZ}$ ,  $R_{BY}$ : Reacciones del Rodamiento B

$Wt$ : Peso total de las ocho porta-cuchillas

$Fc$ : Fuerza de corte de las cuchillas

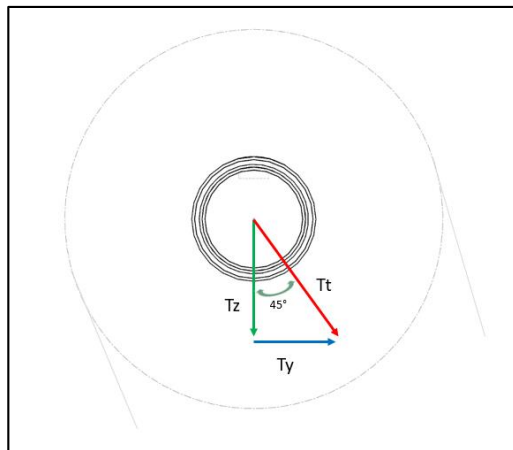
$T_{ty}$ : Suma de T1 y T2 descompuesta en el eje y

$T_{tz}$ : Suma de T1 y T2 descompuesta en el eje z

Es importante descomponer la fuerza de la polea en los ejes principales como se indica en la Figura 20 para calcular las respuestas que producen los rodamientos.

### Figura 20

*Diagrama de cuerpo libre de la polea*



Recuerde que el cálculo anterior de la tensión de la banda solo consideró la tensión creada por una sola banda; por lo tanto, para obtener la

tensión total, el cálculo de la tensión de la banda debe multiplicarse por 5 bandas.

$$T_{ty} = 6055,5558 \times \sin(45) \quad [35]$$

$$T_{ty} = 4281,9245 \text{ N}$$

$$T_{tz} = 6055,5558 \times \cos(45) \quad [36]$$

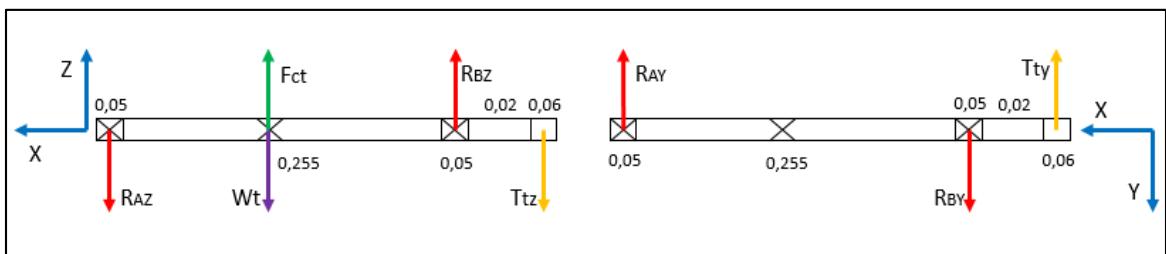
$$T_{tz} = 4281,9245 \text{ N}$$

### A. Cálculo de reacciones en el eje

El diagrama de cuerpo libre de las fuerzas que actúan sobre el eje se muestra en la Figura 21 con el fin de trazar las ecuaciones de equilibrio que predecirán las distintas reacciones.

**Figura 21**

*Diagrama de cuerpo libre de fuerzas*



$$\sum F_y = 0; \quad R_{By} - R_{Ay} - T_{ty} = 0 \quad [37]$$

$$\sum F_z = 0; \quad R_{Bz} - W_t + F_{Ct} - R_{Az} - T_{tz} = 0 \quad [38]$$

$$\sum M_{Ay} = 0; \quad -R_{By} \times 0,305 \text{ m} + T_{ty} \times 0,38 \text{ m} = 0 \quad [39]$$

$$\sum M_{Az} = 0 \quad [40]$$

$$R_{Bz} \times 0,305 \text{ m} - W_t \times 0,1525 \text{ m} + F_{Ct} \times 0,125 \text{ m} - T_{tz} \times 0,38 \text{ m} = 0$$

Realizando el cálculo y trabajando en las cuatro ecuaciones obtenemos los siguientes resultados:

$$R_{By} = 5334,856 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 1052,9315 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = 2130,5347 \text{ N}$$

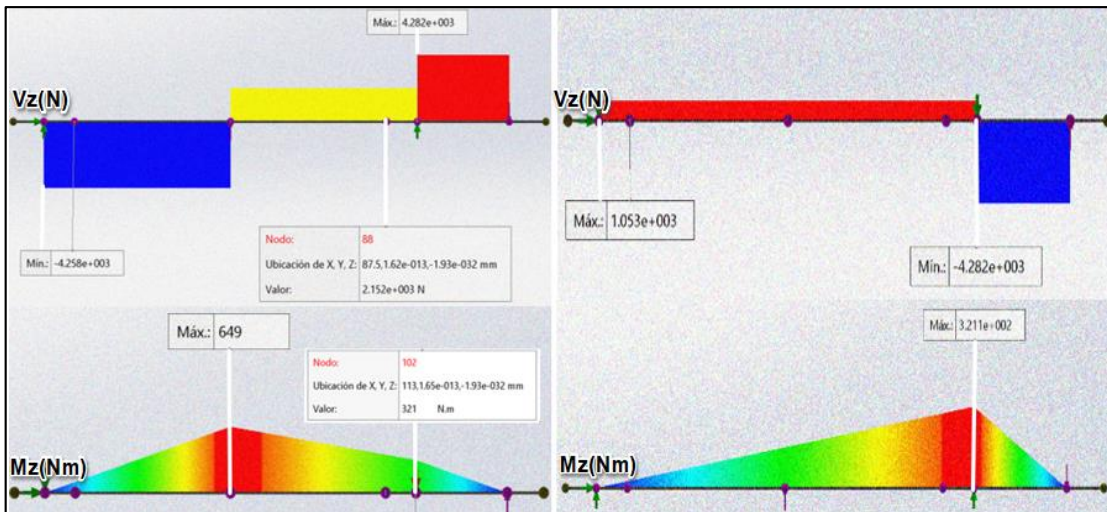
$$R_{Az} = 4257,2542 \text{ N}$$

## B. Diagrama de fuerza cortante y momento flector

Los diagramas de fuerza cortante y momento de flexión se construyen usando los datos obtenidos, como se ilustra en la Figura 22. El mayor momento de flexión consecuente en las diversas secciones, en lugar de sus componentes XY, generalmente se tiene en cuenta al diseñar un eje. El momento de flexión máximo resultante se determina como consecuencia, o XZ en este caso de estudio.

**Figura 22**

*Diagrama fuerza cortante y momento flector*



*Nota.* El diagrama nos muestra la fuerza cortante y momento flector en los ejes (X-Y) (X-Z).

Al obtener los momentos flectores en ambos diagramas se procederá a realizar el cálculo de momento flector resultante y se trabajará con el momento flector mayor para los demás cálculos.

$$M_R = \sqrt{(M_{RA})^2 + (M_{RB})^2} \quad [41]$$

$$M_{R1} = \sqrt{(649)^2 + (106,6)^2}$$

$$M_{R1} = 668,77 \text{ Nm}$$

$$M_{R2} = \sqrt{(321)^2 + (321)^2}$$

$$M_{R1} = 453,96 \text{ Nm}$$

### **C. Selección y propiedades del material**

El eje de trituración se fabricará y diseñará con acero AISI 1045 CD, que tiene un contenido medio de carbono, proporciona una resistencia máxima y una fluencia aceptable. También es un material rentable, lo que es ventajoso para el usuario.

$$S_{ult} = 630 \text{ MPa}; \quad S_y = 530 \text{ MPa}$$

Datos obtenidos de tabla de resistencia de materiales de “Diseño en Ingeniería Mecánica” de Budynas y Keith Nisbett (2008), obteniendo la resistencia última mínima y la resistencia de fluencia respectivamente.

#### D. Cálculo del diámetro tentativo del eje por fatiga

Dado que el momento flector máximo ocurre en el punto B del diagrama de momento flector máximo, se determina que este es el punto crítico del eje. A partir de este punto, la estimación inicial del diámetro del eje se realiza utilizando los criterios de falla de ED-Soderberg utilizando la ecuación [42]. Dado que es sencillo y conservador, este criterio es adecuado para el diseño inicial.

$$D_t = \left\{ \frac{16 \times \eta_s}{\pi} \left[ \frac{1}{S_e} (2 \times K_f \times M_a) + \frac{[3 \times (K_{fs} \times T_m)^2]^{1/2}}{S_{yt}} \right] \right\}^{1/3} \quad [42]$$

Donde:

$\eta_s$ : Factor de seguridad

$M_a$ : Momento flexionante alternante máximo (Nm)

$S_y$ : Resistencia a la fluencia (MPa)

$S_e$ : Resistencia a la fatiga (MPa)

$K_f, K_{fs}$ : Factores de concentración de esfuerzo por fatiga de la flexión y torsión

$T_m$ : Torque medio (Nm)

Las variables de concentración de esfuerzos  $K_f$  y  $K_{fs}$  estarán asumiendo los siguientes valores para iniciar el cálculo de la estimación del diámetro tentativo del eje. Según Budynas y Keith Nisbett (2008a), para un paso inicial rápido y cauteloso se utilizaron los siguientes parámetros:  $K_f = K_t = 2,2$  y  $K_{fs} = K_{ts} = 3,0$ .

Así mismo, luego de aprender el valor del diámetro del eje, se evaluarán los valores  $K_b = 0.9$ ,  $K_c = K_d = K_e = 1$  y  $S'_e = S_{ult} = 630$  MPa que afectan el límite de resistencia a la fatiga.

$$K_a = a \times S_{ult}^b \quad [43]$$

$$K_a = 4,51 \times 630^{-0,265}$$

$$K_a = 0,817243$$

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f \times S'_e \quad [44]$$

$$S_e = 0,817243 \times 0,9 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1 \times 630 \text{ MPa}$$

$$S_e = 463,377 \text{ MPa}$$

Ahora con los valores ya obtenidos remplazaremos en la ecuación [45], para hallar el diámetro tentativo del eje.

$$D_t = \left\{ \frac{16 \times 2}{\pi} \left[ \frac{2 \times 2,2 \times 668,77 \text{ N/m}}{463,377 \times 10^6 \text{ N/m}^2} + \frac{[3 \times (3 \times 177,23 \text{ Nm})^2]^{1/2}}{530 \times 10^6 \text{ N/m}^2} \right] \right\}^{1/3} \quad [45]$$

$$D_t = 0,04355 \text{ m} \approx 44 \text{ mm}$$

Después de determinar el diámetro aproximado, verificamos los valores que afectan el límite de resistencia a la fatiga y los factores de concentración de tensión en las ubicaciones de los diversos componentes de montaje del eje.

### **E. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga**

Para el cálculo de factores se trabajó con Budynas y Keith Nisbett (2008b).

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f \times S'_e \quad [46]$$

### **a. Factor de superficie $K_a$**

Según Budynas y Keith Nisbett (2008c) el acero elegido tiene una resistencia última de  $S_{ult} = 630$  MPa y suponiendo que el eje de la máquina está maquinado, los factores se toman de la tabla 6- 2 (Ver Anexo C).

$$K_a = a \times S_{ult}^b \qquad \text{Reemplazando en la Ec. [43]}$$

$$K_a = 4,51 \times 630^{-0,265}$$

$$K_a = 0,817243$$

### **b. Factor de tamaño $K_b$**

Se puede utilizar la ecuación [47] para obtener el factor de tamaño  $K_b$  utilizando el valor del diámetro estimado que se calculó previamente.

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} \quad ; \quad 2,79 \leq d \leq 51mm \qquad [47]$$

$$K_b = \left(\frac{44}{7,62}\right)^{-0,107}$$

$$K_b = 0,828934$$

**c. Factor de carga  $K_c$**

$$K_c = 1; \quad \text{Flexión}$$

**d. Factor de temperatura  $K_d$**

Dado que la temperatura del eje está por debajo de los 50 grados, el factor es igual:

$$K_d = 1,010.$$

**e. Factor de confiabilidad  $K_e$**

Trabajando con un 90% de confiabilidad, se descubre el siguiente factor:

$$K_e = 0,897.$$

**f. Factor de efectos varios  $K_f$**

$$K_f = 1$$

**g. Límite de resistencia a la fatiga  $S'_e$**

$$S'_e = 0,5 \times S_{ult} \quad [48]$$

$$S'_e = 0,5 \times 630 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 315 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0,817243 \times 0,828934 \times 1 \times 1,010 \times 0,897 \times 1 \times 315 \text{ MPa}$$

$$S_e = 193,328 \text{ MPa}$$

## F. Factores de concentración de esfuerzo

Es importante tener en cuenta esta porción al diseñar el eje ya que tendrá un chavetero que permitirá encontrar las partes que transmitirán la carga. Las variables de concentración de tensiones se tomaron de la figura (A-15-14) (Budynas y J. Keith Nisbett, 2008d). (Ver Anexo D).

$$K_t = 1,55 \quad ; \quad q = 0,82$$

Los valores obtenidos se remplazarán en la siguiente ecuación [49]:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad [49]$$

$$K_f = 1 + 0,82(1,55 - 1)$$

$$K_f = 1,451$$

Los factores de concentración de esfuerzo son extraídos de tablas ya establecidas tal como se aprecia en la figura (A-15-15) en Diseño en Ingeniería Mecánica (Budynas y Keith Nisbett, 2008e). (Ver anexo D)

$$K_{ts} = 1,46 \quad ; \quad q = 0,99$$

Los valores obtenidos se remplazarán en la siguiente ecuación [50].

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \quad [50]$$

$$K_{fs} = 1 + 0,99(1,46 - 1)$$

$$K_{fs} = 1,46$$

### G. Cálculo del diámetro por fatiga

El diámetro por fatiga se estima utilizando los criterios de rotura empleados anteriormente tras comprobar los valores de las variables que influyen en el límite de fatiga y los concentradores de tensiones.

$$D_t = \left\{ \frac{16 \times 5}{\pi} \left[ \frac{2 \times 1,451 \times 668,77 \text{ N/m}}{193,328 \times 10^6 \text{ N/m}^2} + \frac{[3 \times (1,46 \times 177,23 \text{ Nm})^2]^{1/2}}{530 \times 10^6 \text{ N/m}^2} \right] \right\}^{1/3}$$

$$D_t = 0,06520002018 \text{ m}$$

$$D_t = 66 \text{ mm}$$

Para calcular la tensión de von Mises de los estados de tensión alterna y media, primero se deben determinar las tensiones combinadas de flexión y

torsión que actuarán sobre el eje. Esta tensión se evaluará luego utilizando el diagrama de fatiga bajo el criterio de Soderberg, que evita la fluencia manteniendo la curva de falla de manera conservadora dentro de la línea de fluencia de Langer.

Cálculos de esfuerzos de Von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos.

$$\sigma'_a = \left( \frac{32 \times K_f \times M_a}{\pi \times d^3} \right) \quad [51]$$

$$\sigma'_a = \left( \frac{32 \times 1,451 \times 668,77 \text{ Nm}}{\pi \times (0,066 \text{ m})^3} \right) = 34,3805 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \left[ 3 \times \left( \frac{16 \times K_{fs} \times T_m}{\pi \times d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad [52]$$

$$\sigma'_m = \left[ 3 \times \left( \frac{16 \times 1,46 \times 177,23 \text{ Nm}}{\pi \times (0,066 \text{ m})^3} \right)^2 \right]^{1/2} = 7,9394 \text{ MPa}$$

Se utilizará la ecuación [53], que se relaciona con el criterio de falla de Soderberg, para calcular el factor de seguridad en base a los valores obtenidos.

## H. Factor de seguridad

$$\frac{1}{\eta_s} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} \quad [53]$$

$$\frac{1}{\eta_s} = \frac{34,3805 \text{ MPa}}{193,328 \text{ MPa}} + \frac{7,9394 \text{ MPa}}{530 \text{ MPa}}$$

$$\eta_s = 5,186316 \approx 5$$

Dado que el factor de seguridad es mayor que uno, este número demuestra que el material y el diámetro del eje elegidos son adecuados.

## I. Cambio de sección

Luego del cálculo y verificación del diámetro del eje en su ubicación más crucial, se pasa al cálculo y verificación del diámetro en el punto C ya que aquí es donde cambia la sección del eje y frecuentemente se concentra una cantidad importante de esfuerzos. Para evitar cualquier tipo de falla del material, es práctico determinar el diámetro en esta parte.

De acuerdo a Budynas y Keith Nisbett (2008) usando la relación  $D/d = 1.2$ , en esta etapa, se calcula el diámetro (lo que permite reducir la tensión) concentración en un hombro que soporta un rodamiento).

$$D/d = 1,2 \quad [54]$$

$$\frac{0,066 \text{ m}}{1,2} = d$$

$$d = 0,055 \text{ m} \approx 55 \text{ mm}$$

Para estimar la cantidad de trabajo que se generará en esta pieza, a continuación se verificará el diámetro calculado. Budynas y Keith Nisbett (2008) asumen que el radio del filete es  $r = d/10$

$$r = \frac{2,16535 \text{ in}}{10} \quad [54]$$

$$r = 5.499 \text{ mm} (0,216535 \text{ in})$$

Los factores de concentración de esfuerzo son extraídos de la figura (A-15-14) y figura (6-20) de Diseño en Ingeniería Mecánica (Budynas, R. y Keith Nisbett, J., 2008).

$$K_t = 1,46 \quad ; \quad q = 0,87$$

Los valores obtenidos se remplazarán en la siguiente ecuación 49:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{Remplazando en la Ec. [49]}$$

$$K_f = 1 + 0,87(1,46 - 1)$$

$$K_f = 1,4002$$

Los factores de concentración de esfuerzo son extraídos de la figura (A-15-15) y Figura (6-21) (Budynas, R. y Keith Nisbett, J., 2008).

$$K_{ts} = 1,34 \quad q = 1$$

Los valores obtenidos se remplazarán en la siguiente ecuación [50].

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \quad \text{Remplazando en la Ec. [50]}$$

$$K_{fs} = 1 + 1(1,34 - 1)$$

$$K_{fs} = 1,34$$

#### **J. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga**

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f \times S'_e \quad \text{Remplazando en la Ec. [46]}$$

### a. Factor de superficie $K_a$

Dado que el eje de la máquina está mecanizado y que el acero elegido tiene una resistencia última  $S_{ult} = 630$  MPa, los componentes a y b se toman de la Tabla 6-2 (Budynas, R. y Keith Nisbett, J., 2008).

$$K_a = a \times S_{ult}^b \quad \text{Reemplazando en la Ec. [43]}$$

$$K_a = 4,51 \times 630^{-0,265}$$

$$K_a = 0,817243$$

### b. Factor de tamaño $K_b$

El factor de tamaño  $K_b$  se deriva utilizando la ecuación [55] en relación con el valor del diámetro tentativo obtenido previamente.

$$K_b = 1,51 \times (d)^{-0,157}; \quad 51 \leq d \leq 254\text{mm} \quad [55]$$

$$K_b = 1,51 \times (55)^{-0,157}$$

$$K_b = 0,804896$$

### c. Factor de carga $K_c$

$$K_c = 1; \quad \text{Flexión}$$

**d. Factor de temperatura  $K_d$**

La temperatura del eje es menor a 50 ° por tal razón el factor es igual:

$$K_d = 1,010.$$

**e. Factor de confiabilidad  $K_e$**

Trabajando con una confiabilidad del 90 % se obtiene un factor:

$$K_e = 0,897.$$

**f. Factor de efectos varios  $K_f$**

$$K_f = 1$$

**g. Límite de resistencia a la fatiga  $S'_e$**

$$S'_e = 0,5 \times S_{ult}$$

*Remplazando en la Ec. [48]*

$$S'_e = 0,5 \times 630 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 315 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0,817243 \times 0,804896 \times 1 \times 1,010 \times 0,897 \times 1 \times 315 \text{ MPa}$$

$$S_e = 187,7221 \text{ MPa}$$

## K. Cálculos de esfuerzos de Von Mises

$$\sigma'_a = \left( \frac{32 \times K_f \times M_a}{\pi \times d^3} \right) \quad \text{Reemplazando en la Ec. [51]}$$

$$\sigma'_a = \left( \frac{32 \times 1,4002 \times 668,77 \text{ Nm}}{\pi \times (0,055 \text{ m})^3} \right) = 57,3295 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \left[ 3 \times \left( \frac{16 \times K_{fs} \times T_m}{\pi \times d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Reemplazando en la Ec. [52]}$$

$$\sigma'_m = \left[ 3 \times \left( \frac{16 \times 1,34 \times 177,23 \text{ Nm}}{\pi \times (0,055 \text{ m})^3} \right)^2 \right]^{1/2} = 12,5917 \text{ MPa}$$

## L. Factor de seguridad

$$\frac{1}{\eta_s} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} \quad \text{Reemplazando en la Ec. [53]}$$

$$\frac{1}{\eta_s} = \frac{57,3295 \text{ MPa}}{187,7221 \text{ MPa}} + \frac{12,5917 \text{ MPa}}{530 \text{ MPa}}$$

$$\eta_s = 3,038 \approx 3$$

El resultado obtenido lleva a la conclusión de que el material y el diámetro del eje elegidos son adecuados porque el factor es mayor que la unidad.

### M. Cuñero de polea

$$K_t = 1,66 \quad ; \quad q = 0,82$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{Remplazando en la Ec. [49]}$$

$$K_f = 1 + 0,82(1,66 - 1)$$

$$K_f = 1,5412$$

$$K_{ts} = 1,35 \quad ; \quad q = 0,99$$

$$K_{fs} = 1 + q(K_{ts} - 1) \quad \text{Remplazando en la Ec. [50]}$$

$$K_{fs} = 1 + 0,99(1,35 - 1)$$

$$K_{fs} = 1,3465$$

## **N. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga**

### **a. Factor de superficie $K_a$**

$$K_a = a \times S_{ultb} \qquad \text{Remplazando en la Ec. [43]}$$

$$K_a = 4,51 \times 630^{-0,265}$$

$$K_a = 0,817243$$

### **b. Factor de tamaño $K_b$**

$$K_b = 1,51 \times (d)^{-0,157}; \quad 51 \leq d \leq 254\text{mm} \qquad \text{Remplazando en la Ec. [55]}$$

$$K_b = 1,51 \times (55)^{-0,157}$$

$$K_b = 0,8048$$

### **c. Factor de carga $K_c$**

$$K_c = 1; \quad \text{Flexión}$$

### **d. Factor de temperatura $K_d$**

Dado que la temperatura del eje está por debajo de los 50 grados, el factor es igual.

$$K_d = 1,010.$$

**e. Factor de confiabilidad  $K_e$**

Trabajando con un 90% de confiabilidad, se descubre el siguiente factor:

$$K_e = 0,897$$

**f. Factor de efectos varios  $K_f$**

$$K_f = 1$$

**g. Límite de resistencia a la fatiga  $S'_e$**

$$S'_e = 0,5 \times S_{ult} \quad \text{Reemplazando en la Ec. [48]}$$

$$S'_e = 0,5 \times 630 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 315 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0,817243 \times 0,80489 \times 1 \times 1,010 \times 0,897 \times 315 \text{ MPa}$$

$$S_e = 187,7206 \text{ MPa}$$

**Ñ. Cálculos de esfuerzos de Von Mises**

$$\sigma'_a = \left( \frac{32 \times K_f \times M_a}{\pi \times d^3} \right) \quad \text{Reemplazando en la Ec. [51]}$$

$$\sigma'_a = \left( \frac{32 \times 1,5412 \times 668,77 \text{ Nm}}{\pi \times (0,055 \text{ m})^3} \right) = 63,1026 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \left[ 3 \times \left( \frac{16 \times K_{fs} \times T_m}{\pi \times d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Remplazando en la Ec. [52]}$$

$$\sigma'_m = \left[ 3 \times \left( \frac{16 \times 1,3465 \times 177,23 \text{ Nm}}{\pi \times (0,055 \text{ m})^3} \right)^2 \right]^{1/2} = 12,6527 \text{ MPa}$$

## O. Factor de seguridad

$$\frac{1}{\eta_s} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_y} \quad \text{Remplazando en la Ec. [53]}$$

$$\frac{1}{\eta_s} = \frac{63,1026 \text{ MPa}}{187,7206 \text{ MPa}} + \frac{12,6527 \text{ MPa}}{530 \text{ MPa}}$$

$$\eta_s = 2,77$$

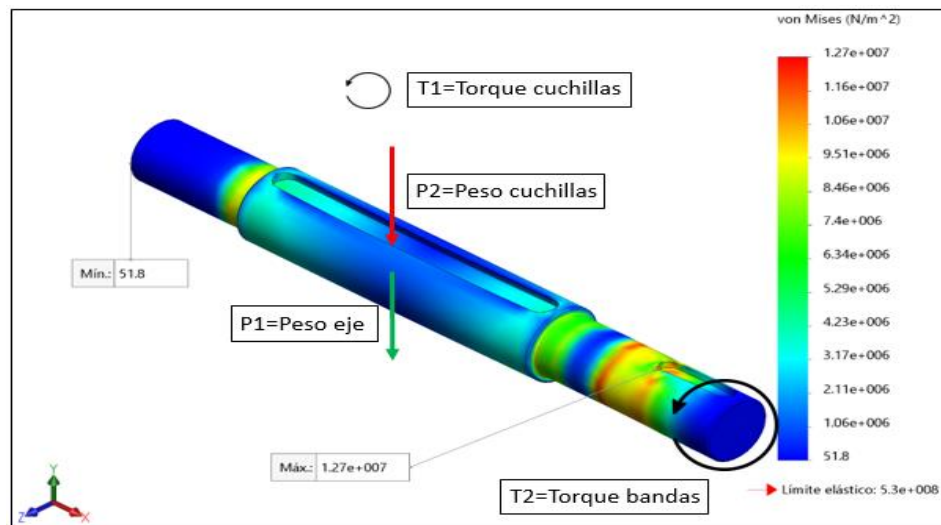
Dado que el factor de seguridad es mayor que uno, el resultado obtenido demuestra que el material y el diámetro del eje elegidos son adecuados.

## P. Análisis en el eje principal con software SolidWorks

Después de realizar el cálculo teórico, se utilizó el software SolidWorks 2017 para construir y simular el modelo de elementos finitos. La Figura 23 muestra la parte que está expuesta a cargas externas, como el peso del eje de 12 kg, los soportes para el peso de las ocho palas de 98 kg, el par de la banda de 177,23 Nm y el par de las palas de 199,65 Nm.

**Figura 23**

*Eje principal sometido a fuerzas*



**Tabla 10***Resultados del análisis estático del eje*

<i>Nombre</i>	<i>Tipo</i>	<i>Min.</i>	<i>Max.</i>
Tensiones 1	VON: Tensión de Von Mises	51,8 N/m <sup>2</sup>	1,27 X 10 <sup>7</sup> N/m <sup>2</sup>
Desplazamientos	URES: Desplazamiento	0 mm	0,00636 mm
Factor de seguridad	Automático	41.73	-
<i>Propiedades del material</i>			
Nombre:	Acero AISI 1045 (Laminado en Frio)		
Límite elástico:	5,3 X 10 <sup>8</sup> N/m <sup>2</sup>		
Límite de tracción:	6,3 X 10 <sup>8</sup> N/m <sup>2</sup>		

El mayor desplazamiento es menor a 0.00636 mm, el menor factor de seguridad es 41.73 y los esfuerzos son menores al límite elástico, según la Tabla 10. Como el eje tiene un factor de seguridad mayor a 1, podemos concluir que no rotura por resistencia mecánica.

#### **4.3.4. Selección de rodamientos**

La carga radial se calculará utilizando los valores de las reacciones que actúan en el extremo del eje, que se calcularon previamente. La selección de rodamientos se basará en el catálogo de rodamientos de SKF, que categoriza

sus productos con respecto al diámetro y la carga dinámica y estática que soporta.

$$R_A = \sqrt{(R_{AY})^2 + (R_{AZ})^2} = \sqrt{(1052,9315)^2 + (4257,2542)^2}$$

$$R_A = 4385,5305 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{(R_{BY})^2 + (R_{BZ})^2} = \sqrt{(5334,856)^2 + (2130,5347)^2}$$

$$R_B = 5744,551 \text{ N}$$

Para elegir el rodamiento adecuado para el caso de estudio, la fórmula [56] determinará la carga o clasificación a consultar en el catálogo.

$$C_{10} = a_f \times F_D \left[ \frac{X_D}{X_0 + (\theta - X_0)(1 - R_D)} \right]^{1/a} \quad [56]$$

Donde:

$a_f$ : Factor de aplicación (Teoría de Shigley 8th)

$F_D$ : Carga radial deseada (N)

$R_D$ : Confiabilidad

$X_0$ ;  $\theta$ ;  $b$ : Parámetros de weibull (Teoría de Shigley 8th)

$X_D$ : Vida de diseño adimensional (Teoría de Shigley 8th)

$a$ : Parámetro según cojinete (3 para cojinete de bolas; 10/3 para cojinetes de rodillos) (Teoría de Shigley 8th)

El parámetro de vida adimensional está contenido en la ecuación [55], y su valor está determinado por la ecuación [56].

$$X_D = \frac{60 \times L_D \times n_D}{10^6} \quad [56]$$

Donde:

$L_D$ : Vida deseada en horas (h)

$n_D$ : Velocidad deseada (rpm)

Se elige un intervalo de 10.000 a 25.000 horas de vida porque el parámetro  $L_D$  lo establece el catálogo de rodamientos SKF, que ofrece valores guía de vida útil con respecto a los diversos tipos de máquinas donde se utilizarán los rodamientos beneficiosos para las trituradoras giratorias que funcionan de 8 a 16 horas al día, lo cual es relevante para nuestro estudio de caso.

$$X_D = \frac{60 \times 25000 \times 800}{10^6}$$

$$X_D = 85,891 \text{ kN}$$

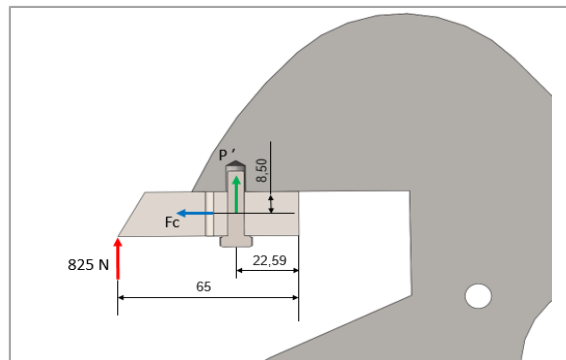
Finalmente, se realizará una búsqueda en el catálogo de rodamientos SKF utilizando el valor  $C_{10}$  y el diámetro menor del cambio de sección calculado previamente para identificar la designación o referencia del rodamiento que debe tener la máquina, que para este caso de estudio se designa como al rodamiento NUP 211 ECP.

#### 4.3.5. Cálculo de tornillo para la cuchilla de corte

La Figura 24 ilustra la posición de la hoja en su punto más vulnerable durante el corte de material de caucho y las fuerzas que actúan sobre ella. Usando este esquema, se extraen las ecuaciones de equilibrio para determinar la fuerza de sujeción ( $P'$ ) del tornillo. En base a esta fuerza, se designarán las dimensiones del perno que soportará las cargas especificadas.

**Figura 24**

*Cargas que actúan sobre la cuchilla*



Donde:

$F_c$ : Fuerza centrífuga (N)

$P'$ : Fuerza de sujeción (N)

$$\sum M_0 = 0; \quad -825N \times 0,065 \text{ m} - P' \times 0,02259 \text{ m} - F_c \times 0,0085 \text{ m}$$

### A. Cálculo de la fuerza centrífuga

La fuerza centrífuga se calcula en el punto de mayor velocidad (83.7816 Rad/S) del molino porque, como se muestra en la ecuación [57], solo se puede generar cuando hay movimiento; de lo contrario, sería igual a cero. Para permitir que el molino funcione en un rango de velocidades sin experimentar fallas en el elemento de corte, la velocidad también se sobredimensiona en un 20%.

$$F_c = \frac{m \times v_t^2}{r} \quad [57]$$

$$v_t = w \times r \quad [58]$$

Remplazando la ecuación [58] en la ecuación [57] tenemos:

$$F_c = \frac{m \times w^2 \times r^2}{r}$$

$$F_C = 0,4876 \text{ kg} \times \left(1,2 \times 83,7816 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)^2 \times 0,165 \text{ m}$$

$$F_C = 813,22 \text{ N}$$

El cálculo de la fuerza de sujeción del tornillo se realiza después de determinar el valor de la fuerza centrífuga y eliminar la fuerza  $P'$  de la ecuación de equilibrio.

$$P' = \frac{825 \text{ N} \times 0,065 \text{ m} + 813,22 \text{ N} \times 0,0085 \text{ m}}{0,02259 \text{ m}}$$

$$P' = 2679,83 \text{ N}$$

Los valores máximos altos corresponden a juntas estancas, y la teoría establece que se debe suministrar una precarga antes de aplicar la fuerza  $P'$ . Por tanto, para uniones pretensadas se aconseja una compresión residual de  $V' = (0,2 \text{ a } 1,8) P'$ . Se supondrá que es 0,8 para la investigación.

$$P_T = P' + V' = 2679,83 \text{ N} + (0,8 \times 2679,83 \text{ N})$$

$$P_T = 4823,694 \text{ N}$$

## B. Diámetro del perno

Diámetro requerido bajo carga estática

Propiedades mecánicas del perno:

$$S_y = 180 \text{ MPa}; \quad S_u = 300 \text{ MPa}; \quad S_p = 180 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{P}{A_t} \quad [59]$$

$$A_t = \frac{P}{\sigma} = \frac{4823,694 \text{ N}}{180 \text{ MPa}}$$

$$A_t = 26,7983 \text{ mm}$$

El diámetro tentativo se elegirá de la Tabla 8-1 (Ver anexo H); para ello utilizaremos el área tensionada que se calculó previamente; esto se refiere a un tornillo con un diámetro nominal de 8 mm. Mediante las ecuaciones [60] y [61] se calculará la rigidez del perno y del elemento a unir después de determinar el diámetro del tornillo para obtener la constante de rigidez del perno.

## C. Rigidez del perno

$$K_b = \frac{A_d \times A_t \times E}{A_d \times l_t + A_t \times l_d} \quad [60]$$

Donde:

$A_t$ : Área de esfuerzo sometida a tensión

$l_t$ : Longitud de la parte roscada de agarre

$A_d$ : Área del diámetro mayor del sujetador

$l_d$ : Longitud de la parte sin roscar en agarre

$E$ : Módulo de elasticidad

$$K_b = \frac{50,2655 \text{ mm}^2 \times 36,6 \text{ mm}^2 \times 2,07 \times 10^5 \text{ N/mm}^2}{50,2655 \text{ mm}^2 \times 3 \text{ mm} + 36,6 \text{ mm}^2 \times 3 \text{ mm}}$$

$$K_b = 1,46134 \text{ MN/mm}$$

#### D. Rigidez del elemento

$$K_m = \frac{0,5774 \times \pi \times E \times d}{2 \times \text{Ln} \left( 5 \times \frac{0,5774 \times l + 0,5 \times d}{0,5774 \times l + 2,5 \times d} \right)} \quad [61]$$

$$K_m = \frac{0,5774 \times \pi \times 2,07 \times 10^5 \text{ N/mm}^2 \times 8 \text{ mm}}{2 \times \text{Ln} \left( 5 \times \frac{0,5774 \times 25 \text{ mm} + 0,5 \times 8 \text{ mm}}{0,5774 \times 25 \text{ mm} + 2,5 \times 8 \text{ mm}} \right)}$$

$$K_m = 1,5254 \frac{\text{MN}}{\text{mm}}$$

La ecuación [56] que define la conexión entre la fuerza aplicada al elemento y la deformación causada por esta fuerza, se utiliza ahora para

calcular el valor de la constante de rigidez, que es necesaria para determinar el factor de seguridad del perno.

$$F_i = 0,75 \times A_t \times S_p \quad [62]$$

$$F_i = 0,75 \times 36,6 \text{ mm}^2 \times 180 \text{ N/mm}^2$$

$$F_i = 4941 \text{ N}$$

### E. Torque de apriete

$$T = k \times F_i \times d \quad [63]$$

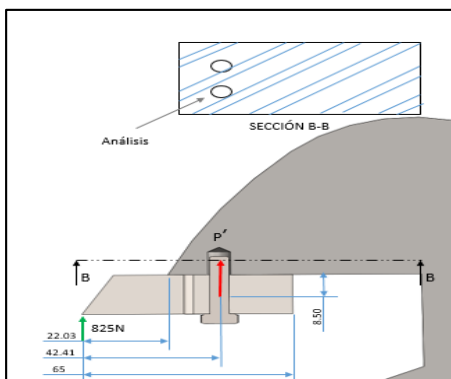
$$T = 0,20 \times 4941 \text{ N} \times 0,008 \text{ m}$$

$$T = 7,9056 \text{ Nm.}$$

### F. Cálculo de esfuerzos sobre el tornillo (flexión + carga axial)

**Figura 25**

*Cargas sobre la cuchilla y el tornillo*



La Figura 25 muestra que la fuerza de corte y la carga de sujeción del tornillo provocan que el tornillo se doble y las cargas de tracción.

### a. Esfuerzo normal

$$\sigma = \frac{P}{A} + \frac{Mc}{I} \quad [64]$$

Donde:

$M$ : Momento interno resultante

$c$ : Distancia perpendicular desde el eje neutro hasta la fibra más alejada del eje neutro

$I$ : Momento de inercia del área de sección transversal

$P$ : Carga Normal (N)

$A$ : Área de esfuerzo de tensión ( $mm^2$ ).

### b. Cálculo de inercia

$$I = \frac{\pi \times r^4}{4} \quad [65]$$

$$I = \frac{\pi \times (4mm)^4}{4} = 201,062 \text{ mm}^4$$

Para aumentar el factor de seguridad se aumentará el número de tornillos a 2, los cuales sujetarán la cuchilla móvil y el grado del tornillo a 8,8 el cual es comercial.

$$\sigma = \frac{\frac{4823,694}{2} N}{36,6 \text{ mm}^2} + \frac{\frac{825}{2} N \times 42,41 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}}{201,062 \text{ mm}^4}$$

$$\sigma = 413,9318 \text{ MPa}$$

## **G. Factor de seguridad a fatiga (Goodman modificado)**

### **a. Esfuerzo máximo que soporta el perno**

$$\sigma_{max} = 413,9318 \text{ MPa} \quad ; \quad \sigma_{min} = 0 \text{ MPa}$$

### **b. Esfuerzo medio por fatiga**

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad [66]$$

$$\sigma_m = \frac{413,9318 \text{ MPa} + 0 \text{ MPa}}{2} = 206,9659 \text{ MPa}$$

### **c. Esfuerzo alternante por fatiga**

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad [67]$$

$$\sigma_a = \frac{413,9318 \text{ MPa} - 0 \text{ MPa}}{2} = 206,9659 \text{ MPa}$$

#### d. Factores que modifican el límite a la fatiga

$$S_e = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f \times S'_e \quad \text{Remplazando en la Ec. [46]}$$

- Factor de superficie ***K<sub>a</sub>***

Si el tornillo es laminado en caliente y tiene una resistencia última  $S_{ult} = 830 \text{ Mpa}$ , las variables  $a$  y  $b$  se toman de la tabla (6-2) para tornillos grado 8.8 (Ver Anexo C).

$$K_a = a \times S_{ult}^b \quad \text{Remplazando en la Ec. [43]}$$

$$K_a = 57,7 \times 830^{-0,718}$$

$$K_a = 0,46267$$

- Factor de tamaño ***K<sub>b</sub>***

Calcularemos el factor de tamaño  $K_b$  utilizando como sustituto el valor del diámetro del tornillo previamente determinado.

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,107} ; 2,79 \leq d \leq 51mm \quad \text{Remplazando en la Ec. [47]}$$

$$K_b = \left(\frac{8}{7,62}\right)^{-0,107}$$

$$K_b = 0,994806$$

- Factor de carga ***Kc***

$$K_c = 1; \text{ Flexión}$$

- Factor de temperatura ***Kd***

Dado que la temperatura del eje es inferior a 50 °C, el factor es igual:

$$K_d = 1,010$$

- Factor de confiabilidad ***Ke***

Trabajando con un 90% de confiabilidad, una variable

$$K_e = 0,897$$

- Factor de efectos varios ***Kf*** (Roscas laminadas)

$$K_f = 3,0$$

- Límite de resistencia a la fatiga  $S'_e$

$$S'_e = 0,5 \times S_{ult} \quad \text{Reemplazando en la Ec. [48]}$$

$$S'_e = 0,5 \times 830 \text{ MPa}$$

$$S'_e = 415 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0,46267 \times 0,994806 \times 1 \times 1,010 \times 0,897 \times 3 \times 415 \text{ MPa}$$

$$S_e = 519,15 \text{ MPa}$$

Se utiliza la ecuación [61] para calcular el factor de seguridad a fatiga proporcionado por el perno frente a los esfuerzos aplicados en base al criterio de Goodman modificado.

$$\frac{1}{n_f} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ult}} \quad [68]$$

$$\frac{1}{n_f} = \frac{206,9659 \text{ MPa}}{519,15 \text{ MPa}} + \frac{206,9659 \text{ MPa}}{830 \text{ MPa}}$$

$$n_f = 1,54316$$

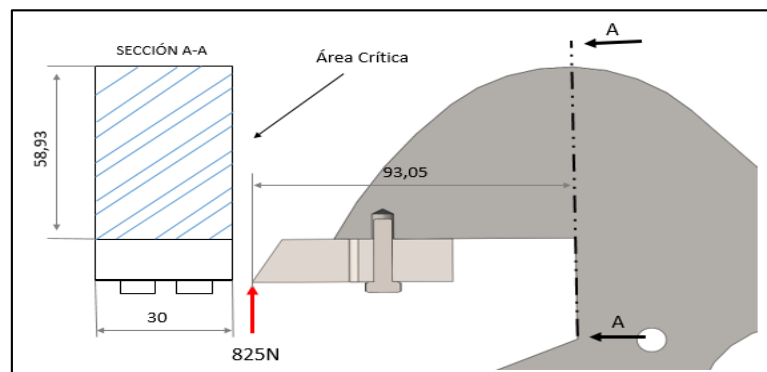
Como se puede observar, el factor de seguridad del perno es bastante conservador, lo que garantiza que no se romperá por fatiga.

#### 4.3.6. Diseño del porta-cuchillas

El porta-cuchillas experimenta cargas de flexión mientras corta el material de goma; esta flexión es causada por la fuerza aplicada a la hoja. Debido a que el porta-cuchillas está relativamente incrustado en un extremo y cargado en el otro, se diseñará como una viga en voladizo para calcular el esfuerzo de flexión máximo y determinar si el elemento soportará las cargas de diseño sin degradarse.

**Figura 26**

*Diagrama de cuerpo libre del porta-cuchilla*



$$\sigma = \frac{M}{S}$$

[69]

Donde:

$M$ : Momento interno resultante (Nm)

$S$ : Módulo de sección

Cuando en la ecuación [69] se sustituye el módulo de sección de una viga rectangular,  $S = b \times h^2/6$ , se obtiene el valor del esfuerzo de flexión. Dado que no hay un área de sección transversal uniforme para el cálculo de la flexión, se elegirá la ubicación más crucial como se ilustra en la Figura 26 y se sustituirá en la ecuación antes mencionada.

$$\sigma = \frac{825 \text{ N} \times 0,09305 \text{ m} \times 6}{0,030 \text{ m} \times (0,05893 \text{ m})^2} = 4,42107 \text{ MPa}$$

#### **A. Factor de seguridad**

Se calculará por medio del criterio de energía de distorsión (ED).

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma} \quad [70]$$

$$n_s = \frac{345 \text{ MPa}}{4,42107} = 78,0354$$

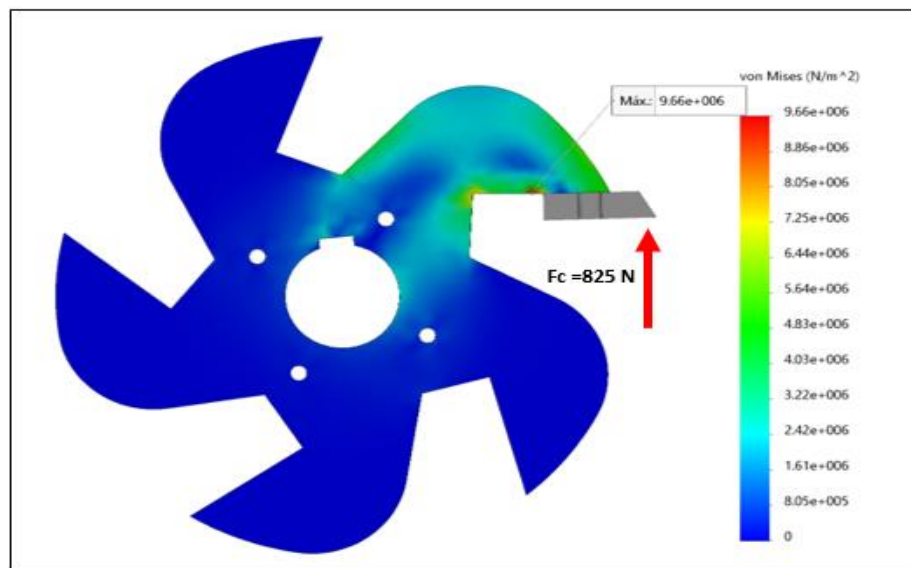
Podemos llegar a la conclusión de que el porta-cuchillas no tendrá ningún problema estructural mientras soporta las tensiones necesarias para cortar el material.

## B. Análisis del porta-cuchilla con software SolidWorks

Después de realizar el cálculo teórico, se utilizó el software SolidWorks 2017 para construir y simular el modelo de elementos finitos. El elemento expuesto a cargas externas como la fuerza de corte se ve en la Figura 27.

**Figura 27**

*Esfuerzos de Von Mises sobre el porta-cuchilla*



**Tabla 11***Resultados del análisis estático del porta-cuchilla*

<i>Nombre</i>	<i>Tipo</i>	<i>Min.</i>	<i>Max.</i>
Tensiones 1	VON: Tensión de Von Mises	0 N/m <sup>2</sup>	9,66 X 10 <sup>6</sup> N/m <sup>2</sup>
Desplazamientos	URES: Desplazamiento	0 mm	0,0000412 mm
Factor de seguridad	Automático	40.37	-
<i>Propiedades del material</i>			
Nombre:	Acero AISI 1020 (Laminado en Frio)		
Límite elástico:	3,9 X 10 <sup>8</sup> N/m <sup>2</sup>		
Límite de tracción:	4,7 X 10 <sup>8</sup> N/m <sup>2</sup>		

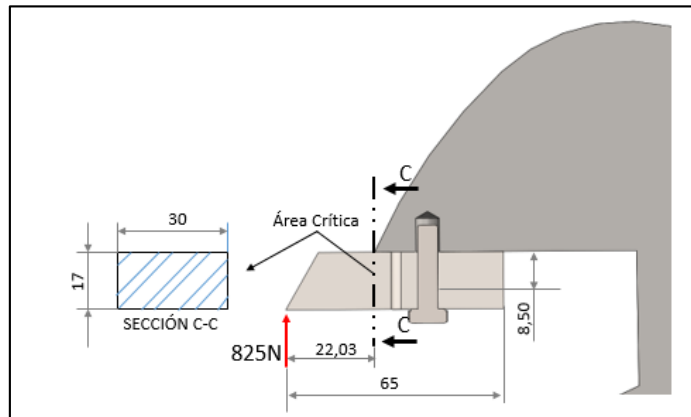
El factor de seguridad inferior es 40,37, el desplazamiento máximo es inferior a 0,0000412 mm y las tensiones son, por tanto, inferiores al límite elástico. Debido a que el porta-cuchilla tiene un factor de seguridad superior a 1, podemos concluir que no funcionará mal como resultado de la resistencia mecánica.

#### 4.3.7. Diseño de la cuchilla de corte

Como se ilustra en la Figura 28, la fuerza aplicada al borde externo de la hoja para hacer que el material corte crea tensiones normales y de corte en la hoja durante la operación de corte. También **se aprecia en el diseño que los agujeros de sujeción son de ojo chino los cuales permitirán ir regulando gradualmente** según de desgaste de las mismas.

**Figura 28**

*Diagrama de cuerpo libre de la cuchilla de corte*



#### A. Esfuerzo normal

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

[71]

Donde:

$M$ : Momento interno resultante

$c$ : Distancia perpendicular desde el eje neutro hasta la fibra más alejada del eje neutro.

$I$ : Momento de inercia del área de sección transversal

### B. Cálculo de la inercia del área crítica (Figura 28)

$$I = \frac{0,030 \times 0,017^3}{12} = 1,22825 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$\sigma = \frac{(825 \text{ N} \times 0,02203 \text{ m}) \times 0,0085 \text{ m}}{1,22825 \times 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\sigma = 12,5776 \text{ MPa}$$

### C. Esfuerzo cortante

$$\tau = 1,5 \frac{V}{A} \quad [72]$$

Donde:

$V$ : Fuerza cortante resultante

$A$ : Área de la sección transversal del elemento

La región cercana al filo de la navaja completa el mayor esfuerzo cortante ya que es la más pequeña en toda la sección transversal de la navaja.

$$\tau = 1,5 \times \frac{V}{(0,030 \text{ m} \times 0,00054 \text{ m})}$$

$$\tau = 76,3888 \text{ MPa}$$

#### **D. Factor de seguridad (Teoría de la energía de distorsión ED)**

Cabe mencionar que el material de fabricación de las cuchillas de corte es un acero D2 de alta dureza y resistencia, específicamente utilizado en herramientas de corte, y un límite elástico  $S_y = 1350 \text{ MPa}$ .

$$\tau = \frac{0,577 \times S_y \text{ cuchilla}}{n_s} \quad [73]$$

$$n_s = \frac{0,577 \times 1350 \text{ MPa}}{76,3888 \text{ MPa}} = 10,1971$$

Esto lleva a la conclusión de que la hoja soportará las cargas de diseño y no se romperá bajo el alto esfuerzo cortante, pero debe quedar claro que

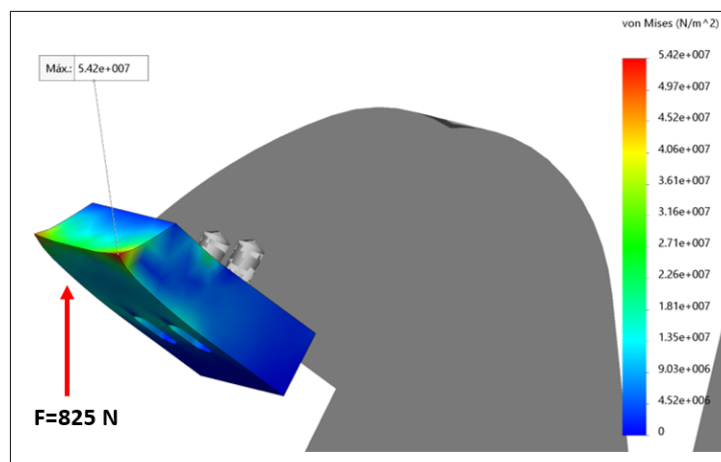
este tipo de materiales, como los aceros para herramientas, se rompen bajo el impacto.

### E. Análisis del porta-cuchilla con software SolidWorks

Se utilizó el software SolidWorks 2017 para crear y simular el modelo de elementos finitos. El elemento bajo esfuerzos externos, como fuerza cortante en la hoja, se ve en la Figura 29.

**Figura 29**

*Análisis estático - tensiones en la cuchilla*



De acuerdo a la Tabla 12, se concluye que las tensiones son menores al límite elástico y el desplazamiento máximo es menor a  $0,02262\text{ mm}$ . Debido

a que la cuchilla tiene un factor de seguridad mayor que 1, podemos concluir que no se romperá por resistencia mecánica.

**Tabla 12**

*Resultados de análisis de cuchilla de corte*

<i>Nombre</i>	<i>Tipo</i>	<i>Min.</i>	<i>Max.</i>
Tensiones 1	VON: Tensión de Von Mises	0 N/m <sup>2</sup>	5,42 X 10 <sup>7</sup> N/m <sup>2</sup>
Desplazamientos	URES: Desplazamiento	0 mm	0,02262 mm
Factor de seguridad	Automático	3819.19	-
<i>Propiedades del material</i>			
Nombre:		Acero D-2 (Trabajo en frio)	
Límite elástico:		2,07 X 10 <sup>11</sup> N/m <sup>2</sup>	
Límite de tracción:		-	

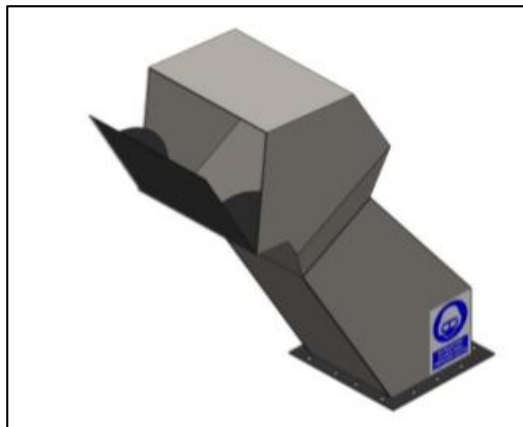
#### **4.3.8. Diseño de tolva**

Debido a que la tolva de alimentación es un componente que no está sujeto a fuerzas externas, no se realiza ningún cálculo de análisis estructural; solo sirve para alimentar manualmente el remanente resinoso de la goma alimentadora de la selección realizada anteriormente.

Es crucial tener en cuenta que las dimensiones de la tolva dependerán del tamaño de la parte superior de la caja de molienda; además, deben cumplir con las tensiones requeridas para la estabilidad y las posibles vibraciones provocadas por el funcionamiento de la moledora.

### **Figura 30**

*Tolva de alimentación*



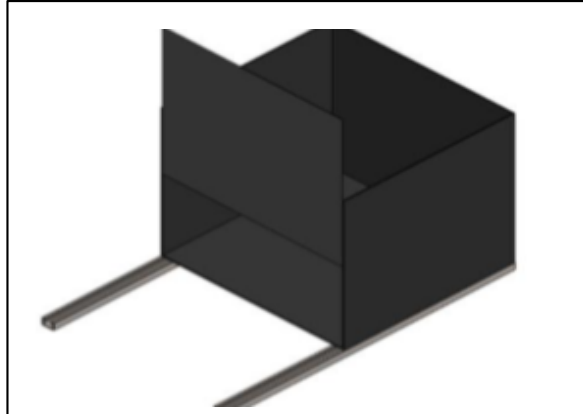
#### **4.3.9. Diseño de módulo de almacenaje**

El módulo de almacenaje solo cumplirá la función de recibir el grano de caucho tamizado que caerá de la máquina moledora, por lo mismo, que tampoco estará sometido a fuerzas externas, por lo cual, no se realiza el cálculo de análisis de estructura.

Las dimensiones del módulo de almacenaje se acondicionarán de acuerdo al volumen de recepción de grano de caucho, es la que mejor alternativa sería que ofrece una mayor facilidad de fabricación, instalación, descargue de material y seguridad, por tales razones nos quedaremos con esa opción tal como se muestra en la Figura 31.

**Figura 31**

*Módulo de almacenaje*



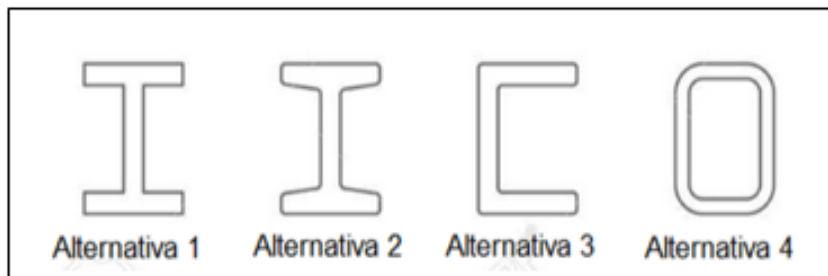
**4.3.10. Diseño de la estructura de la máquina moledora**

Dado que existen varios tipos de perfiles estructurales en el mercado, cada uno de los cuales ofrece características únicas para diversas situaciones

de aplicación, se debe elegir la forma óptima de perfil estructural para diseñar la estructura. Algunos de estos se ven en la Figura 32.

### Figura 32

*Alternativas de formas estructurales*



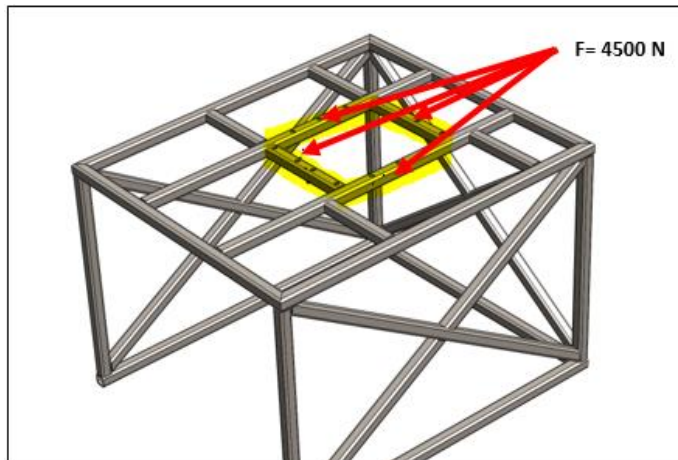
Se usa el marco teórico para determinar qué alternativa es mejor usar. La mayoría de las bases estructurales son de Perfil Cuadrado (Alternativa 4), ya que es más fácil de construir y menos costosa que las otras alternativas. Esta versión también es mucho más ligera y estéticamente más agradable que las otras.

Partiendo de un perfil cuadrado de 40x40x3, en base a este perfil se calculará el esfuerzo sobre las barras de toda la estructura para determinar el elemento que soporta mayor carga. Con esta información, se utilizará el

cálculo del factor de seguridad para determinar si el perfil elegido soportará las cargas de diseño sin comprometer su integridad estructural.

### Figura 33

*Fuerzas aplicadas a la estructura*



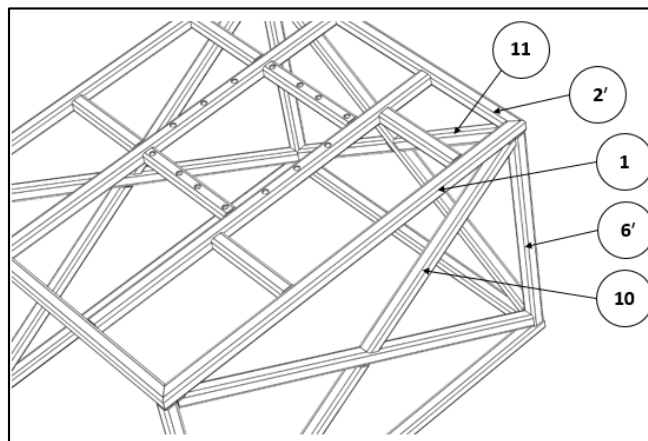
*Nota.* La figura representa las fuerzas aplicadas en la estructura, de los cuales se tendrá que analizar los puntos más críticos.

Se realizó un análisis estático de la estructura mediante el programa SolidWorks, simulando las cargas (4500N distribuidas entre las cuatro varillas) que serán sostenidas durante la operación del molino como se muestra en la Figura 33. Esto arrojó el valor de las cargas presentes en cada barra o viga,

de donde se determinó cuál tenía mayor valor de carga, en este caso viga número (6') Figura 34.

**Figura 34**

*Numeración con mayor esfuerzo en la estructura*



**Tabla 13**

*Cargas en la viga 6'*

<i>Axial</i> (N)	<i>Cortante</i> (N)	<i>Momento</i> (N.m)	<i>Torsión</i> (N.m)
2546,4	2524,9	723	180,7

Los esfuerzos normales (ecuación 64) y cortante (ecuación 68) sobre la viga se calcularán con base en las cargas encontradas en la Tabla 13 para diseñar la soldadura de la estructura.

### A. Esfuerzo normal

$$\sigma = \frac{P}{A} + \frac{Mc}{I} \qquad \text{Remplazando en la Ec. [64]}$$

Donde:

$M$ : Momento interno resultante

$c$ : Distancia perpendicular desde el eje neutro hasta la fibra más alejada del eje neutro

$I$ : Momento de inercia del área de sección transversal

$P$ : Carga normal

$A$ : Área de sección transversal ( $m^2$ )

#### a. Cálculo de inercia

$$I = \frac{0,04 \times 0,04^3}{12} - \frac{0,032 \times 0,032^3}{12} \qquad = 1,2595e^{-7}$$

$$\sigma = \frac{2546,4 \text{ N}}{(0,04 \times 0,04) - (0,032 \times 0,032)} + \frac{723 \text{ Nm} \times 0,02}{1,25952 e^{-7}}$$

$$\sigma = 119,2 \text{ MPa}$$

## B. Esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{V \times Q}{I \times t_e} + \frac{T}{2 \times t \times Am} \quad [74]$$

Donde:

$V$ : Fuerza cortante resultante

$Q$ :  $\bar{y}A$ , donde  $A$  es la parte superior (o inferior) del área de la sección transversal del elemento, por encima (o debajo) del plano de sección donde se mide  $t$ , y  $\bar{y}$  es la distancia desde el eje neutro hasta el centroide de  $A$

$t_e$ : Anchura del área de la sección transversal del elemento

$I$ : Momento de inercia del área de sección transversal

$T$ : Par de torsión interno resultante en la sección transversal

$t$ : Espesor de pared donde debe determinarse el esfuerzo

$Am$ : Área de sección transversal ( $m^2$ )

$$\tau = \frac{2524,9 \times 4, e^{-6}}{1,25952 e^{-7} \times 0,008} + \frac{180,7 Nm}{2 \times 0,004 \times (0,036 \times 0,036)}$$

$$\tau = 27,21 MPa$$

#### **a. Factor de seguridad a fluencia (Teoría de la energía de distorsión ED)**

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma} \quad \text{Remplazando en la Ec. [70]}$$

$$n_s = \frac{345 MPa}{119,2 MPa}$$

$$n_s = 2,8943$$

Se infiere que la estructura y sus componentes soportarán las cargas de diseño sin deformarse utilizando el valor del factor de seguridad por fluencia calculado anteriormente.

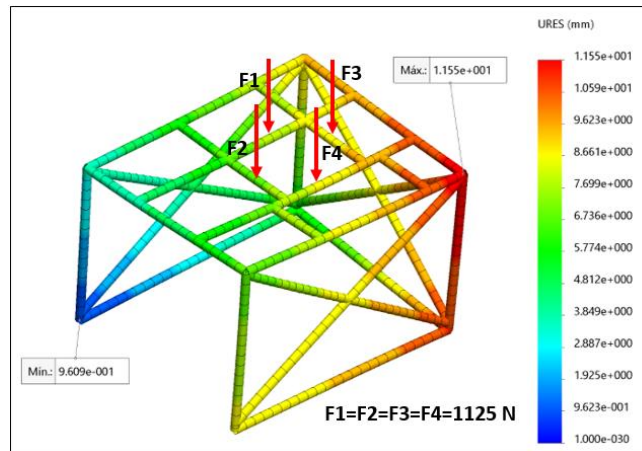
#### **b. Análisis en la estructura de la base con software SolidWorks**

Para el diseño y simulación del modelo de elementos finitos se utilizó el software SolidWorks 2017; en la Figura 35, el elemento susceptible a las

cargas externas se muestra como: El peso total de la máquina de 4500 N se distribuye sobre la cimentación superior de la estructura.

**Figura 35**

*Análisis estático de la estructura*



**Tabla 14**

*Análisis estático de la estructura*

<i>Nombre</i>	<i>Tipo</i>	<i>Min.</i>	<i>Max.</i>
Tensiones 1	VON: Tensión de Von Mises	$1,383 \times 10^6$ N/m <sup>2</sup>	$5,413 \times 10^7$ N/m <sup>2</sup>
Factor de seguridad	Automático	4.99	-
<i>Propiedades del material</i>			
Nombre:	Acero ASTM A500		
Límite elástico:	$2,7 \times 10^8$ N/m <sup>2</sup>		
Límite de tracción:	$3,1 \times 10^8$ N/m <sup>2</sup>		

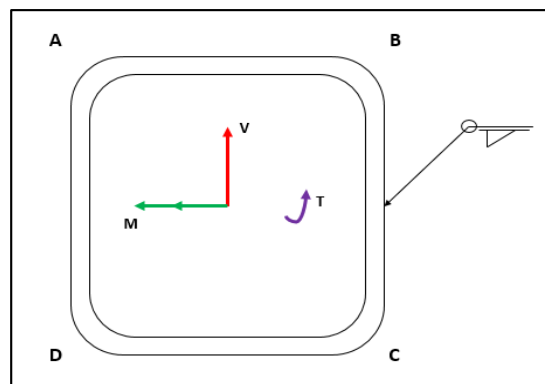
Se concluye que las tensiones son menores al límite elástico, y que la base de la estructura no fallará, por resistencia mecánica, debido a que tiene un factor de seguridad mayor a la unidad (1).

### C. Diseño de unión soldada en la estructura

Con base en estos datos se encontró que el elemento designado como viga (6') 40x40x3 (Figura 34), el cual se encuentra sometido a diversas cargas como se indica en la Tabla 13, es el que más se carga durante el diseño de la estructura, se calcula el esfuerzo cortante en la soldadura; luego de esto, se realizará un cálculo de estimación de la resistencia del metal de aporte depositado y del metal base.

**Figura 36**

*Cargas sobre el cordón de soldadura*



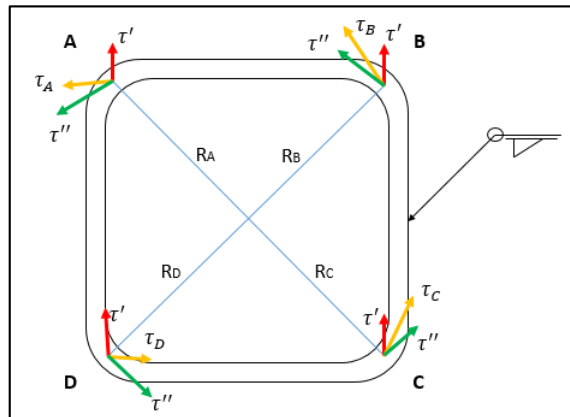
## I. Cálculo de esfuerzos en el cordón de soldadura

### i. (Torsión + Fuerza cortante)

Las tensiones impartidas al cordón de soldadura en el elemento 6' se ilustran en la Figura 36. Usando esta figura como guía, se calcula el cortante principal y secundario en cada sitio de soldadura, como se muestra en la Figura 37.

#### Figura 37

*Esfuerzos primarios y secundarios para mantener el equilibrio*



#### a. Cortante primario ( $\tau'$ )

$$\tau' = \frac{V}{A}$$

[75]

Donde:

$V$ : Fuerza cortante (Tabla 13)

$A$ : Área de garganta

- Cálculo del área de garganta

Dado que no se debe soldar con una medida de referencia mayor que el espesor de la chapa, que se puede rebajar mediante la fórmula [76] se ajustará una altura de cordón de 3mm para el cálculo del área de garganta del cordón de soldadura.

$$a \leq 0,7 \times e_{min} \quad [76]$$

Donde:

$e_{min}$ : Espesor mínimo de la chapa a soldar (mm)

$a$  : Espesor de garganta (mm)

$$a \leq 0,7 \times 40 \text{ mm} \quad \approx \quad a = 2,8$$

$$\tau' = \frac{2524,9 \text{ N}}{1,414 \times 3 \text{ mm} \times (40 \text{ mm} + 40 \text{ mm})} = 7,44018 \text{ MPa}$$

b. Corte secundario

$$\tau'' = \frac{Mr}{J} \quad [77]$$

Donde:

$M$ : Momento Torsor (Tabla 13)

$J$ : Segundo momento polar de inercia ( $m^4$ ). El segundo momento polar de inercia se determina basado en la forma que será soldado el elemento de análisis, que para este caso se aplicará una soldadura circundante (Figura 36).

$r$ : Distancia del centroide al punto de análisis ( $m$ )

El segundo momento polar de inercia se determina basado en la forma que será soldado el elemento de

$$\tau'' = \frac{180,7 \text{ Nm} \times 0,0282843 \text{ m}}{0,707 \times 0,003 \text{ m} \times \left(\frac{(0,04 + 0,04)^3}{6}\right)} = 28,2387 \text{ MPa}$$

El valor del esfuerzo cortante resultante se determina visualmente usando la regla del paralelogramo, como se ilustra en la Figura 37.

$$\tau_A = \tau_D = 28,24 \text{ MPa}$$

$$\tau_B = \tau_C = 33,91 \text{ MPa}$$

Los puntos B y C de la soldadura son las zonas de mayor tensión, según las operaciones anteriores.

## ii. (Flexión)

a. Cortante secundario ( $\tau''$ )

$$\tau'' = \frac{M \times c}{0,707 \times h \times I_u} \quad [78]$$

Donde:

$M$  = Momento interno resultante (Nm) (Tabla 13)

$c$  = Distancia perpendicular desde el eje neutro hasta la fibra más alejada del eje neutro (m)

$I_u$  = Segundo Momento unitario de área ( $m^3$ ). El segundo momento de área se determina basado en la forma que será soldado el elemento de análisis, que para este caso de estudio se aplicará una soldadura circundante (Figura 36)

$$I_u = \frac{d^2}{6} \times (3b + d) \quad [79]$$

$$I_u = \frac{0,04^2}{6} \times (3 \times 0,04 + 0,04) = 0,000043 \text{ m}^3$$

$$\tau'' = \frac{723 \text{ Nm} \times 0.02 \text{ m}}{0,707 \times 0.003 \text{ m} \times 4,2666e^{-5} \text{ m}^3} = 159.786 \text{ MPa}$$

- La magnitud del cortante es

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = \sqrt{7,44018^2 + 159,786^2}$$

$$\tau = 159,959 \text{ Mpa}$$

Ahora que está claro que el momento de flexión que se le dio a la soldadura provocó que se produjera la mayor tensión en ella, el factor de seguridad para la soldadura se calculará utilizando este valor de tensión y la resistencia mínima del material de aporte de la soldadura. de acuerdo con el estándar de distorsión de energía (ED).

- E60xx

$$n_s = \frac{0,577 \times S_y \text{ electrodo}}{\tau} \quad \text{Remplazando en la Ec. [73]}$$

$$n_s = \frac{0,577 \times 345 \text{ Mpa}}{159,959 \text{ Mpa}} \approx n_s = 1,244$$

Decida aumentar el valor de resistencia del dispositivo para tener un factor de seguridad considerablemente más conservador.

- E70xx

$$n_s = \frac{0,577 \times 393 \text{ Mpa}}{159,959 \text{ Mpa}} \approx n_s = 1,41762$$

El electrodo proporciona un nivel de resistencia suficiente y tiene un factor de seguridad bastante bajo, lo que sugiere que puede soportar los esfuerzos que se le impondrán a la estructura.

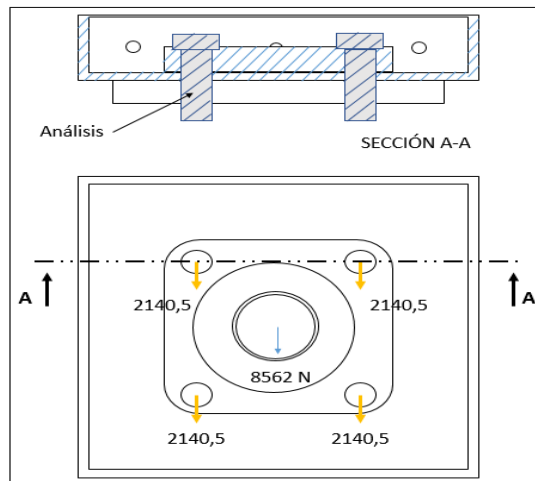
#### **4.3.11. Diseño tapa soporte de chumacera**

Esta sección cubrirá el diseño de la tapa de la cámara de trituración, que soporta el peso de los otros componentes de la cámara de trituración, así como las reacciones de uno de los dos cojinetes. Para el análisis se utilizará la mayor carga que puedan soportar los rodamientos, que en este caso de estudio se encuentra en el punto b, donde se obtiene una carga de 6363,96 N. La condición operativa crítica también se aplicará a esta carga de la misma manera. Se aplica una fuerza total de 8562 N a los cuatro pernos que sujetan

la cubierta de soporte al molino cuando la cámara de molienda y la tolva están totalmente cargadas con caucho.

**Figura 38**

*Diagrama de cuerpo libre de tapa de chumacera*



Las ecuaciones 80 y 81 muestran que los esfuerzos de aplastamiento y cortante producidos por los tornillos de fijación del rodamiento deben ser tolerados por la tapa de apoyo.

### I. Esfuerzo de aplastamiento

$$\sigma = \frac{F}{t \times d}$$

[80]

Donde:

$F$ : Fuerza cortante (N)

$t$ : Espesor de pared del elemento (m)

$d$ : Diámetro del tornillo (m)

$$\sigma = \frac{8562}{4 \times 0,0095 \times 0,017} \approx \sigma = 13,2538 \text{ MPa}$$

### **A. Factor de seguridad**

$$\sigma = \frac{S_{y \text{ elemento}}}{n_s} \quad \text{Remplazando en la Ec. [70]}$$

$$n_s = \frac{320 \text{ MPa}}{13,2538 \text{ MPa}} \approx n_s = 24,1440$$

## **II. Esfuerzo cortante del elemento**

$$\tau = \frac{F}{n \times A} \quad [81]$$

Donde:

$F$ : Fuerza cortante (N)

$n$ : Número de tornillos

$A$ : Área de sección transversal (m)

$$\tau = \frac{8562}{4 \times \frac{\pi}{4} \times 0,017^2} \approx \tau = 9,4303 \text{ MPa}$$

### A. Factor de seguridad ED

$$\tau = \frac{0,577 \times S_{y \text{ elemento}}}{n_s} \quad \text{Remplazando en la Ec. [73]}$$

$$n_s = \frac{0,577 \times 320 \text{ MPa}}{9,4303 \text{ MPa}} \approx n_s = 19,5794$$

El elemento evaluado soportará todas las cargas de diseño, de acuerdo con los valores del factor de seguridad determinados.

Debido a que los procesos anteriores se basaron en el diámetro comercial o estándar de los tornillos de fijación del rodamiento, es importante confirmar ese diámetro para determinar si el tornillo puede manejar las cargas de diseño antes mencionadas.

### III. Verificación del diámetro del tornillo

Propiedades mecánicas del perno

$$S_y = 180 \text{ MPa}; \quad S_u = 300 \text{ MPa}; \quad S_p = 180 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{P}{At} \quad \text{Remplazando en la Ec. [59]}$$

$$At = \frac{8562 \text{ N}}{180 \text{ MPa}} \quad \approx \quad At = 47,5666 \text{ mm}^2$$

De este resultado se puede inferir que el tornillo estándar aguantará más que las cargas de diseño ya que tiene un área de sección mayor a la teórica ya que el área de esfuerzos de la Tabla (8-1) (ver apéndice H) corresponde a un tornillo con un diámetro nominal de alrededor de 10 mm

#### A. Aplastamiento en el perno

$$\sigma = \frac{F}{t \times d} \quad \text{Remplazando en la Ec. [80]}$$

$$\sigma = \frac{8562}{4 \times 0,0095 \times 0,017} \quad \approx \quad \sigma = 13,2538 \text{ MPa}$$

#### B. Factor de seguridad ED

$$\sigma = \frac{S_{y \text{ perno}}}{n_s} \quad \text{Remplazando en la Ec. [70]}$$

$$n_s = \frac{660 \text{ MPa}}{13,2538 \text{ MPa}} \quad \approx \quad n_s = 49,7970$$

### C. Esfuerzo cortante del perno

$$\tau = \frac{F}{n \times A} \quad \text{Remplazando en la Ec. [81]}$$

$$\tau = \frac{8562}{4 \times \frac{\pi}{4} \times 0,017^2} \quad \approx \quad \tau = 9,4303 \text{ MPa}$$

### D. Factor de seguridad ED

$$\tau = \frac{0,577 \times S_{y \text{ perno}}}{n_s} \quad \text{Remplazando en la Ec. [73]}$$

$$n_s = \frac{0,577 \times 660 \text{ MPa}}{9,4303 \text{ MPa}} \quad \approx \quad n_s = 40,38$$

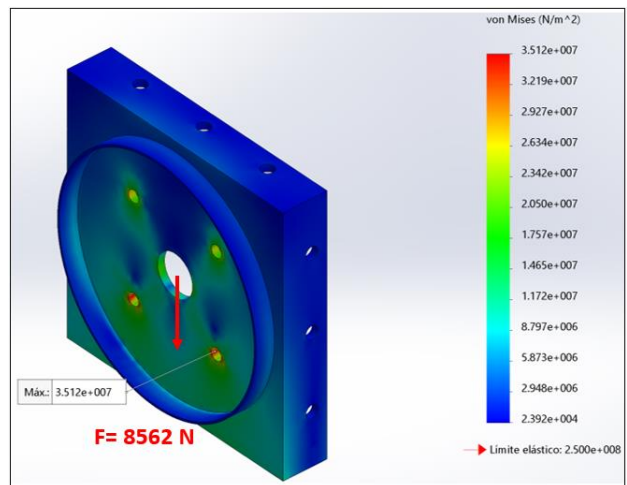
Los análisis anteriores verifican que ni el elemento ni el perno tendrán ningún efecto estructural al soportar las cargas de diseño.

### E. Análisis en la tapa soporte de chumacera con software SolidWorks

Para el diseño y simulación del modelo de elementos finitos se utilizó el software SolidWorks 2017; la figura 39 muestra el elemento que estuvo sujeto a cargas externas con un peso de 8562 N.

**Figura 39**

*Análisis estático de tapa de chumacera*



**Tabla 15**

*Análisis de tapa de chumacera*

<i>Nombre</i>	<i>Tipo</i>	<i>Min.</i>	<i>Max.</i>
Tensiones 1	VON: Tensión de Von Mises	2,392 X 10 <sup>4</sup> N/m <sup>2</sup>	3,512 X 10 <sup>7</sup> N/m <sup>2</sup>
Desplazamientos	URES: Desplazamiento	0 mm	0,0000162 mm
Factor de seguridad	Automático	7.12	-
<i>Propiedades del material</i>			
Nombre:		Acero ASTM A36	
Límite elástico:		2,5 X 10 <sup>8</sup> N/m <sup>2</sup>	
Límite de tracción:		4,1 X 10 <sup>8</sup> N/m <sup>2</sup>	

Se determina que el mayor desplazamiento es inferior a 0,0000162 mm y las tensiones están por debajo del límite elástico. Debido a que la base tiene un factor de seguridad mayor que 1, podemos concluir que no funcionará mal como resultado de la resistencia mecánica.

#### **4.4. Manual de operación y mantenimiento**

Este manual incluye instrucciones de uso, así como consejos sobre mantenimiento, lubricación y seguridad. Mantenga este manual cerca del dispositivo.

##### **Sección de operación**

Las técnicas de operación que se describen en este manual son básicas. La sección constituye una referencia para los operadores.

##### **a. Arranque**

Realice el mantenimiento diario necesario, así como cualquier otro mantenimiento periódico requerido antes de encender el equipo.

- Para asegurarse de que las piezas de la amoladora duren mucho tiempo, revise minuciosamente la cámara de corte y el compartimiento del motor para buscar objetos extraños dentro de la máquina.

- Busque conexiones deshilachadas o sueltas en los cables cuando los inspeccione.
- Si la máquina está marcada con una etiqueta de advertencia "No operar", no la encienda ni opere ninguno de los controles.
- Mantenga los espacios alrededor de las piezas giratorias libres de obstrucciones.

#### **b. Parada**

- Obture el botón de parada, para detener el molino en general.
- Pulse el botón de parada de emergencia para apagar el motor y los componentes eléctricos.
- Realizar una limpieza a fondo una vez detenido el molino para evitar la contaminación y el desgaste de las piezas de la máquina.

#### **Sección de mantenimiento y lubricación**

La sección de mantenimiento y lubricación constituye una guía para el cuidado de la máquina en general. Las instrucciones paso a paso están agrupadas por horas de servicio, siempre se deben seguir los intervalos de servicio sugeridos del programa de intervalos de mantenimiento mientras se realiza el servicio prescrito. Al reducir la cantidad de paradas y averías

imprevistas, un programa de gestión de mantenimiento preventivo puede reducir los gastos operativos al evitar cargos que de otro modo se acumularían.

### **Mantenimiento preventivo**

El mantenimiento preventivo es necesario para que la rectificadora funcione correctamente ya que todos sus componentes tienen el potencial de desarrollar defectos. Para hacer esto, se deben realizar los siguientes procedimientos para realizar un examen preciso para el mantenimiento de la máquina.

- Desconecte el sistema.
- Es preciso que el técnico operario tenga conocimiento de sistemas de movimiento de componentes y electricidad básica.
- Asegure la caja de control y póngale un letrero de advertencia “Desconectado para hacer el mantenimiento. No conectar.”
- Retire la protección y revise si hay daños. Inspeccione si hay indicios de desgaste o roce con los componentes de la transmisión.
- Inspeccione la correa por si hay desgaste o daño. Cámbiela según sea necesario.

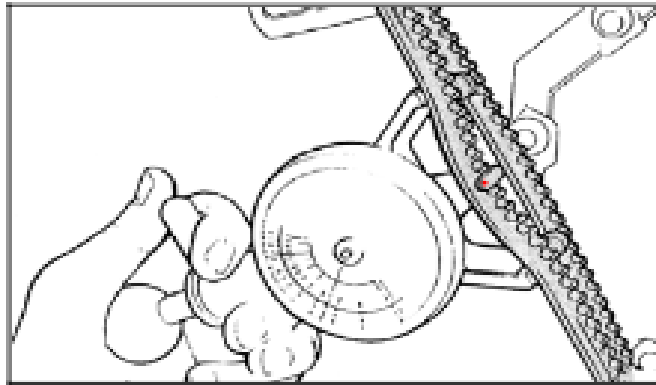
- Inspeccione las poleas por si existe desgaste o daño. Sustitúyalas si están gastadas.
- Examine los rodamientos, ejes, soporte del motor y correderas de ajuste entre otras partes de la transmisión.
- Inspeccione la toma a tierra de electricidad estática (en caso de utilizarse) y sustituya los componentes según sea necesario.
- Revise la tensión de la correa y ajústela según sea necesario.
- Revise nuevamente la alineación de las poleas.
- Al iniciar la transmisión. Esté atento y escuche cualquier indicador extraño.

### **Inspección de tensión de las correas**

Para verificar correctamente la tensión de las correas, se debe utilizar un medidor adecuado y calibrado tal como muestra en la Figura 39.

### **Figura 39**

#### *Medidor Burroughs*



Nota: Coloque el medidor en el centro de la longitud libre más larga y compruebe la tensión. La tensión correcta es de 276 N (62 Lb). Si la tensión de la correa está por debajo de 138 N (31 Lb), ajuste la correa a 276 N (62 Lb). Tomado de Manual de operación y mantenimiento de motores Perkins 2018.

**Tabla 16***Inspección por frecuencia de mantenimiento preventivo.*

<i>IT.</i>	<i>Trabajo</i>	<i>Frecuencia</i>	<i>Duración</i>	<i>Observación</i>
1	Inspección diaria	Cada 24 horas de funcionamiento	0.2 h	- Ejecutar inspección visual de las fajas de transmisión, observar si tiene desgaste prematuro o agrietamientos. - Lubrique los puntos de engrase de rodamientos del eje porta cuchillas y motor eléctrico.
2	Inspección simple de la transmisión.	1 vez al mes	1-3 h	- Durante esta inspección debe revisar la protección, los aceites y grasas, observar y escuchar si existe alguna vibración o sonido anormal y se debe revisar el montaje del motor.
3	Inspección y limpieza de la protección.	1 vez cada 3 meses o cada 2500 h	1-2 h	- Se debe revisar si existe algún desgaste o posibles daños ya sea por rozadura con los elementos de la transmisión o por agentes externos, debe limpiar cualquier grasa o aceite para evitar el aislamiento y la falta de ventilación.
4	Inspección de las correas.	1 vez cada 3 meses o cada 2000 h	1-2 h	- Revisar en busca de señales de desgaste o daños anormales, se debe reemplazar la correa si existen indicaciones obvias de grietas, o desgaste anormal.

## **Antes del mantenimiento**

- Asegúrese de que los controles estén bloqueados y etiquetados antes de realizar el mantenimiento; de lo contrario, podría producirse un daño significativo o la muerte.
- Para que los demás sepan que está realizando el mantenimiento de la unidad, coloque siempre la etiqueta de advertencia en la caja de control de arranque.
- Los dispositivos de bloqueo de energía sólo deben utilizarse para realizar el mantenimiento, limpieza, ajustes, instalación y desmontaje de los protectores de movimiento cuando el motor está apagado.
- Utilice únicamente herramientas que sean apropiadas para la tarea en cuestión; el empleo de elementos inferiores, defectuosos o sustitutos puede provocar lesiones corporales. Utilice herramientas estandarizadas cada vez que trabaje en el mantenimiento y afilado de cuchillas.

## **Durante el mantenimiento**

Nota: La máquina solo puede ser mantenida y reparada por profesionales autorizados.

- Mantenga la máquina libre de aceite u otras sustancias que puedan causarle tropiezos o caídas, y manténgala limpia y ordenada en todo momento.
- El equipo puede funcionar de forma errática o dañar los componentes si entra agua en el sistema eléctrico. Los contactores eléctricos no deben limpiarse con agua o vapor.
- Para evitar dañar los inducidos del motor, nunca rocíe agua sobre las cubiertas del motor eléctrico.
- Al realizar el desmontaje de la tolva de la máquina coloque en un lugar seguro para que no se caigan.
- Siempre baje todo el componente al piso o su punto más bajo antes de dar servicio o efectuar reparaciones debajo de la máquina.
- Nunca trabaje debajo de componentes suspendidos.
- Evite el contacto directo o indirecto con las piezas móviles, como las poleas del motor y los ejes de sujeción de las cuchillas, ya que hacerlo podría provocar lesiones graves.
- Apriete siempre los pernos de las cuchillas con la tensión requerida, ya que un par excesivo puede hacer que los pernos de sujeción de las cuchillas se suelten o incluso se rompan.

- Después de ajustar o reparar, vuelva a colocar las protecciones y guardas de las partes en movimiento.
- Antes de soldar y/o fijar la máquina, asegúrese de que la conexión a tierra esté cerca, ya que puede dañar los contactores. Por la acción de la soldadura, proteger las líneas eléctricas contra salpicaduras.
- Se requiere un examen visual completo de la máquina al comienzo de cada turno. Camine a su alrededor y asegúrese de que todos los componentes estén en buen estado de funcionamiento. Además, busque grietas o desgaste en las correas y los pernos.

### **Sección de seguridad**

Antes de usar o trabajar en este equipo, lea las instrucciones y precauciones del Manual de Operación y Mantenimiento para asegurarse de estar familiarizado con ellas. Siempre se deben seguir las advertencias o instrucciones para evitar daños graves o la muerte.

Las etiquetas de PELIGRO, ADVERTENCIA y ATENCIÓN se utilizan para llamar la atención sobre algunas directivas cruciales. Se hará referencia en este manual de seguridad y se escribirá en las etiquetas de la máquina.

Una circunstancia que representa una amenaza para la vida, la salud, la propiedad o el medio ambiente de una persona se denomina "**peligro**".

Cuando usas la palabra "**advertencia**", estás transmitiendo un mensaje o información sobre algo o alguien con la intención de hacerte consciente de ello o de sus acciones.

**Atención:** Señala un escenario potencialmente peligroso que, si no se previene, puede causar daños menores o moderados; también se utiliza para advertir a las personas contra comportamientos de riesgo.

Solo los trabajadores que cumplan con los siguientes requisitos de seguridad y certificaciones pueden operar la máquina:

- Un operador designado y calificado que cumpla con los estándares de aptitud física y mental, así como con las pruebas de rendimiento.
- Personal cualificado de pruebas y mantenimiento, según sea necesario para la realización de sus tareas.
- La persona que opera el equipo de molienda debe tener buena vista y oído (con o sin anteojos). También es necesario tener una idea clara de qué tan lejos debe mantenerse alejado del equipo.

- El operador de la máquina no debe tener una discapacidad física u otra condición que impida de manera impredecible su capacidad para responder rápidamente.
- Si el operador de la máquina está tomando medicamentos recetados, debe mostrar un certificado médico que acredite que no afectará el funcionamiento de la máquina.
- Nunca se debe permitir que un operador que se sabe que está intoxicado o bajo la influencia de narcóticos opere el equipo.
- El operador de la máquina siempre debe tener una actitud consciente de la seguridad.

El operador de la máquina debe detener todas las operaciones de trituración y apagar el motor utilizando el control de arranque y parada del motor para proteger a las personas que trabajan cerca de la máquina. Si no se toman estas medidas, la máquina o sus accesorios pueden moverse inesperadamente y poner en peligro la vida de las personas.

Siga los procedimientos de bloqueo o etiquetado según ANSI Z244.1 y según lo requieran las agencias OSHA (Administración de Salud y Seguridad Ocupacional de EE. UU.) mientras realiza cualquier inspección, mantenimiento o reparación en la máquina rectificadora. El propósito del etiquetado es

salvaguardar a los trabajadores que están cerca del dispositivo de trituración al evitar arranques inadvertidos y la exposición a liberaciones de energía potencialmente dañinas, como descargas eléctricas.

Antes de apagar la electricidad que alimenta el motor, el método requiere la inserción de un candado y una etiqueta únicos en la caja de control. Estos dispositivos sirven para evitar un arranque inesperado de la máquina; nunca intente usar el control de arranque mientras está bloqueado y etiquetado.

Los procedimientos de bloqueo y etiquetado requeridos por la OSHA describen:

- a. Notificar a todo el personal involucrado, incluido supervisores antes de efectuar el bloqueo y etiquetado.
- b. Apagar la máquina, equipo, sistema o función afectada.
- c. Desconectar, aislar o apagar el abastecimiento o fuente de energía.
- d. Aplicar bloqueos y/o etiquetas individuales a los controles.
- e. Probar la máquina, el equipo o el sistema para comprobar que se ha desconectado la energía antes de efectuar el servicio o mantenimiento.

Recomendaciones de seguridad para el operador de la máquina moledora:

- Proporcionar a los operadores instrucciones sobre el procedimiento de bloqueo y etiquetado de la máquina.
- Determinar los interruptores y controles de corte que aíslan la energía a niveles inseguros en las instalaciones y marcar su ubicación con anticipación.
- Para completar el procedimiento de la operación, colóquese guantes de seguridad, mascarilla, indumentaria de trabajo adecuada, gafas protectoras y protección auditiva.
- Evite meter la mano en la tolva de alimentación ya que en su interior hay piezas móviles que podrían hacerle daño.
- Mantener una distancia mínima de 10 metros de la moledora como precaución personal que no forma parte de la operación.
- Avisar a los interesados para que restablezcan la energía o electricidad suministrada al motor una vez finalizada la reparación y mantenimiento y el responsable haya retirado las obstrucciones.

## Figura 40

### *Etiqueta de no operar*



*Nota.* La figura representa un modelo de una etiqueta o tarjeta de “NO OPERAR”, indicando. Tomado de *Vicsa*, por: <https://www.vicsa.cl/tarjeta-no-operar-lock-out-pack-25/p>, 2018.

- La máquina incluirá muchas etiquetas para alertar al personal sobre posibles peligros y ayudarlos a identificar los controles. Estas etiquetas también ayudarán en el funcionamiento seguro de la máquina.
- Use una grúa o montacargas junto con bloques de soporte para evitar dañar las piezas mientras manipula componentes grandes durante el mantenimiento y el servicio.

- Al retirar o insertar componentes pesados, tenga cuidado de apoyarlos correctamente. Nunca te pares debajo de un peso colgante ya que corres el riesgo de caerte si no lo haces.
- Antes de usar el equipo, asegúrese de que todas las protecciones, avisos, dispositivos de advertencia y dispositivos de protección estén en su lugar y funcionen correctamente.
- La máquina debe incluir un interruptor de parada de emergencia que esté designado solo como parada de emergencia, y debe colocarse en el tablero de control de inicio.
- La tapa de la caja de control de la máquina incluye un panel de peligro de alto voltaje, que advierte que puede haber alto voltaje y que solo los empleados autorizados deben tener acceso al sistema eléctrico, ya que el alto voltaje puede provocar daños o la muerte. Ya sea que el motor esté funcionando o no, es posible que haya alto voltaje.
- Verificar que todas las protecciones y revestimientos estén en su sitio y correctamente situados. Repare las protecciones y cubiertas dañadas.
- Adquirir conocimientos sobre cómo emplear características de seguridad, incluidos pasadores, protectores de correa y piezas móviles (poleas del eje de la máquina, polea del motor).

- Evite exhibir joyas, cabello largo y suelto o ropa holgada. Estos pueden quedar atrapados en las piezas móviles y provocar daños graves o incluso la muerte. Además, evite usar ropa manchada de aceite ya que es combustible.
- Use guantes adecuados y resistentes cuando manipule astillas de metal o pedazos de cables de material de goma. Cuando opere o dé servicio al equipo, use casco, anteojos de seguridad, zapatos de seguridad, protección para los oídos, máscara y guantes.

### Figura 41

#### *Implementos de seguridad*



*Nota.* La figura representa los EPPS básicos para operar y realizar el mantenimiento.

Tomado de, por: <https://pin.it/4pfQruq>, 2018.

- No se recomienda el uso de aire comprimido para limpiar la máquina ya que el polvo producido por la goma triturada es nocivo para la salud.
- Utilizar la máquina o realizar tareas siempre que sea posible de espaldas al viento.
- Asegúrese de contar con extintores y de saber utilizarlo.
- Mantenga un botiquín de primeros auxilios en un lugar apropiado.
- Sepa cómo actuar en caso de incendios.

#### **4.5. Discusión de resultados**

Una de las observaciones más trascendentales de la presente investigación es que existen diferencias bien marcadas en las máquinas trituradoras y molidoras de acuerdo a su diseño. En esta etapa se realizará la discusión de resultados con el diseño de trituradora de neumáticos que se tiene en nuestros antecedentes.

Para el análisis, se tomarán los datos obtenidos del estudio de Lalama y Navarrete (2016) en el diseño de una trituradora de neumáticos, con la molidora de residuos resinosos que se diseñó en este proyecto, evaluando las características más resaltantes tal como se muestra en la Tabla 17.

**Tabla 17***Análisis de resultados obtenidos*

<i>Características</i>	<i>Moledora de residuos resinosos</i>	<i>Trituradora de neumáticos de Lalama y Navarrete</i>
Capacidad	166 kg/h	640 kg/h
Corte de cuchilla	Cizallamiento	Ortogonal
Fuerza de corte	825 N	22153 y 1185 N
Angulo de corte	(2-3)°	20°
Número de cuchillas	40	60
Número Ejes	1	4
Potencia	14,914 Kw (20 hp)	104,398 kW (140 hp)
Estructura	Cuadrada	Cuadrada

*Nota.* La tabla muestra una diferencia bien marcada con respecto a la potencia calculada el proyecto desarrollado en comparación con el de Lalama y Navarrete (2016).

Se puede concluir, la trituradora de Lalama y Navarrete (2016), necesita mayor potencia para realizar el su trabajo empleando un torque superior y menor velocidad, para ellos empleando 4 motores eléctricos y así ampliar el margen de corte, para la acción del corte trabajan con 60 cuchillas superando a la moledora en 20 unidades y trabajando con un ángulo de corte mucho mayor al de la moledora.

Con respecto al eje casi duplica la medida de diámetros usando un eje para cada motor, empleando un acero AISI 1018 a diferencia en este proyecto se decidió usar acero al frío 1045, el cual, tiene mayor porcentaje de carbono, en cuanto a la estructura de la base se usaron un perfil cuadrado de acero ASTM A-500 el mismo que usamos en nuestro diseño con lo que se observa que el perfil cuadrado es el más adecuado para estructura de este tipo de proyectos.

Finalmente, en cuanto a la cámara de trituración en ambos proyectos se diseñó una caja (básicamente para facilitar el mantenimiento) de la cual, se obtiene una granulometría de una dimensión 20 mm y en nuestro proyecto es más pequeño entre los rangos de (0.5 – 2 mm).

## **Capítulo V**

### **Análisis financiero**

En este capítulo se evaluará el análisis económico que representará el diseño y construcción de la molidora de residuos resinosos. Este análisis es crucial porque permitirá aproximarnos a los costos en los que se incurrirá en la elaboración de la máquina y determinar si es factible o no la implementación de la misma. También permitirá estimar el tiempo que tardará en devolverse el dinero invertido en la construcción de la máquina.

Para una mayor facilidad se agrupan los costos en las siguientes categorías:

- Costos de materiales (materia prima)
- Costo de maquinado
- Costo de montaje o mano de obra
- Gastos imprevistos
- Costo total

## 5.1. Análisis de costos directos

Como se indica en las Tablas 18 y 19 adjuntas, los gastos directos están relacionados con los materiales necesarios para construir el molino, así como con la mano de obra utilizada para su montaje, maquinado de componentes e instalación eléctrica.

### 5.1.1. Costos de materiales mecánicos y eléctricos

En la Tabla 18 se está considerando los materiales que involucran al sistema mecánico en general, considerando cantidad y costo del mismo.

**Tabla 18**

*Costo de elementos y materiales del sistema mecánico*

<b>Elemento</b>	<b>Descripción</b>	<b>Cant.</b>	<b>Material</b>	<b>Costo P/U</b>	<b>Costo total</b>
Polea motriz	5 canales de 4.5 pulg.	1	AISI 1010	S/80,00	S/80,00
Polea conducida	5 canales de 10.6 pulg.	1	AISI 1010	S/150,00	S/150,00
Banda de transmisión	3VX800	5	-	S/28,00	S/140,00
Chumacera	Tipo brida cuadrada	2	FYJ 55 TF	S/90,00	S/180,00
Eje de trituración	Acero estriado en frío (2 5/8)	1	AISI 1045	S/180,00	S/180,00
Porta cuchilla	Acero laminado en frío (33 mm)	8	AISI 1020	S/25,00	S/200,00

Elemento	Descripción	Cant.	Material	Costo P/U	Costo total
Acero maleable					
Acero (chaveta)	20mm x 12 mm x 300 mm	1	AISI 1020	S/95,00	S/95,00
Tubo cuadrado	40x40x3 mm	4	ASTM A-500	S/120,00	S/480,00
Tubo cuadrado	20x20x2 mm	½	ASTM A36	S/45,00	S/22,50
Plancha de acero	1200 x 2400 x 1.6 mm	3	ASTM A36	S/180,00	S/540,00
Plancha de acero	1200 x 2400 x 2.3 mm	2	ASTM A36	S/235,00	S/470,00
Plancha de acero	1200 x 2400 x 3.2 mm	4	ASTM A36	S/270,00	S/1.080,00
Plancha de acero	1200 x 2400 x 9.5 mm	1	ASTM A36	S/450,00	S/450,00
Pernos	Varios	-	-	-	S/100,00
				Total	<b>S/7.167,50</b>

**Tabla 19**

*Costo de elementos y materiales del sistema eléctrico*

Elemento	Descripción	Cant.	Costo p/u	Costo total
Motor eléctrico	20 HP 220 - 380 - 440 V	1	S/3.500,00	S/3.500,00
Conductor (m)	Flexible 4 AWG	15	S/11,00	S/165,00
Conductor (m)	Flexible 12 AWG	30	S/2,00	S/60,00
Pulsador de emergencia	Pulsador con retención	1	S/25,00	S/25,00
Pulsador	Arranque y parada	2	S/7,50	S/15,00
Interruptor Termomagnético	3X50A 220V	1	S/116,00	S/116,00

<b>Elemento</b>	<b>Descripción</b>	<b>Cant.</b>	<b>Costo p/u</b>	<b>Costo total</b>
Riel Din	50 cm	1	S/3,00	S/3,00
Led	Diodo de 5 mm	3	S/8,00	S/24,00
			<b>Total</b>	<b>S/3.908,00</b>

### **5.1.2. Costos de maquinado**

El costo del mecanizado está relacionado con el costo de las diversas máquinas herramienta que se utilizan, así como con el costo de la mano de obra y el alquiler de la máquina.

**Tabla 20***Costos directos de maquinado*

Máquina	Elemento	Unid.	Cant.	Costo x Hora	Hora empleada	Costo total
Torno	Poleas	Horas	2	S/40,00	8	S/640,00
	Eje	Horas	1	S/40,00	2	S/80,00
Plegadora	cubo de recepción	Horas	1	S/20,00	2,5	S/50,00
	Chapa de tapa	Horas	1	S/20,00	3	S/60,00
Amoladora	Estructura (general)	Horas	1	S/9,00	4	S/36,00
	Tapas laterales	Horas	1	S/9,00	2	S/18,00
	Estructura (general)	Horas	12	S/6,00	5	S/360,00
Taladro	Base de motor	Horas	4	S/6,00	0,5	S/12,00
	Porta cuchillas	Horas	8	S/10,00	12	S/960,00
Fresadora o limadora	Porta cuchillas	Horas	8	S/30,00	15	S/3,600,00
Soldadura	Tolva	Cm	1	S/25,00	3	S/75,00
TIG	Estructura	Cm	1	S/25,00	5	S/125,00
Herramienta manual	5% mano de obra	Horas	-	-	-	S/66,00
<b>Total</b>						<b>S/6.262,00</b>

### 5.1.3. Costos de montaje

El costo de la mano de obra para el montaje del sistema mecánico y del sistema eléctrico de la trituradora está incluidos en los gastos de montaje. El montaje mecánico de la máquina requiere de dos personas, aunque el sistema eléctrico solo necesita una.

**Tabla 21**

*Costos directos por montaje*

Ensamble del sistema	N° de personas	C/Hora	Cant. de horas	Costo total
Bachiller en Ingeniería	1	S/8,00	50	S/400,00
Técnico mecánico	1	S/6,00	50	S/300,00
Técnico electricista	1	S/6,00	50	S/300,00
			Total	<b>S/1.000,00</b>

### 5.2. Análisis de costos indirecto

Todos los valores involucrados en el proceso, pero, no relacionados con la construcción de la máquina se denominan colectivamente costos indirectos.

### 5.2.1. Costos materiales

Los gastos de materiales indirectos que se muestran en la Tabla 22 están asociados con los materiales utilizados en la máquina, pero no afectan el funcionamiento de la máquina.

**Tabla 22**

*Costo de materiales indirectos*

<b>Elemento</b>	<b>Cantidad</b>	<b>C/U</b>	<b>Total</b>
Pintura epóxica (galón)	1	S/160,00	S/160,00
Transporte	1	S/40,00	S/40,00
Extras			S/50,00
		<b>Total</b>	<b>S/250,00</b>

### 5.2.2. Gastos imprevistos

La movilización para la adquisición de los diversos componentes es lo que está causando los costos inesperados; la máquina se construirá en alrededor de 4 semanas, lo que establece un costo inesperado de 500 soles.

### 5.3. Inversión

Una vez realizado el análisis de costos directos e indirectos en la Tabla 22 se obtiene el cuadro de costos total de la moledora de caucho.

**Tabla 23**

*Inversión de la máquina*

<b>Costos</b>	<b>Componentes de costos</b>	<b>Costo soles</b>
Costos directos	Materiales	S/11.075,50
	Maquinado	S/6.262,00
	Montaje	S/1.000,00
Costos indirectos	Materiales	S/250,00
	Gastos imprevistos	S/500,00
<b>Inversión total</b>		<b>S/19.087,50</b>

### 5.4. Determinación de la depreciación anual

Dado que la vida media de los activos indicados (máquinas y herramientas) es de 10 años, su coste total, o el 100% de su coste, se reduce en una décima cada año.

### 5.4.1. Cálculo de la depreciación

El enfoque más fácil y popular empleado por las empresas es el método de línea recta, que consiste en multiplicar la vida útil del activo por (su valor inicial menos su valor residual). También pienso en el enfoque a utilizar, el valor de salvamento y la vida útil.

$$D_{Anual} = \frac{V_{Inicial} - V_{Salvamento}}{n} \quad [82]$$

Donde:

$D_{anual}$ : Depreciación anual en soles

$V_{inicial}$ : Valor de costo inicial en soles

$V_{salvamento}$ : Valor de salvamento en sole.

$n$ : Tiempo de vida útil en años (máximo 10 años)

**Calculando valor de salvamento:** Es la estimación del valor que el bien tendrá para la empresa una vez cumplido su vida útil. Surgirá de la diferencia entre el precio de venta estimado y todas las erogaciones necesarias para retirar el bien de servicio.

$$V_{Salvamento} = V_{Inicial} - \frac{V_{Inicial} \times n}{N} \quad [83]$$

Donde:

$V_{\text{salvamento}}$ : Valor de salvamento en soles

$V_{\text{inicial}}$ : Valor de costo inicial en soles S/19 087,50

n: Tiempo de vida útil 8 años (Ideal 10 años)

N: Tiempo de depreciación en 10 años

$$V_{\text{Salvamento}} = 19087,50 - \frac{19087,50 \times 8}{10}$$

$$V_{\text{Salvamento}} = s/. 3817,50$$

Ahora, calculando la depreciación anual en la ecuación con los valores obtenidos.

$$D_{\text{Anual}} = \frac{19087,50 - 3817,50}{8}$$

$$D_{\text{Anual}} = s/. 1908,75$$

## 5.5. Análisis de la inversión de la máquina moledora

El análisis financiero es crucial porque determina si es factible invertir en el desarrollo de la trituradora de residuos resinosos. Con la ayuda de la programación de Excel, el análisis se realizará utilizando indicadores

financieros como VAN (Valor Actual Neto), TIR (Tasa Interna de Retorno), PRI (Período de Recuperación de la Inversión) y B/C (Costo Beneficio).

#### **Tabla 24**

*Criterio para el análisis financiero*

<b>Criterio</b>	<b>Aceptación</b>	<b>Rechazo</b>
VAN	> 0	< 0
TIR	> i	< i
PRI	< 6 meses	> 6 meses
B/C	> 1	< 1

#### **5.5.1. Flujo de Caja**

Los ingresos y gastos incurridos durante el procedimiento se incluyeron en el flujo de caja. La cantidad de caucho que se consume anualmente por persona en Tacna es la base de los ingresos del proceso.

#### **5.5.2. Determinación del costo de funcionamiento y mantenimiento**

En nuestro caso en particular, datos obtenidos del mercado de Tacna se hizo un estudio del mismo de proveedores de materia prima y campos deportivos en la ciudad.

Promedio mínimo de ventas cada dos días (granos de caucho) sería 1 campo deportivo de futbol 6.

$$C/U \text{ 720 kg} = \frac{864}{2} = 432 \text{ soles al día}$$

Al año en ventas sería:

$$I_{\text{venta caucho}} = 432 \times 365 = S/. 157\ 680 \text{ al año}$$

Precio de caucho (residuos resinosos) en el mercado S/. 0,50 kg, al día la empresa requerirá de 432 kg para un campo deportivo, un promedio mínimo de egreso al día sería:

$$C_{\text{día}} = 0,50 \times 432 = S/. 216$$

$$C_{\text{caucho al año}} = 216 \times 365 = S/. 78\ 840$$

Además, asumiendo una depreciación anual del 10% del costo inicial de la máquina, esto significa:

$$C_{\text{depreciación}} = 19087,50 \times 0,1 = S/. 1\ 908,75$$

El costo variable por consumo de energía eléctrica, a una tarifa aproximada 2,214 S/. /kW-hora.

$$C_{energía} = 2,214 \frac{S/}{kW} \times 0,746kW \times \frac{10h}{día} \times 365 \text{ días}$$

$$C_{energía} = S/.6028,50$$

Adicionalmente se consideró un costo por mantenimiento por mano de obra y de repuestos de la máquina por un monto total de S/. 2 500.

$$C_{mantenimiento} = S/.2\ 500,00$$

Costo por mano de obra de un operador y un ayudante con sueldos mensual de S/. 1 600 y s/. 475 respectivamente al año.

$$C_{operario} = (1600 + 475) \times 12 = S/.24\ 900,00$$

Finalmente, se logró determinar el tiempo de retorno de la inversión:

$$Ganancia = I_{ventas} - C_{caucho \text{ al año}} - C_{depreciación} - C_{energía} - C_{mantenimiento} \\ - C_{operario}$$

$$Ganancia = 157\ 680 - 78\ 840 - 1\ 908,75 - 6\ 028,50 - 2\ 500 - 24\ 900$$

$$Ganancia = S/. 43 502,75 \text{ al año}$$

Lo que puede concluirse que el tiempo de recuperación o retorno de la inversión se dará en aproximadamente:

$$t = 0 + \frac{19087,50}{43502,75} = 0,4387 \text{ años}$$

$$t = 0,4387 \times 12$$

$$t = 5,27 \text{ meses}$$

Es decir, que dentro de 5 meses y 9 días aproximadamente se podría recuperar la inversión total de la máquina moladora de residuos resinosos.

**Tabla 25***Flujo de caja*

<b>Conceptos /Año</b>	<b>Año 0</b>	<b>Año 1</b>	<b>Año 2</b>	<b>Año 3</b>	<b>Año 4</b>	<b>Año 5</b>	<b>Año 6</b>	<b>Año 7</b>	<b>Año 8</b>
Ingresos de caja	-	157680	157680	157680	157680	157680	157680	157680	157680
Venta de caucho molido	-	157680	157680	157680	157680	157680	157680	157680	157680
Egresos de caja	-	114177,25	114177,25	114177,25	114177,25	114177,25	114177,25	114177,25	114177,25
Energía eléctrica	-	6028,5	6028,5	6028,5	6028,5	6028,5	6028,5	6028,5	6028,5
Mantenimiento	-	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500
Depreciación	-	1908,75	1908,75	1908,75	1908,75	1908,75	1908,75	1908,75	1908,75
Operador	-	24900	24900	24900	24900	24900	24900	24900	24900
Costo del caucho	-	78840	78840	78840	78840	78840	78840	78840	78840
Costo de material	11325,5	-	-	-	-	-	-	-	-
Mano de obra	7262	-	-	-	-	-	-	-	-
Otros gastos	500	-	-	-	-	-	-	-	-
Saldo final	<b>19087,5</b>	<b>43502,75</b>	<b>43502,75</b>	<b>43502,75</b>	<b>43502,75</b>	<b>43502,75</b>	<b>43502,75</b>	<b>43502,75</b>	<b>43502,75</b>

### 5.5.3. Análisis de VAN, TIR y PRI

El análisis se realizó en Excel, como se muestra en la Figura 42. El VAN es uno de los indicadores de rentabilidad más populares en la evaluación de proyectos de inversión. El proceso de cálculo implica actualizar todos los flujos de caja netos producidos por el proyecto menos la inversión inicial en tiempo cero (hoy) con una tasa de retorno  $i = 15\%$ .

#### A. Se calcula el (VAN) Valor Actual Neto

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_c t}{(1+i)^t} \quad [84]$$

$$VAN = -19087,5 + \frac{3625,23}{(1+0,15)^1} + \frac{3625,23}{(1+0,15)^2} + \frac{3625,23}{(1+0,15)^3} + \dots + \frac{3625,23}{(1+0,15)^{12}}$$

$$VAN = 563,49$$

Nuestro VAN satisface este requisito, haciendo que el proyecto sea práctico de ejecutar. El proyecto es aceptable o factible si tiene  $VAN > 0$ , de acuerdo con los criterios enumerados anteriormente.

## **B. Se calcula el TIR (Tasa interna de retorno)**

Medición de la TIR (tasa interna de retorno). Se basa en el valor actual neto y representa la tasa de interés a la que se paga la inversión.

$$TIR = i\% \pm \Delta i\% \left( \frac{VAN^+}{VAN^+ + VAN^-} \right) \quad [85]$$

$$TIR = 16\%$$

La inversión se considera aceptable en función de los resultados, ya que la tasa de rendimiento  $i = 15\%$  es menor que la  $TIR = 16\%$ , lo que refleja el mayor porcentaje de beneficio que se desea obtener en circunstancias ideales.

## **C. Periodo real de recuperación**

El PRI muestra la fecha en que se cubre la inversión inicial en meses y días, para lo cual se utiliza la siguiente ecuación: El PRI se calcula en cuánto tiempo se devuelve toda la inversión a valor actual.

$$PRI = \frac{A}{(A + B) + C} \quad [86]$$

Donde:

A: Flujo neto acumulado anterior inmediato al recuperado

B: Flujo neto acumulado en el periodo de recuperación

C: Periodo anterior inmediato al recuperado

$$PRI = 5,27$$

De acuerdo a los valores obtenidos de  $0,27 \times 30$  días = 9 días, entonces el periodo de recuperación será de 5 meses y 9 días.

### Figura 42

*Cálculo del VAN, TIR y PRI*

	A	B	C	D	E	F
1						
2			Ingresos	S/43.502.75	Anual	
3				S/3.625.23	Mensual	
4			Periodo	12	Meses	
5			Tasa de descuento	15%		
6						
7	Periodo	Tasa de oportunidad	15%	EM	Acumulado sin tasa	
8		Ingresos	Egresos	Neto	de oportunidad (PB)	
9	0		S/19.087.50	(19087.5)	S/19.087.50	
10	1	S/3.625.23		S/3.625.23	S/15.462.27	
11	2	S/3.625.23		S/3.625.23	S/11.837.04	
12	3	S/3.625.23		S/3.625.23	S/8.211.81	
13	4	S/3.625.23		S/3.625.23	S/4.586.58	
14	5	S/3.625.23		S/3.625.23	S/961.35	
15	6	S/3.625.23		S/3.625.23	S/2.663.88	
16	7	S/3.625.23		S/3.625.23		
17	8	S/3.625.23		S/3.625.23		
18	9	S/3.625.23		S/3.625.23		
19	10	S/3.625.23		S/3.625.23		
20	11	S/3.625.23		S/3.625.23		
21	12	S/3.625.23		S/3.625.23		
22				VAN	S/563.49	
23				TIR	16%	EM
24				PRI	5.27	mensual

## **Conclusiones**

Se logró el objetivo planteado en la presente tesis, que fue diseñar una máquina molidora de residuos resinosos aplicando la metodología VDI 2222, lo cual, nos permitirá obtener granos de caucho para aplicaciones de mantenimiento en canchas sintéticas.

Para desarrollar el presente trabajo se ha utilizado el método de diseño mecánico VDI 2222, que es aplicable en nuestro medio.

Con respecto al material de fabricación se eligió el acero AISI 1020, AISI 1045 y acero AISI D2, efectuándose los cálculos de los elementos de molienda.

En el diseño de la molidora de residuos resinosos se trabajará con una capacidad de 166 kg/h, para lo cual, se necesita una potencia de 14,941 kW (20 hp), con una velocidad de giro de 83.776 rad/s (800 rpm), todo ello accionado eléctricamente, lo que, permitirá poder tener una apertura molidora de 30 x 30 mm obteniendo una granulometría de 0.5 – 2 mm

Llegamos a la conclusión de que el programa Solidworks, facilita nuestra toma de decisiones a la hora de desarrollar y modelar los componentes de la moledora de residuos resinosos.

Según los cálculos realizados en el sistema de transmisión y la selección adecuada se concluye que se cumplió con el objetivo específico, para lo cual, se trabajará con 5 fajas trapezoidales.

Para la elaboración del proyecto se consideró que la máquina va a tener una vida útil de 10 años, estimando una inversión de 19 087,50 soles, cuyos cálculos de factibilidad del proyecto nos dice que es rentable con un VAN de 563,49 (Positivo).

## **Recomendaciones**

La moladora está diseñada para una utilización de 16 h/día, por lo que, para la utilización continua se tiene que tomar en cuenta ese factor.

Se recomienda que el operador revise su guarda de protección antes de encender la máquina y se asegure de que está usando el EPP necesario, como gafas de seguridad y guantes, entre otros artículos.

Respetar los tiempos y periodos de mantenimiento de la máquina para que la productividad y rendimiento de la moladora no disminuya. Al mismo tiempo, revisar periódicamente el mecanismo de corte (filos de las cuchillas) para que no haya un deterioro excesivo.

El instalador debe construir una base sólida para que el suelo sostenga la máquina y evite vibraciones excesivas que puedan causar deterioro con el tiempo.

## Referencias bibliógrafas

Budynas, R. y Keith Nisbett, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. McGraw-Hill.

Gaitán Hernández, D. (2018). *Diseño de un molino triturador para polímeros termoplásticos para la empresa Industria Recuplast S.A.S.* [Tesis de Pregrado, Universidad Libre].

<https://repository.unilibre.edu.co/handle/10901/11605>

Gualoto Calupiña, F. M. (2015). *Diseño y construcción de una trituradora y estrusora para la producción de hilo plástico empleado en impresoras 3D* [Tesis de grado, Universidad Politécnica Salesiana sede Quito].

<https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/9089/6/UPS-KT01128.pdf>

L., B.-a. S. (2017). *Plásticos y Elastómeros*. Copyright © 2017 | Bove-ag sl.

<https://bove-ag.com/cauchos-elastomeros>

Lalama Ochoa, C. y Navarrete Mosquera, A. (2016). *Diseño de una máquina trituradora de neumáticos*. [Tesis de grado, Escuela Superior

Politécnica del Litoral].

<http://www.dspace.espol.edu.ec/xmlui/handle/123456789/36932>

Llanos Pomaleque, J., Luján Salas, S. y Ponce Zubillaga, M. (2016).

*Viabilidad de la creación de una empresa recicladora y trituradora de llantas en desuso para su comercialización en el mercado peruano*

[Trabajo de Suficiencia Profesional, Universidad Peruana de Ciencias Aplicadas].

<https://repositorioacademico.upc.edu.pe/handle/10757/621510>

Magallanes, C., y Guillén, I. (2014). *Experiencias en el tratamiento de*

*neumáticos fuera de uso en Iberoamérica: Informe de investigación*

*N°61/2014-2015.*

[https://www2.congreso.gob.pe/sicr/cendocbib/con4\\_uibd.nsf/8825141](https://www2.congreso.gob.pe/sicr/cendocbib/con4_uibd.nsf/8825141)

[B7F35F94F0525810C0070DA35/\\$FILE/275\\_INFINVES61\\_2014\\_neumatico.pdf](https://www2.congreso.gob.pe/sicr/cendocbib/con4_uibd.nsf/8825141B7F35F94F0525810C0070DA35/$FILE/275_INFINVES61_2014_neumatico.pdf)

Murcia Correa, J. y Romero Mendoza, A. (2016). *Diseño de un sistema*

*primario en el proceso de trituración de llantas usadas desalambradas*

[Tesis de grado, Universidad de América].

<http://repository.uamerica.edu.co/bitstream/20.500.11839/>

Sprocket, M. (2017). *El Gran Catálogo 4000* [ Archivo PDF].

<https://moher.mx/catalogos/13.pdf>

Vega, A. (2013). *Diseño de una máquina seleccionadora de truchas* [Tesis de grado, Pontificia Universidad Católica del Perú].

<http://hdl.handle.net/20.500.12404/5646>

# **Anexos**

## Anexo A:

### Resistencia al impacto y densidad de diferentes polímeros elastómeros

Polímeros Elastómeros	Resistencia al Impacto Charpy (Kj/m <sup>2</sup> )	Densidad (g/cm <sup>3</sup> )
Caucho natural vulcanizado	17	0,93
SBR	10 - 25	0,94
Viton	4 - 15	1,86
Neopreno	20	1,25
Silicona	12	1,1-1,6

Nota. Tomado de Bove-ag S. L. plásticos y elastómeros 2017, (<https://bove-ag.com/cauchos-elastomeros>)

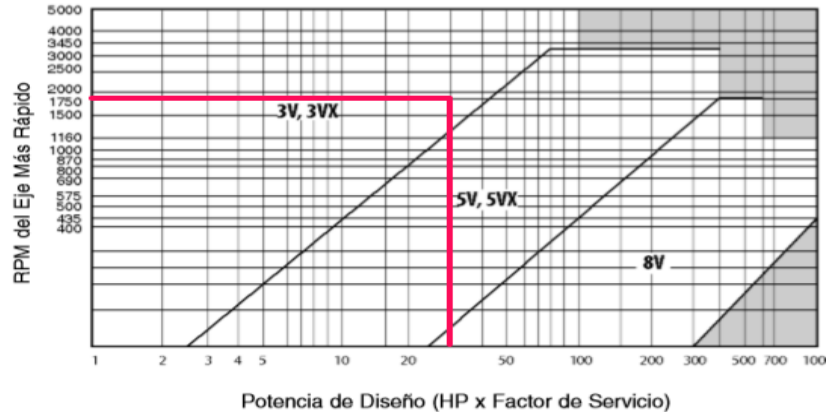
## Anexo B

### Selección de bandas y fajas de transmisión

#### Factor de servicio

FACTORES DE SERVICIOS TÍPICOS						
TIPOS DE MÁQUINAS DE TRANSMISIÓN	TIPOS DE UNIDADES MOTRICES					
Los tipos de máquinas impulsadas aquí listadas son solo una muestra representativa. Seleccione el equipo que se aproxime más a su aplicación.  <b>SI SE UTILIZAN RUEDAS LOCAS, AÑADA LO SIGUIENTE AL FACTOR DE SERVICIO:</b>  Rueda Loca en el lado suelto (adentro) Ninguno Rueda Loca en el lado suelto (afuera) 0.1 Rueda Loca en el lado apretado (adentro) 0.1 Rueda Loca en el lado apretado (afuera) 0.2	<b>MOTORES ELÉCTRICOS</b> AC Torque Normal Jaula de Ardilla y Sincrono AC Fase Dividida DC Devanado en Derivación <b>Motores de Combustión Interna</b>			<b>MOTORES ELÉCTRICOS</b> AC Alto Torque AC Hi-Fase Dividida AC Repulsión-Inducción AC Monofásico Devanado en Serie AC Anillo de Deslizamiento DC Devanado Compuesto		
	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO
Máquinas para Ladrillos Elevadores de Cangilones Excitadores Compresores de Pistones Transmisiones (Bastos, Helicoidales, Tabillas) <b>Molinos de Martillos</b> Bombas de Pistones Sopladores de Desplazamiento Positivo Pulverizadores Máquinas para Madera y Sierras Maquinaria Textil	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6

**Tabla de selección para la banda de alta capacidad**



**Diámetro mínimo recomendado para la polea del motor eléctrico**

POTENCIA DEL MOTOR HP	RPM DEL MOTOR					
	575	695	870	1160	1750	3450
.50	2.50	2.50	2.50	—	—	—
.75	3.00	2.50	2.50	2.50	—	—
1.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25	—
1.50	3.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25
2.00	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50	2.50
3.00	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50
5.00	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50
7.50	4.25	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00
10.00	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75	3.00
15.00	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75
20.00	8.25	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50
25.00	9.00	8.25	6.75	6.00	4.50	4.50*
* 30.00	10.00	9.00	6.75	6.75	5.25	—
40.00	10.00	10.00	8.25	6.75	6.00	—
50.00	11.00	10.00	9.00	8.25	6.75	—
60.00	12.00	11.00	10.00	9.00	7.50	—
75.00	14.00	13.00	10.00	10.00	9.00	—
100.00	18.00	15.00	13.00	13.00	10.00	—
125.00	20.00	18.00	15.00	13.00	11.00	—
150.00	22.00	20.00	18.00	13.00	—	—
200.00	22.00	22.00	22.00	—	—	—
250.00	22.00	22.00	—	—	—	—
300.00	27.00	27.00	—	—	—	—

Nota. Tomado de Gran Catalogo 4000 (Martin Sprocket) 2017, (<https://www.martinsprocket.com/docs/catalogs/heavy%20duty%20conveyor%20pulleys/conveyor%20pulley%20catalog/heavy-duty-conveyor-pulley-catalog.pdf>)

## Parámetro de durabilidad de bandas

### *Parámetro de durabilidad para algunas secciones en bandas en V*

**Tabla 17-17**

Parámetros de durabilidad para algunas secciones de banda en V

Fuente: M. E. Spotts, *Design of Machine Elements*, 6a. ed., Prentice Hall, Englewood Cliffs, Nueva Jersey, 1985.

Sección de la banda	10 <sup>8</sup> a 10 <sup>9</sup> picos de fuerza		10 <sup>9</sup> a 10 <sup>10</sup> picos de fuerza		Diámetro mínimo de polea, pulg
	K	b	K	b	
A	674	11.089			3.0
B	1 193	10.926			5.0
C	2 038	11.173			8.5
D	4 208	11.105			13.0
E	6 061	11.100			21.6
3V	728	12.464	1 062	10.153	2.65
5V	1 654	12.593	2 394	10.283	7.1
8V	3 638	12.629	5 253	10.319	12.5

Nota. Tomado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shingley 8th. 2018*,

## Anexo C

### Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga del eje a diseñar

#### Resistencia de fluencia y resistencia última de aceros

Tabla A-20 /

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10200	1020	HR	380 [55]	210 [30]	25	50	111
		CD	470 [68]	390 [57]	15	40	131
G10300	1030	HR	470 [68]	260 [37.5]	20	42	137
		CD	520 [76]	440 [64]	12	35	149
G10350	1035	HR	500 [72]	270 [39.5]	18	40	143
		CD	550 [80]	460 [67]	12	35	163
G10400	1040	HR	520 [76]	290 [42]	18	40	149
		CD	590 [85]	490 [71]	12	35	170
G10450	1045	HR	570 [82]	310 [45]	16	40	163
		CD	630 [91]	530 [77]	12	35	179
G10500	1050	HR	620 [90]	340 [49.5]	15	35	179
		CD	690 [100]	580 [84]	10	30	197

#### Factor de superficie KA

Tabla 6-2

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{ut}$ 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

## Factor de temperatura $K_D$

**Tabla 6-4**

Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.\*  
 ( $S_T$  = resistencia a la tensión a la temperatura de operación;  $S_{RT}$  = resistencia a la tensión a temperatura ambiente;  $0.099 \leq \hat{\sigma} \leq 0.110$ )

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		

## Factor de confiabilidad $K_E$

**Tabla 6-5**

Factores de confiabilidad  $k_e$  correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_\alpha$	Factor de confiabilidad $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

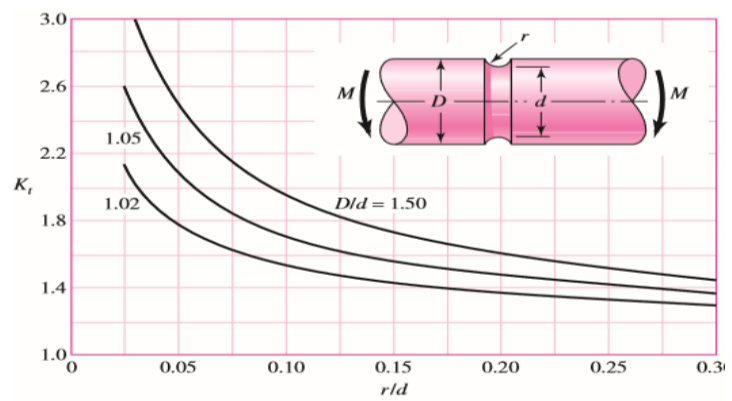
Nota. Tomado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shingley 8th. 2018.*

## Anexo D:

### Gráficos de factores teóricos de concentración del esfuerzo (Kt Y Kts)

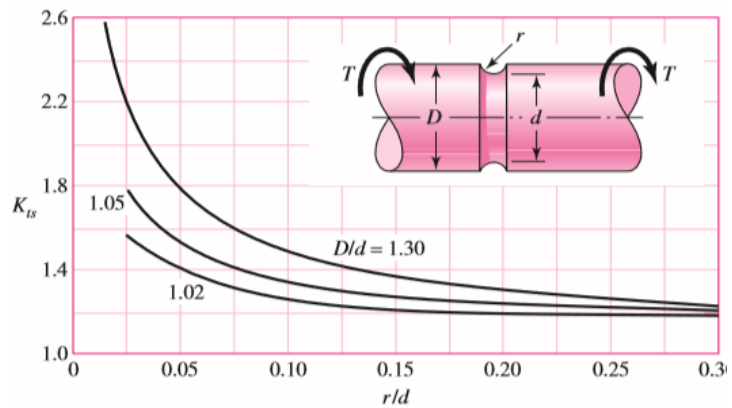
**Figura A-15-14**

Barra redonda ranurada en flexión.  $\sigma_0 = Mc/I$ , donde  $c = d/2$  y  $I = \pi d^4/64$ .



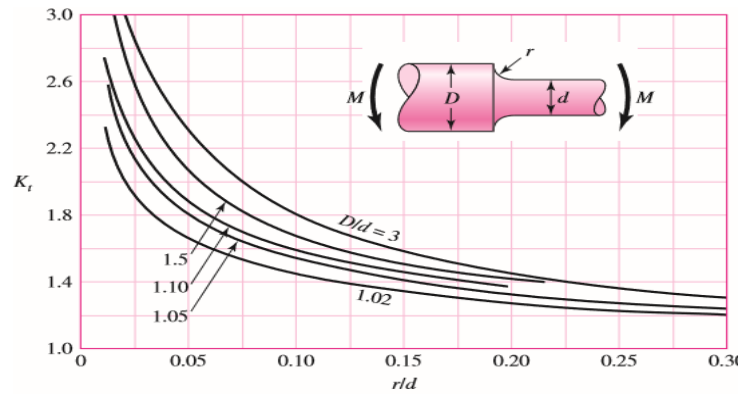
**Figura A-15-15**

Barra redonda ranurada en torsión.  $\tau_0 = Tc/J$ , donde  $c = d/2$  y  $J = \pi d^4/32$ .



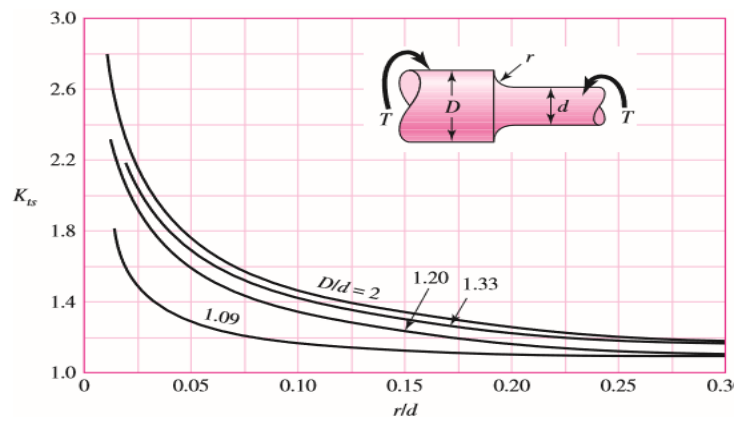
**Figura A-15-9**

Eje redondo con filete en el hombro en flexión.  $\sigma_0 = Mc/I$ , donde  $c = d/2$  y  $I = \pi d^4/64$ .



**Figura A-15-8**

Eje redondo con filete en el hombro en torsión.  $\tau_0 = Tc/J$ , donde  $c = d/2$  y  $J = \pi d^4/32$ .



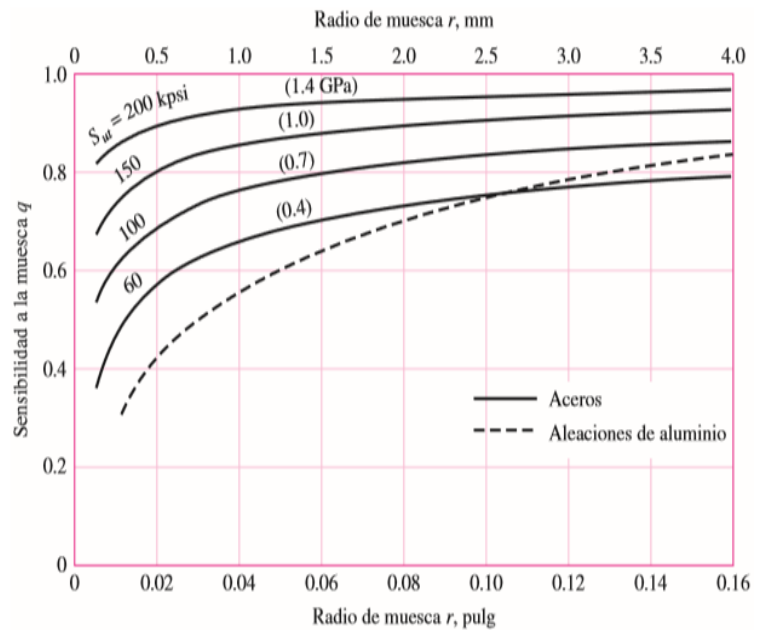
Nota. Tomado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shingley 8th. 2018.*

## Anexo D

### Gráficos de sensibilidad a la muesca, ( $q$ )

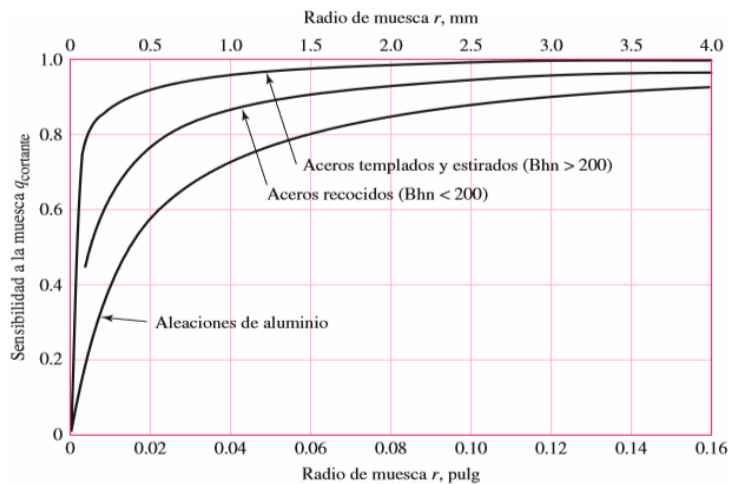
**Figura 6-20**

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de  $q$  correspondientes a la ordenada  $r = .16$  pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Waisman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill. Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]



**Figura 6-21**

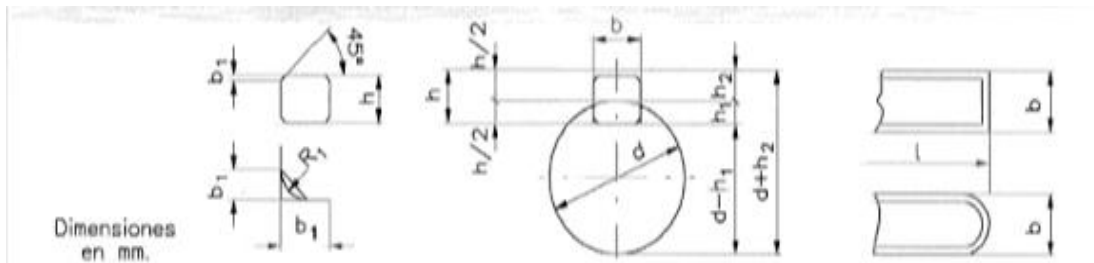
Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa. En el caso de radios de muesca más grandes, use los valores de  $q_{\text{corriente}}$  correspondientes a la ordenada  $r = 0.16$  pulg (4 mm).



Nota. Tomado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shingley 8th. 2018.*

## Anexo F

### AISI 1020 para la chaveta



Diámetro del eje d		Sección de la chaveta b X h	Nominal	Ancho b, tolerancia			Profundidad				Chafilón R1			
				Clase de ajuste del enchavetado			Eje h1		Cubo h2					
Más de	hasta		Libre			Normal		Ajustado	Nominal	Toler.	Nominal	Toler.	Mfn.	Máx.
			Eje h9	Cubo D10	Eje n9	Cubo JS9	Eje y Cubo p9/P9							
10	12	4X4	4						2,5		1,8		0,08	0,16
12	17	5X5	5	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	3	+0,1	2,3	+0,1	0,16	0,25
17	22	6X6	6	0	+0,030	-0,030		-0,042	3,5	0	2,8	0	0,16	0,25
22	30	8X7	8	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	4		3,3		0,16	0,25
30	38	10X8	10	0	+0,040	-0,036		-0,051	5		3,3		0,25	0,40
38	44	12X8	12						5		3,3		0,25	0,40
44	50	14X9	14	+0,043	+0,120	0	±0,0215	-0,018	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16X10	16	0	+0,050	-0,043		-0,061	6		4,3		0,25	0,40
58	65	18X11	18						7	+0,2	4,4	+0,2	0,25	0,40
65	75	20X12	20						7,5	0	4,9	0	0,40	0,60
75	85	22X14	22	+0,052	+0,149	0	±0,026	-0,022	9		5,4		0,40	0,60
85	95	25X14	25	0	+0,065	-0,052		-0,074	9		5,4		0,40	0,60
95	110	28X16	28						10		6,4		0,40	0,60
110	130	32X18	32						11		7,4		0,40	0,60
130	150	36X20	36						12		8,4		0,70	1,00
150	170	40X22	40	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,026	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45X25	45	0	+0,080	-0,062		-0,088	15		10,4		0,70	1,00
200	230	50X28	50						17		11,4		0,70	1,00
230	260	56X32	56						20	+0,3	12,4	+0,3	0,70	1,00
260	290	63X32	63	+0,074	+0,220	0	±0,037	-0,032	20	0	12,4	0	1,20	1,60
290	330	70X36	70	0	+0,100	-0,074		-0,106	22		14,4		1,20	1,60
330	380	80X40	80						25		15,4		2,00	2,50
380	440	90X45	90	+0,087	+0,260	0	±0,0435	-0,037	28		17,4		2,00	2,50
440	500	100X50	100	0	+0,120	-0,087		-0,124	31		19,5		2,00	2,50

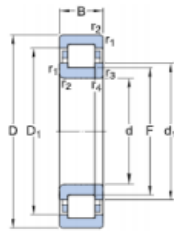
Nota. Tomado de *Uniones Móviles Chavetas*, 2011.

(<http://www.eis.unl.edu.ar/z/adjuntos/239/Chaveta1.pdf>)

## Anexo G

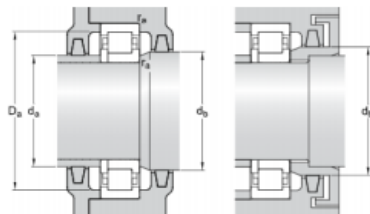
### Rodamiento de una hilera de rodillos cilíndricos NUP 211 EPC

#### Especificación técnica



#### DIMENSIONES

d	55 mm
D	100 mm
B	21 mm
d <sub>1</sub>	= 70.8 mm
D <sub>1</sub>	= 85.68 mm
F	66 mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1.5 mm
r <sub>3,4</sub>	min. 1.1 mm



#### DIMENSIONES DE LOS RESALTES

d <sub>a</sub>	min. 63 mm
d <sub>b</sub>	min. 73 mm
D <sub>a</sub>	max. 91.4 mm
r <sub>a</sub>	max. 1.5 mm

#### DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	96.5 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	95 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	12.2 kN
Velocidad de referencia		7500 r/min
Velocidad límite		8000 r/min
Factor de cálculo	k <sub>r</sub>	0.15
Valor límite	e	0.2
Factor de carga axial	Y	0.6

Nota. Tomado de *Manual SKF, 2018*.

## Anexo H

### Propiedades mecánicas de pernos








**Tabla 8-1**

Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino\*

Diámetro nominal $d_r$ mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso $p_r$ mm	Área de esfuerzo de tensión $A_g$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_{tr}$ , mm <sup>2</sup>	Paso $p_r$ mm	Área de esfuerzo de tensión $A_g$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_{tr}$ , mm <sup>2</sup>
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

**Tabla 8-11**

Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero\*

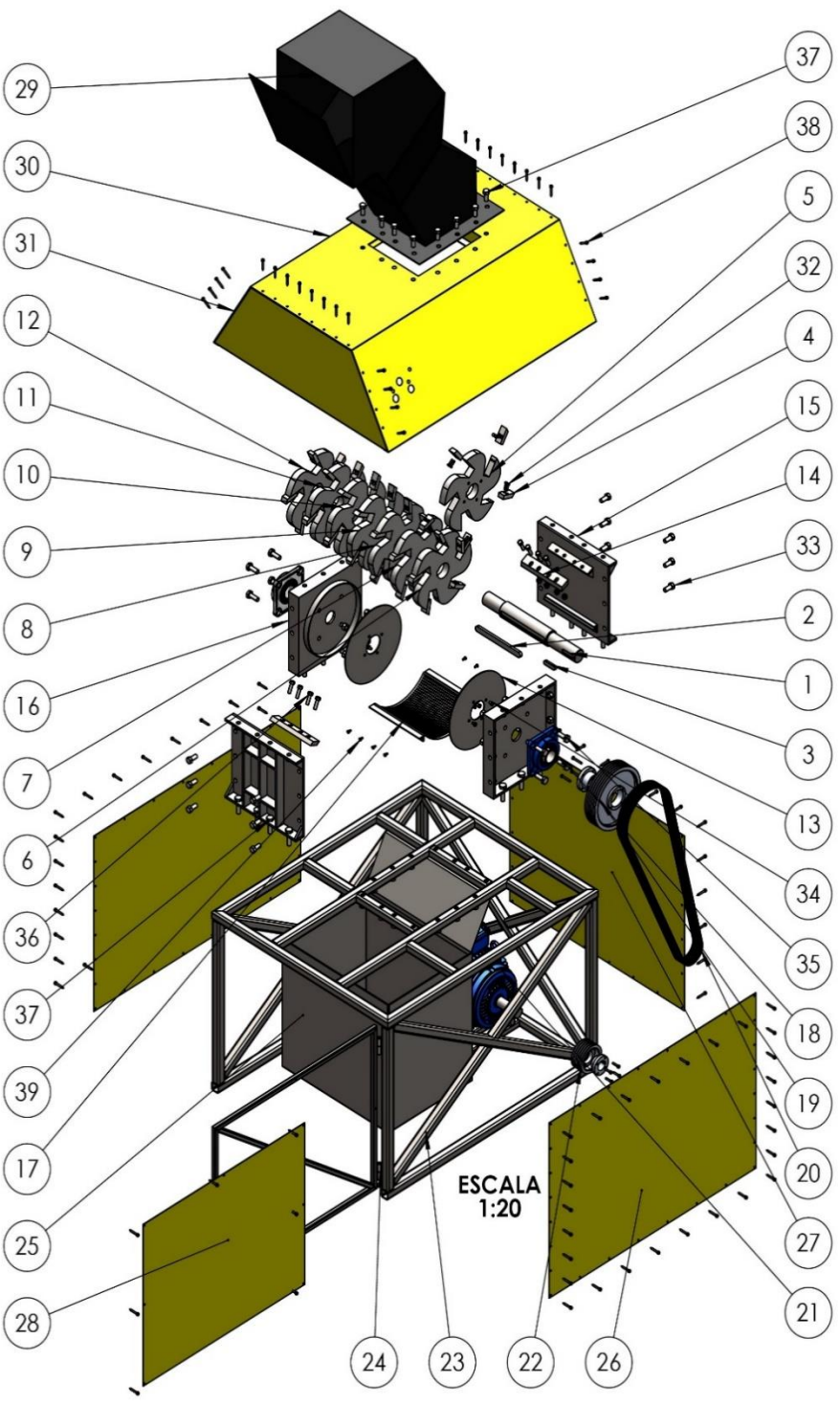
Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, <sup>†</sup> MPa	Resistencia mínima a la tensión, <sup>†</sup> MPa	Resistencia mínima a la fluencia, <sup>†</sup> MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M1.6-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

Nota. Tomado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shingley 8th. 2018.*

# Planos

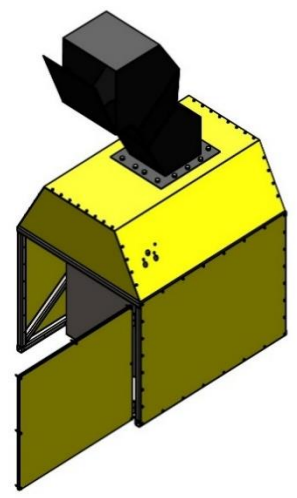
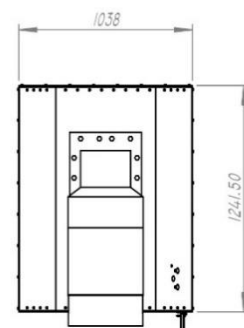
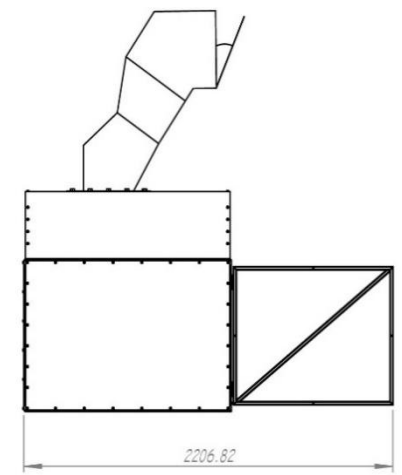
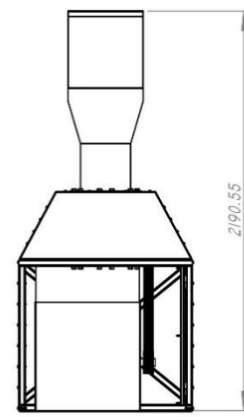
8 7 6 5 4 3 2 1

F  
E  
D  
C  
B  
A



ESCALA  
1:20

N°	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Eje principal	1
2	Chaveta de porta-cuchillas	1
3	Chaveta de polea conducida	1
4	Cuchilla móvil	40
5	Porta-cuchilla 8	1
6	Porta-cuchilla 7	1
7	Porta-cuchilla 6	1
8	Porta-cuchilla 5	1
9	Porta-cuchilla 4	1
10	Porta-cuchilla 3	1
11	Porta-cuchilla 2	1
12	Porta-cuchilla 1	1
13	Disco	2
14	Cuchilla fija	2
15	Tapa frontal	2
16	Tapa rectangular	2
17	Tamiz o criba	1
18	Rodaje NUP 211 ECP	2
19	Polea 5 3V 1060 SK	1
20	Banda 3VX 800	5
21	Motor Eléctrico 20 hp	1
22	Polea 5 3V 475 SDS	1
23	Estructura	1
24	Bisagra estructural fierro 3/8"x3" (2pcs)	2
25	Deposito colector	1
26	Chapa lateral	2
27	Chapa posterior	1
28	Chapa de puerta	1
29	Tolva de ingreso	1
30	Chapa superior	1
31	Chapa superior lateral	2
32	Tomillo hexagonal MBX22 DIN 933 - 8,8	80
33	Tomillo hexagonal M16x45xDIN 933 - 8,8	12
34	Tomillo M8x12	8
35	Tomillo hexagonal M16x70xDIN 934 - 8,8	8
36	Tomillo hexagonal 1/2"x1" -20 UNF, Grado 8.	8
37	Tomillo hexagonal 5/8"x2 1/2" -13 UNC.	14
38	Tomillo autoroscante 1/4"x1/2"	32
39	Tomillo hexagonal 1/2"x3/4" -13 UNC	8



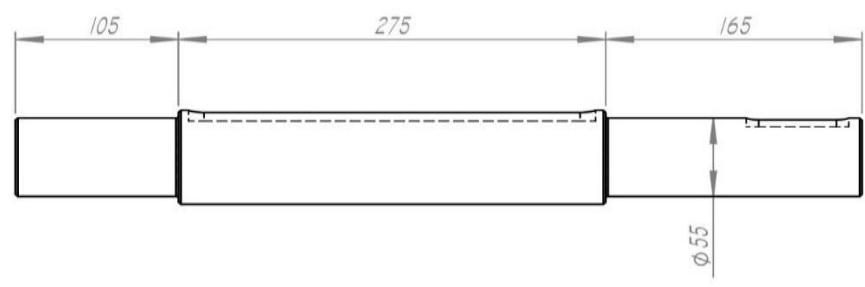
	FECHA:	NOMBRE:	FIRMA:	si no se indica lo contrario las dimensiones se expresan en mm
DIBUJADO:	16/03/2020	S. Laura Quispe		ACABADO:
REVISADO:				
APROBADO:				
VERIFICADO:				N° DE DIBUJO:
FORMATO	<b>MOLEDORA DE CAUCHO</b>			<b>Ensamble Moledora de caucho</b>
DIN A3				
ESCALA:				
1:30	MATERIAL:			N° DE HOJA 1 DE 17

8 7 6 5 4 3 2 1

4 3 2 1

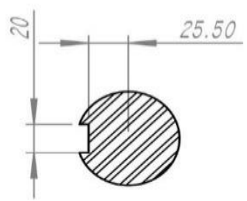
F

F

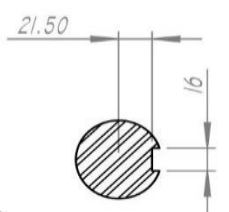
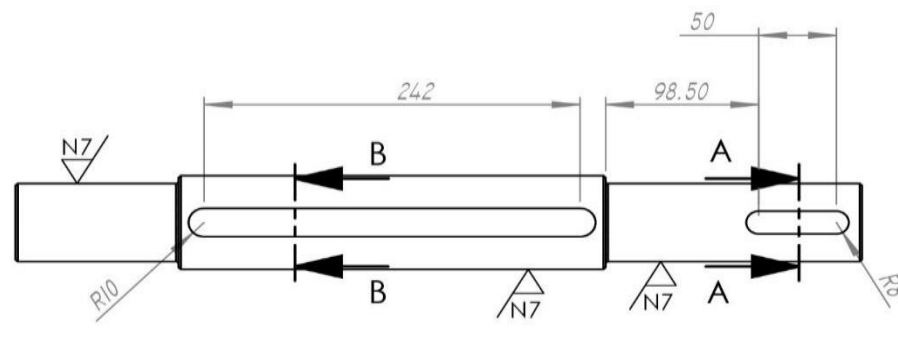


E

E



SECCIÓN B-B  
ESCALA 1 : 5



SECCIÓN A-A  
ESCALA 1 : 5

D

D

C

C



B

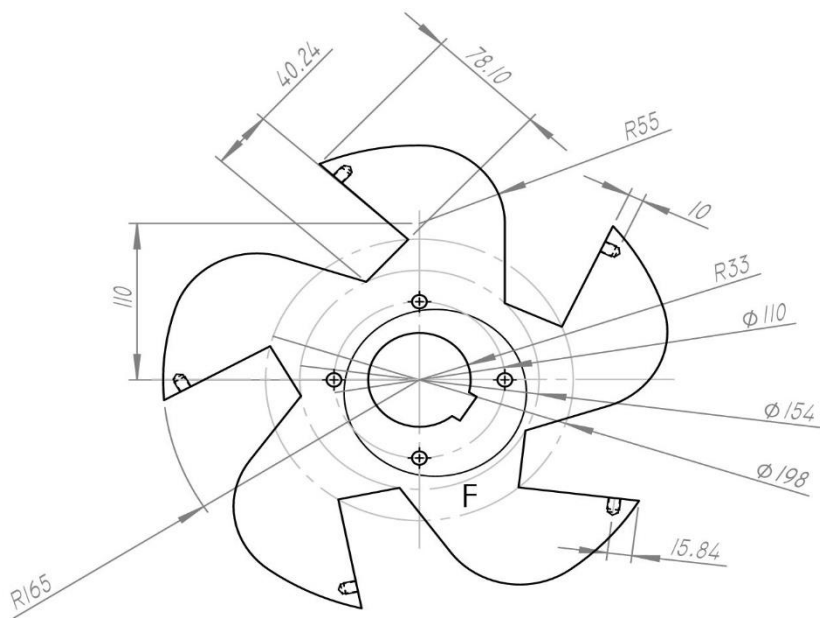
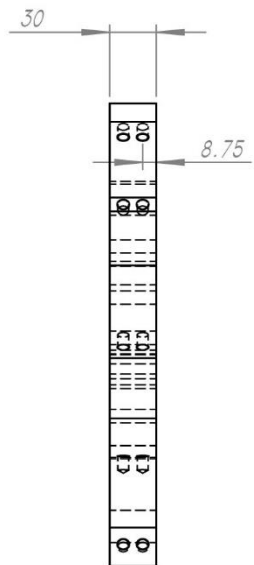
B

A

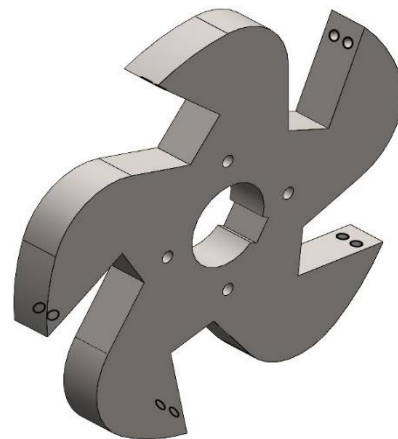
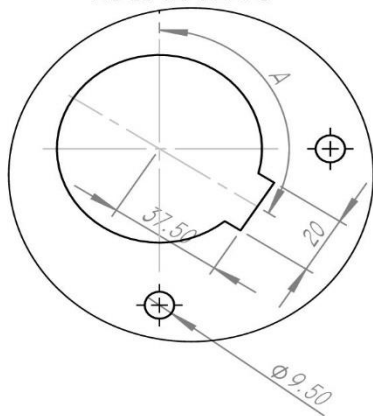
A

	FECHA:	NOMBRE:	FIRMA:	si no se indica lo contrario las dimensiones se expresan en mm
DIBUJADO:	16/03/2020	S. Laura Quispe		Matar filos de pieza
REVISADO:				
APROBADO:				
VERIFICADO:				N° DE DIBUJO:
FORMATO	<b>MOLEDORA DE CAUCHO</b>			<b>Eje Principal</b>
DIN A4				
ESCALA:				
1:5	MATERIAL:			N° DE HOJA
	AISI 1045			2 DE 17

4 3 2 1



DETALLE F  
ESCALA 2 : 5



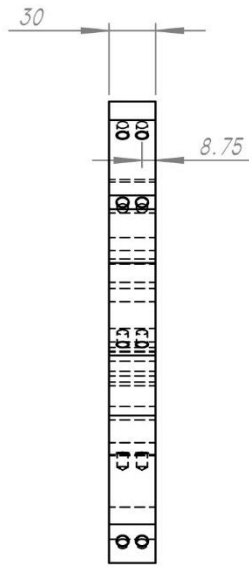
Nº ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	ÁNGULO "A"
5	PORTA-CUCHILLA 8	110,80°
12	PORTA-CUCHILLA I	122,80°

	FECHA:	NOMBRE:	FIRMA:
DIBUJADO:	16/03/2020	S. Laura Quispe	
REVISADO:			
APROBADO:			
VERIFICADO:			

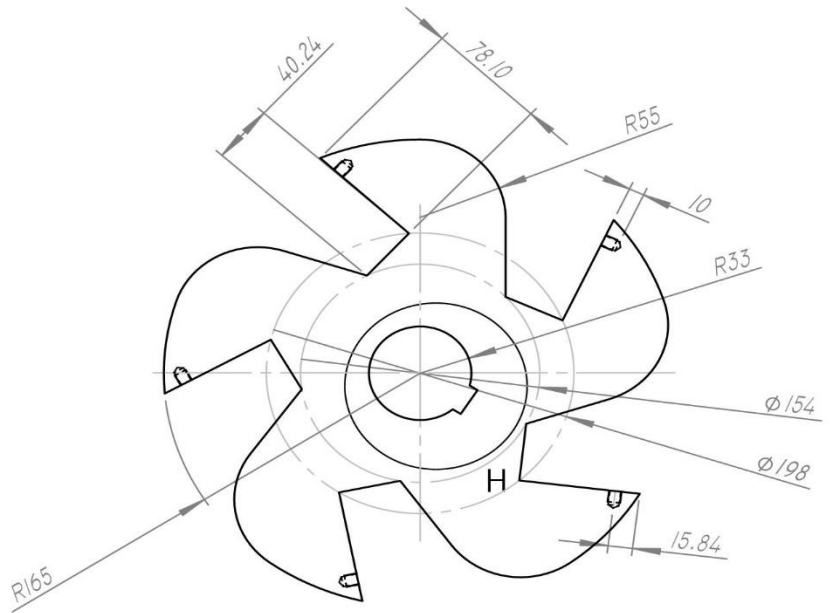
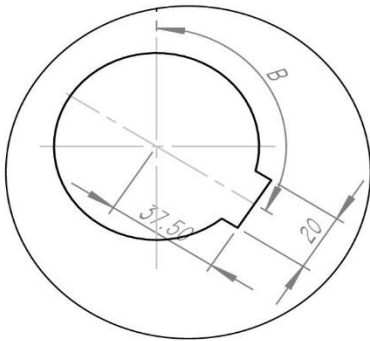
si no se indica lo contrario las dimensiones se expresan en mm  
Matar filos a pieza

FORMATO	MOLEDORA DE CAUCHO
DIN A4	
ESCALA:	
1:10	

Nº DE DIBUJO:	<b>Porta-cuchillas extremos</b>
MATERIAL:	AISI 1020
	
Nº DE HOJA	3 DE 17

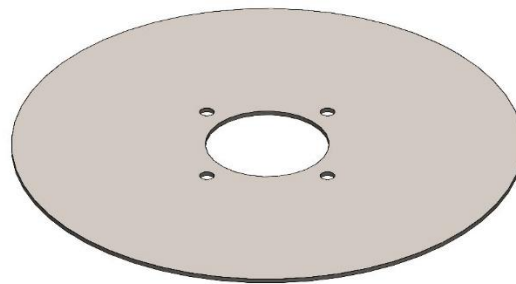
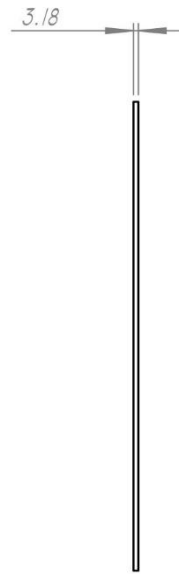
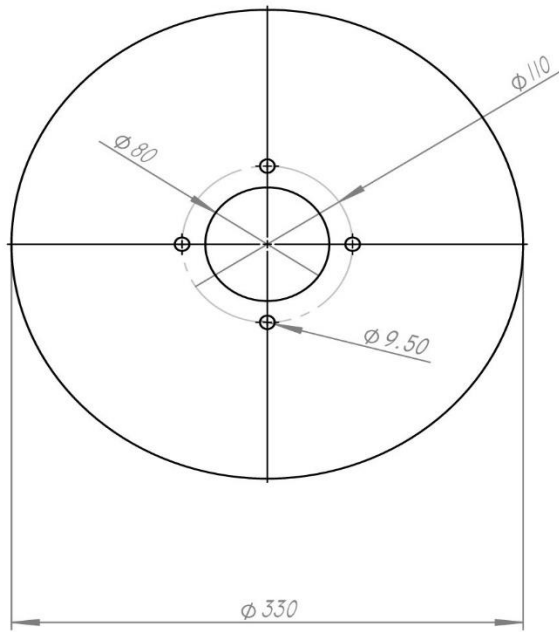


DETALLE H  
ESCALA 2 : 5

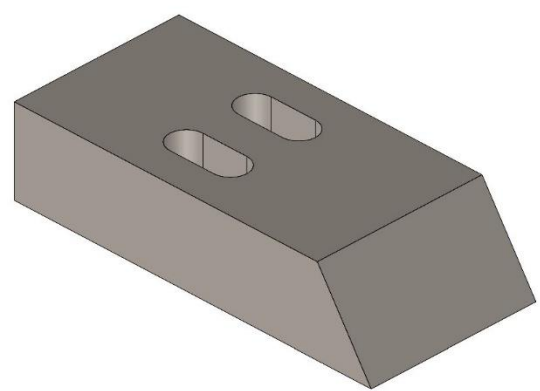
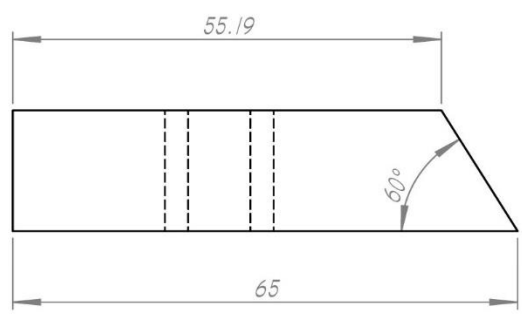
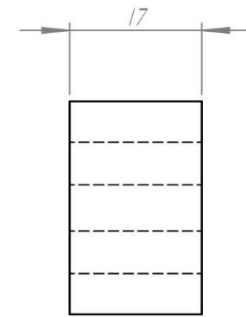
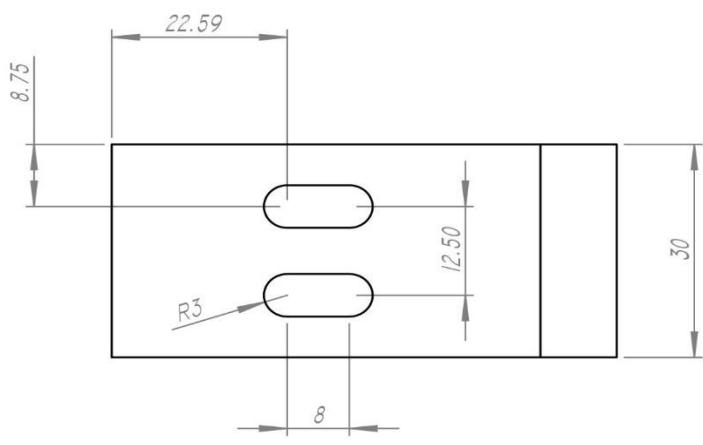


Nº ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	ÁNGULO "B"
6	PORTA-CUCHILLA 2	182,80°
7	PORTA-CUCHILLA 3	170,80°
8	PORTA-CUCHILLA 4	158,80°
9	PORTA-CUCHILLA 5	146,80°
10	PORTA-CUCHILLA 6	134,80°
II	PORTA-CUCHILLA 7	122,80°

	FECHA:	NOMBRE:	FIRMA:	si no se indica lo contrario las dimensiones se expresan en mm
DIBUJADO:	16/03/2020	S. Laura Quispe		
REVISADO:				Matar filos en pieza
APROBADO:				
VERIFICADO:				
FORMATO	MOLEDORA DE CAUCHO			Nº DE DIBUJO: Porta-cuchillas
DIN A4				
ESCALA:				
1:5				MATERIAL: AISI 1020
				Nº DE HOJA 4 DE 17



	<i>FECHA:</i>	<i>NOMBRE:</i>	<i>FIRMA:</i>	<i>si no se indica lo contrario las dimensiones se expresan en mm</i>
<i>DIBUJADO:</i>	16/03/2020	S. Laura Quispe		<i>Matar fillos de pieza</i>
<i>REVISADO:</i>				
<i>APROBADO:</i>				
<i>VERIFICADO:</i>				<i>N° DE DIBUJO:</i>
<i>FORMATO</i>	<b>MOLEORA DE CAUCHO</b>			<b>Disco 3,175mm</b>
DIN A4				
<i>ESCALA:</i>				<i>MATERIAL:</i>
1:5		ASTM A36	<i>N° DE HOJA</i> 5 DE 17	

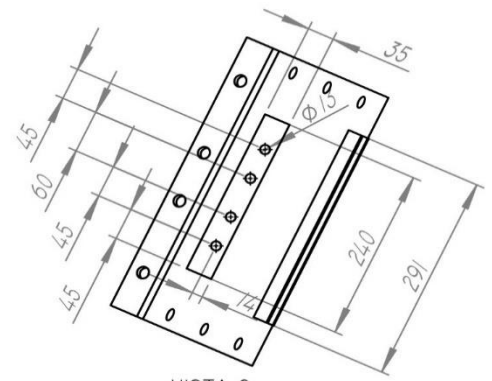
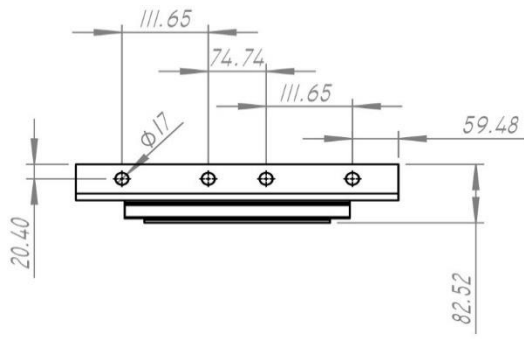


	FECHA:	NOMBRE:	FIRMA:	<i>si no se indica lo contrario las dimensiones se expresan en mm</i>
DIBUJADO:	16/03/2020	S. Laura Quispe		
REVISADO:				
APROBADO:				
VERIFICADO:				N° DE DIBUJO: <b>Cuchilla movil</b>
FORMATO	<b>MOLEDORA DE CAUCHO</b>			
DIN A4				
ESCALA:				
1:1				MATERIAL: <b>ACERO D2</b>
				N° DE HOJA 6 DE 17

4 3 2 1

F

F

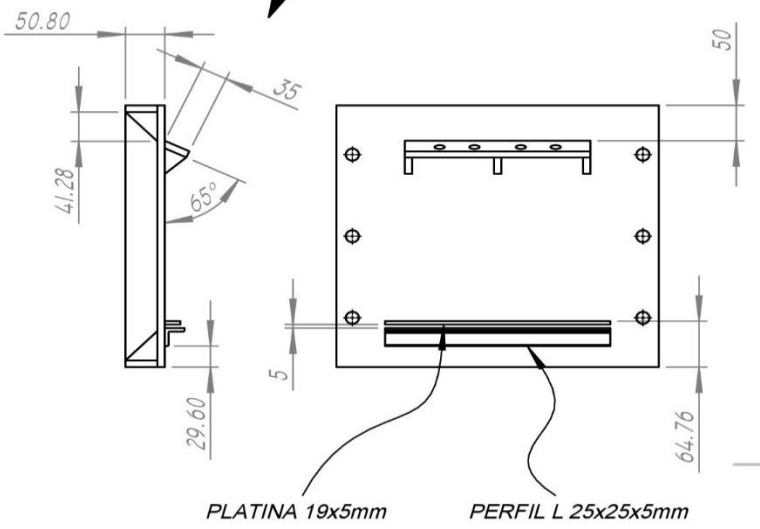
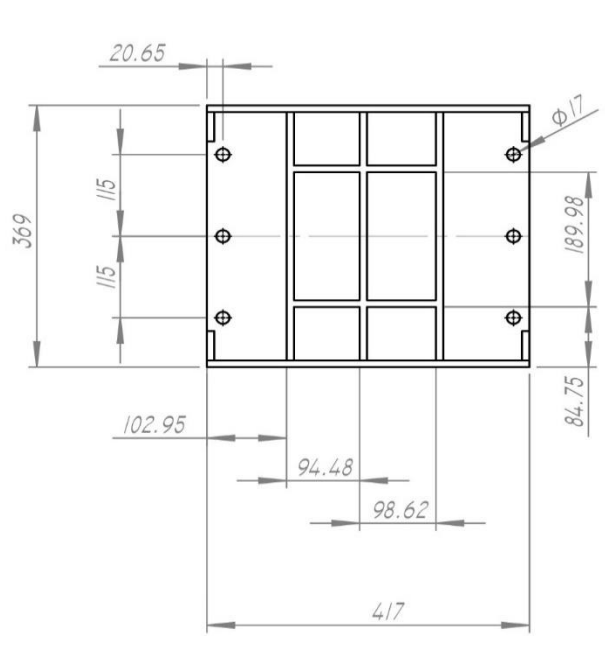


VISTA G  
ESCALA 1 : 10



E

E

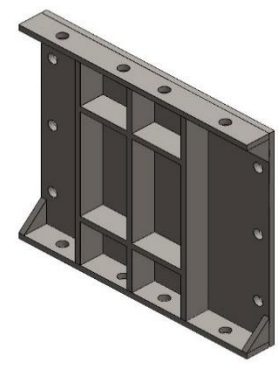
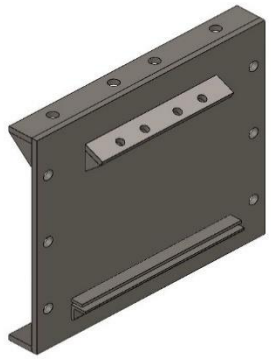


D

D

C

C



B

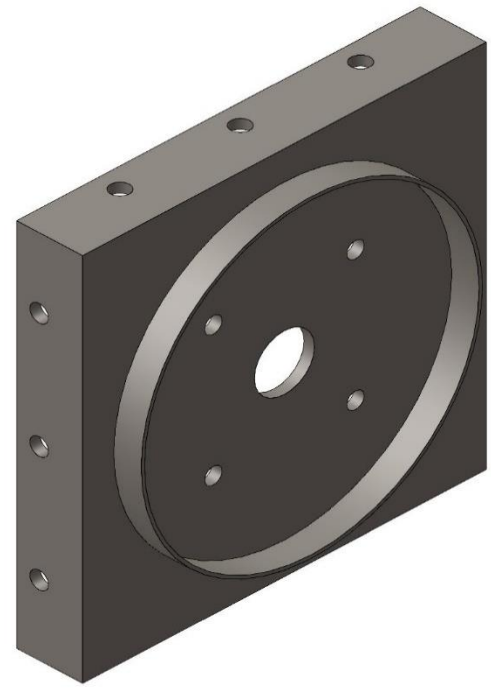
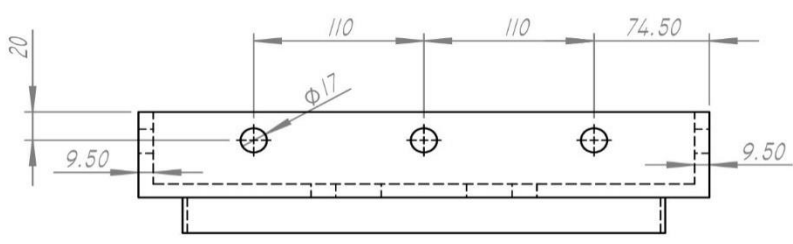
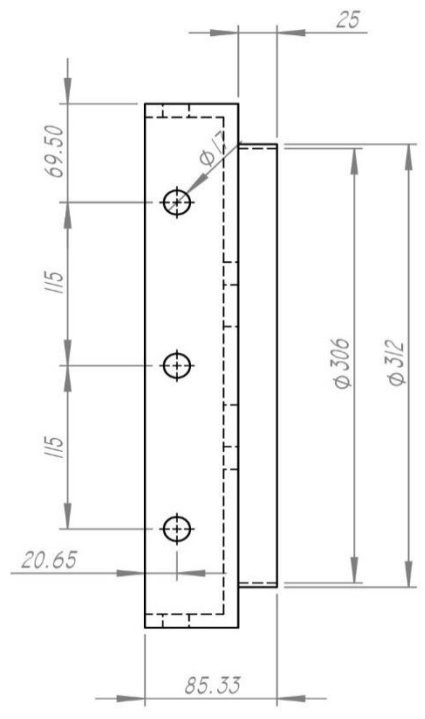
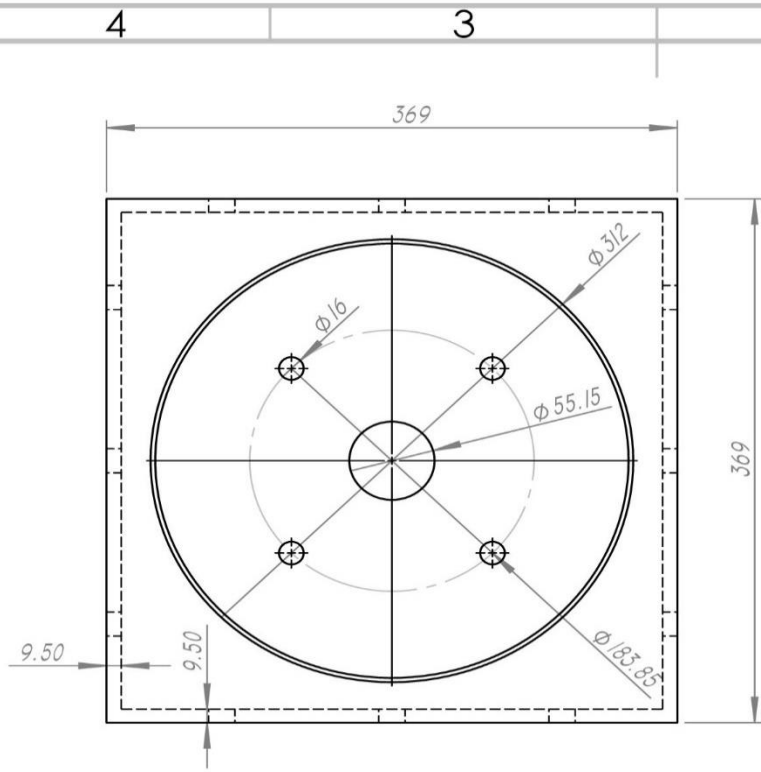
B

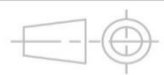
A

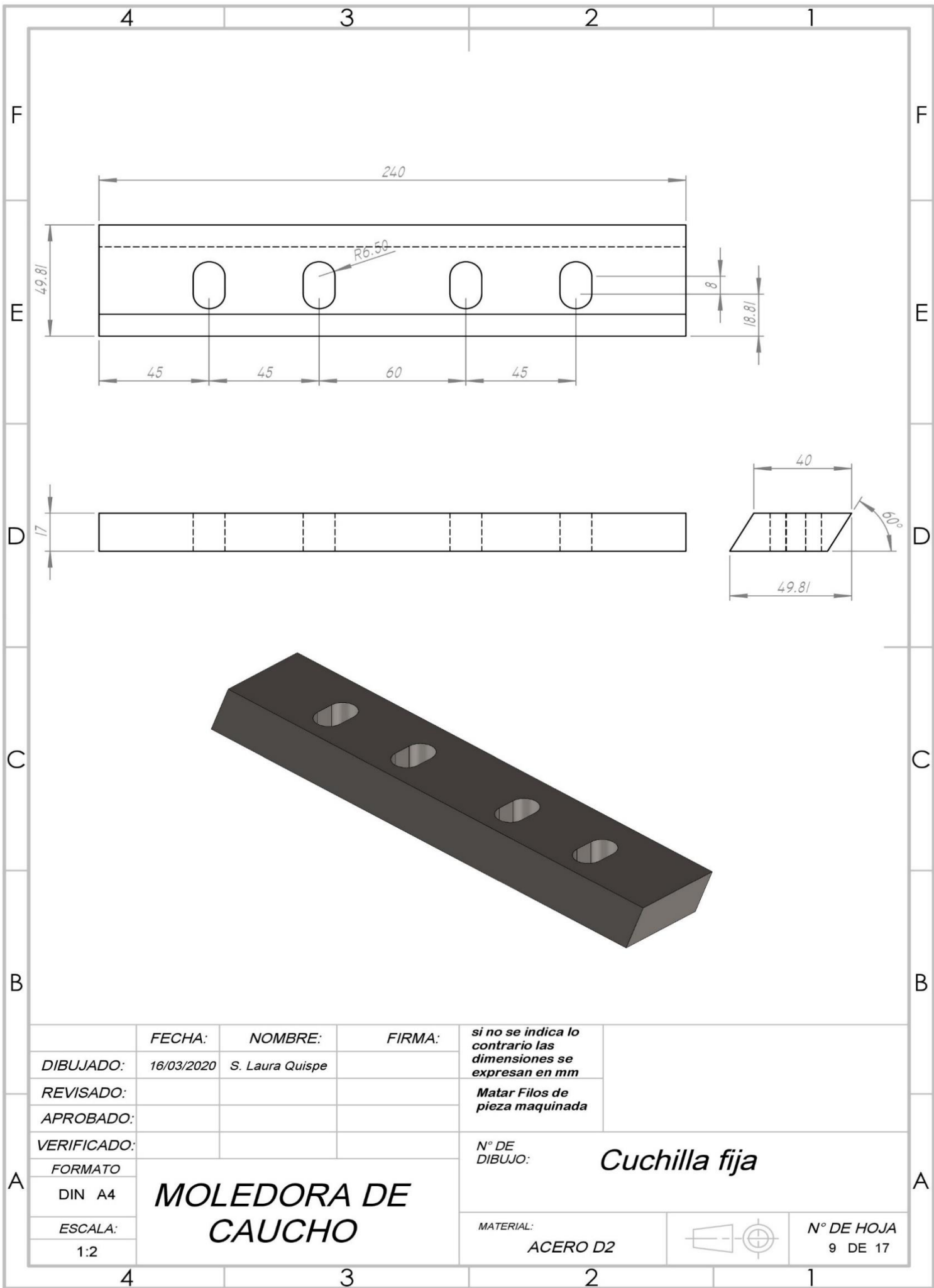
A

	FECHA:	NOMBRE:	FIRMA:	<i>si no se indica lo contrario las dimensiones se expresan en mm</i> <i>Todas las uniones son soldadas</i>		
DIBUJADO:	16/03/2020	S. Laura Quispe				
REVISADO:						
APROBADO:						
VERIFICADO:						
FORMATO	<b>MOLEDORA DE CAUCHO</b>			N° DE DIBUJO:		
DIN A4				<b>Tapa Frontal</b> (Plancha 9,5mm)		
ESCALA:						
1:10				MATERIAL:		N° DE HOJA
				ASTM A36		7 DE 17

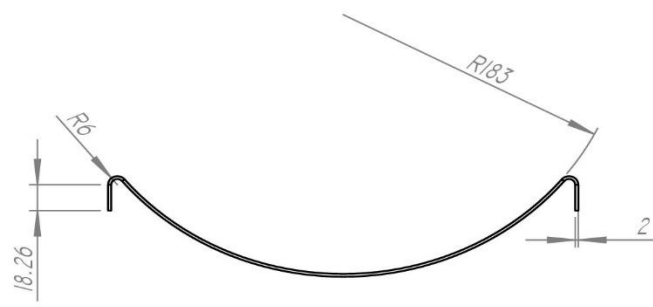
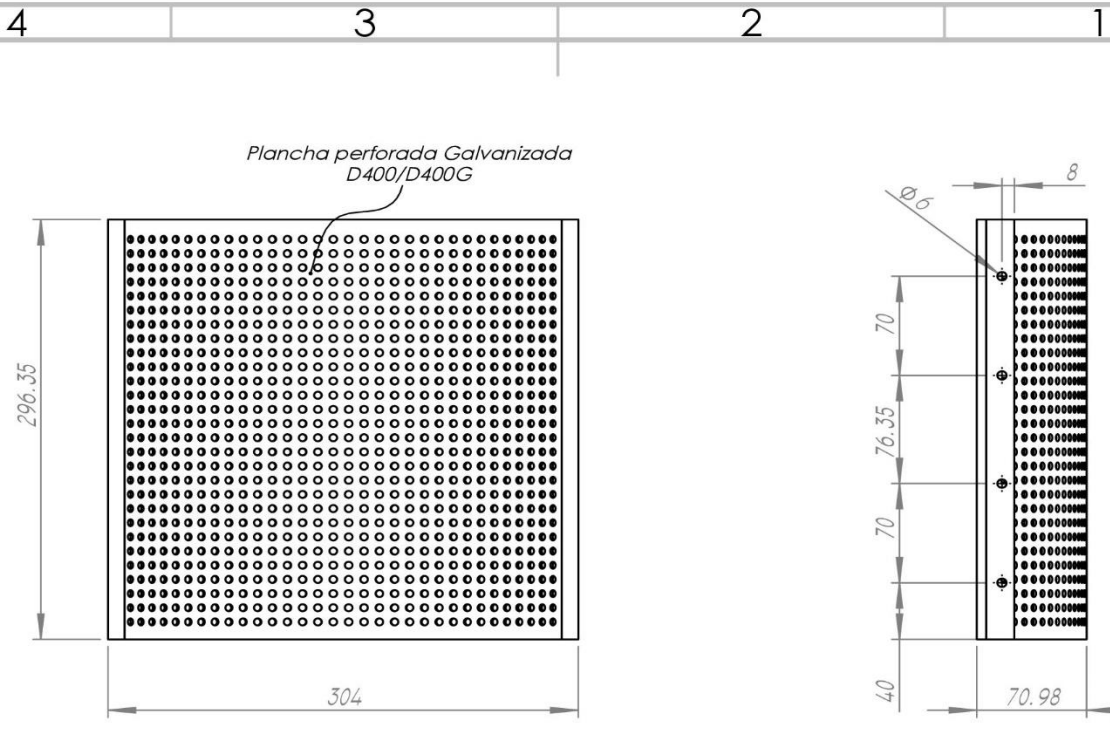
4 3 2 1



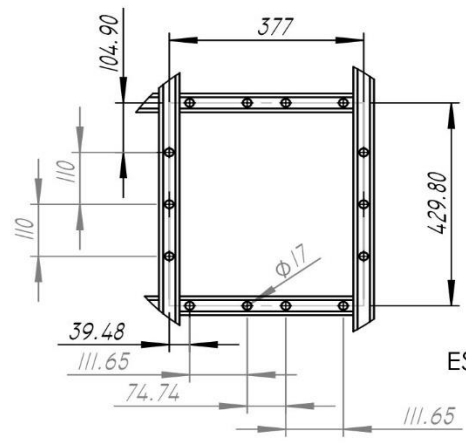
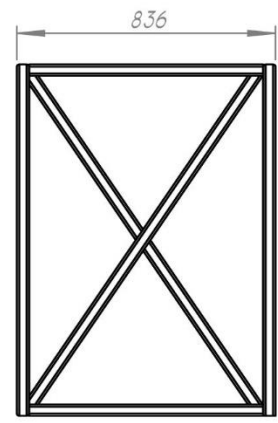
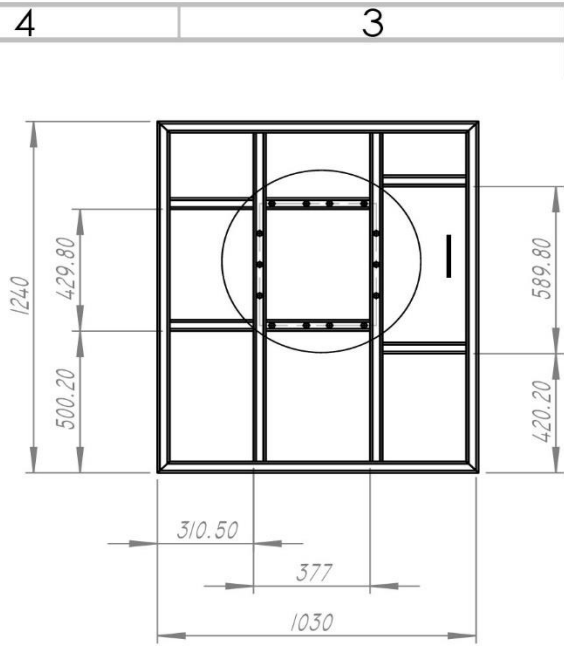
	<b>FECHA:</b>	<b>NOMBRE:</b>	<b>FIRMA:</b>	<i>si no se indica lo contrario las dimensiones se expresan en mm</i> <i>Todas las uniones son soldadas</i>
<b>DIBUJADO:</b>	16/03/2020	S. Laura Quispe		
<b>REVISADO:</b>				
<b>APROBADO:</b>				<b>N° DE DIBUJO:</b> <i>Tapa soporte</i>
<b>VERIFICADO:</b>				
<b>FORMATO</b>	<b>MOLEDORA DE CAUCHO</b>			<b>MATERIAL:</b> ASTM A36
<b>DIN A4</b>				
<b>ESCALA:</b>				
<b>1:5</b>				



	<i>FECHA:</i>	<i>NOMBRE:</i>	<i>FIRMA:</i>	<i>si no se indica lo contrario las dimensiones se expresan en mm</i>
<i>DIBUJADO:</i>	16/03/2020	S. Laura Quispe		<i>Matar Filos de pieza maquinada</i>
<i>REVISADO:</i>				
<i>APROBADO:</i>				
<i>VERIFICADO:</i>				
<i>FORMATO</i>	<b>MOLEDORA DE CAUCHO</b>			<i>N° DE DIBUJO:</i>
DIN A4				<b>Cuchilla fija</b>
<i>ESCALA:</i>				<i>MATERIAL:</i>
1:2		ACERO D2		<i>N° DE HOJA</i> 9 DE 17

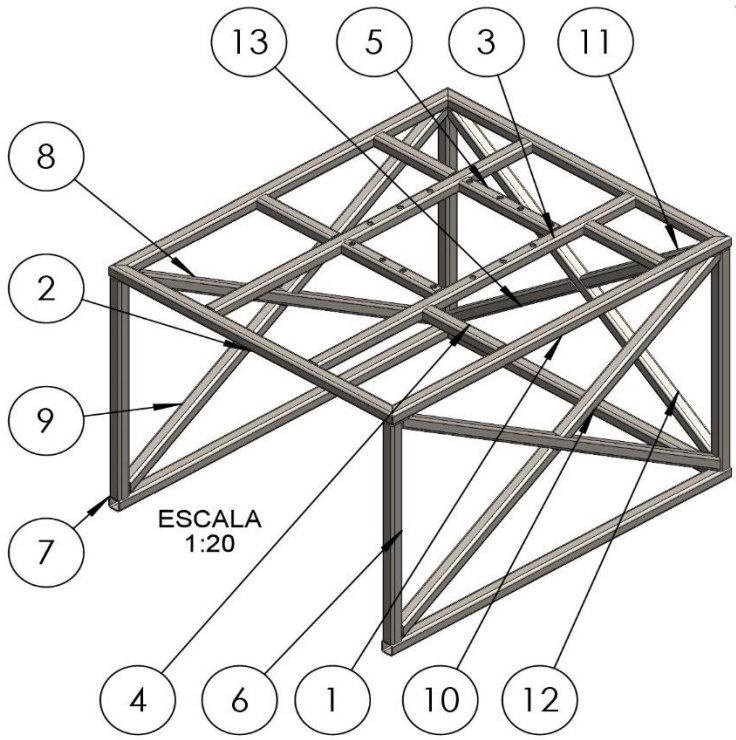


	FECHA:	NOMBRE:	FIRMA:	<i>si no se indica lo contrario las dimensiones se expresan en mm</i>		
DIBUJADO:	16/03/2020	S. Laura Quispe				
REVISADO:						
APROBADO:						
VERIFICADO:				N° DE DIBUJO:	<b>Tamiz</b>	
FORMATO	<b>MOLEDORA DE CUACHO</b>			MATERIAL:		
DIN A4						
ESCALA:						
1:5						
					N° DE HOJA 10 DE 17	



PERFIL CUAD. 40X40X3mm

DETALLE I  
ESCALA 1 : 15



N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	LONGITUD
1	2	1240
2	3	1038
3	2	1160
4	4	270.5
5	2	337
6	4	756
7	2	1240
8	2	1383.61
9	2	684.21
10	2	674.37
11	1	589.04
12	1	1217
13	1	598.06

ESCALA 1:20

	FECHA:	NOMBRE:	FIRMA:
DIBUJADO:	16/03/2020	S. Laura Quispe	
REVISADO:			
APROBADO:			
VERIFICADO:			
FORMATO	<b>MOLEDORA DE CAUCHO</b>		
DIN A4			
ESCALA:			
1:25			

si no se indica lo contrario las dimensiones se expresan en mm

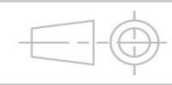
Todas las uniones son soldadas

Nº DE DIBUJO:

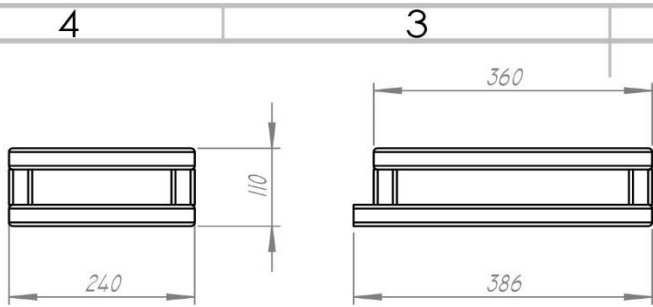
**Estructura**

MATERIAL:

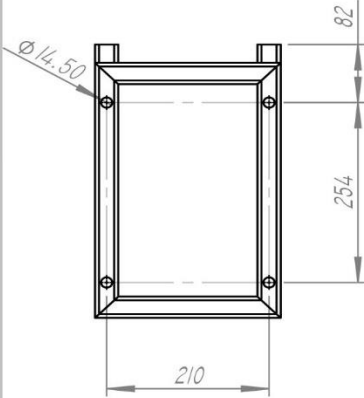
ASTM A500



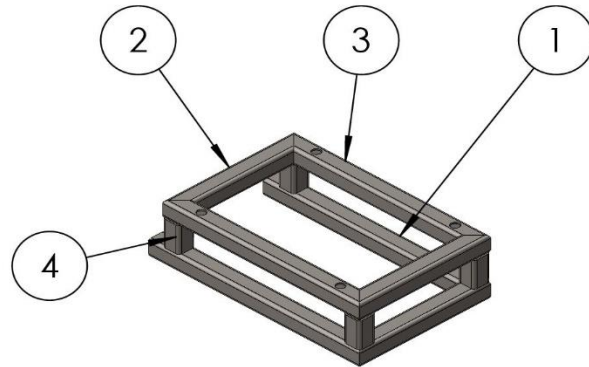
Nº DE HOJA  
11 DE 17



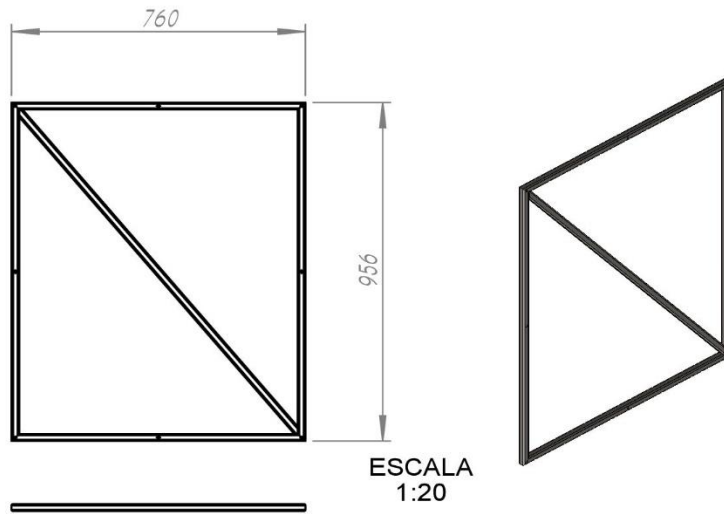
N.º DE ELEMENTO	CANTIDAD	LONGITUD
1	2	386
2	3	240
3	2	360
4	4	50



PERFIL CUAD. 30X30X2mm



PERFIL CUAD. 20X20X2mm



ESCALA  
1:20

	FECHA:	NOMBRE:	FIRMA:
DIBUJADO:	16/03/2020	S. Laura Quispe	
REVISADO:			
APROBADO:			
VERIFICADO:			
FORMATO	<b>MOLEDORA DE CAUCHO</b>		
DIN A4			
ESCALA:			
1:10			

si no se indica lo contrario las dimensiones se expresan en mm

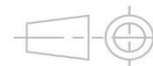
Todas las uniones son soldadas

Nº DE DIBUJO:

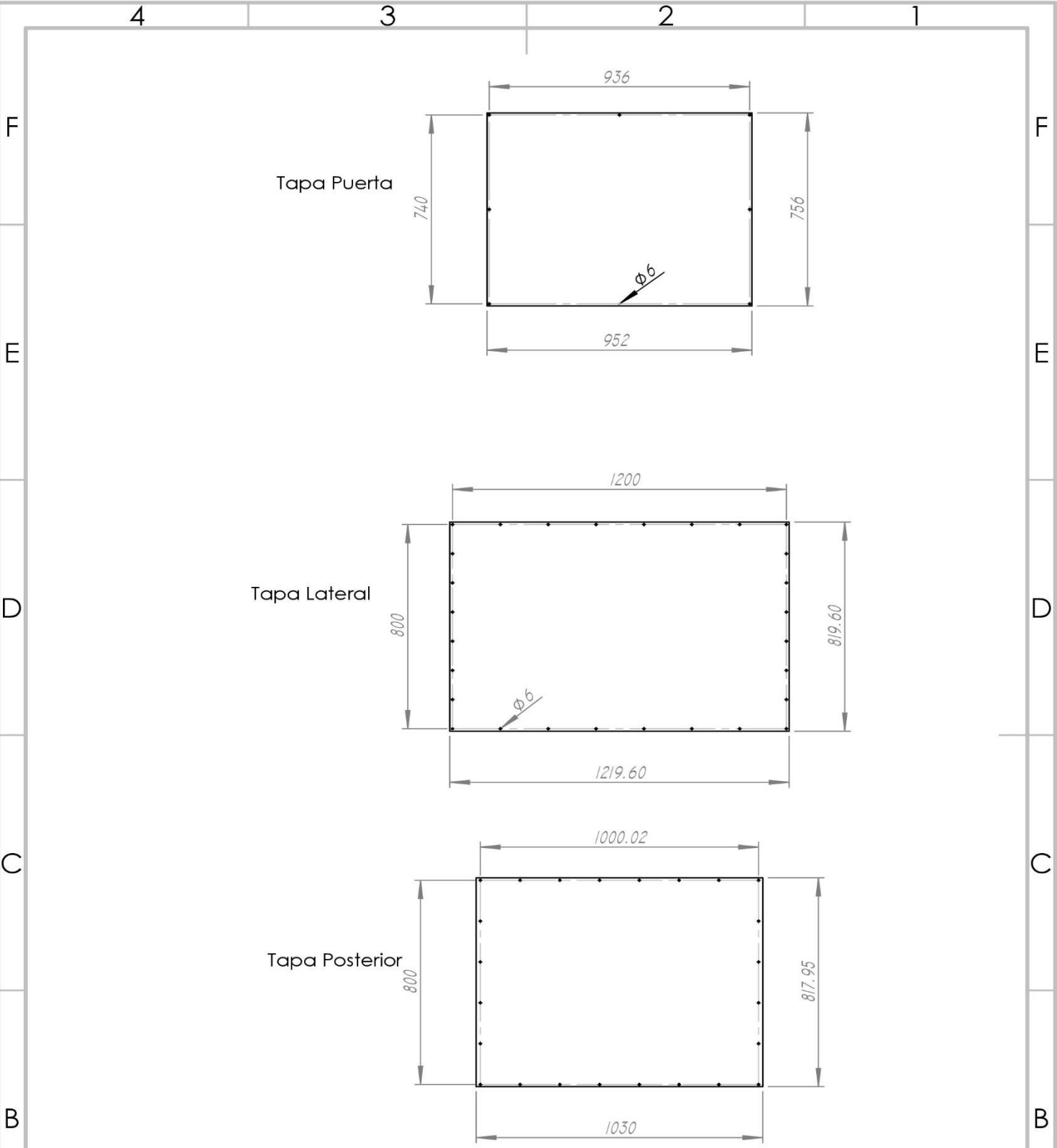
**Estructura motor-puerta**

MATERIAL:

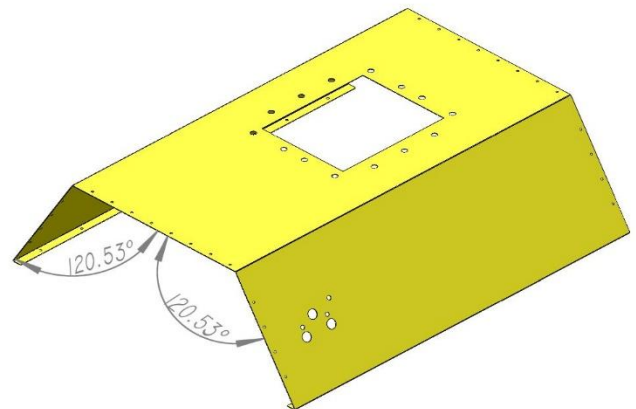
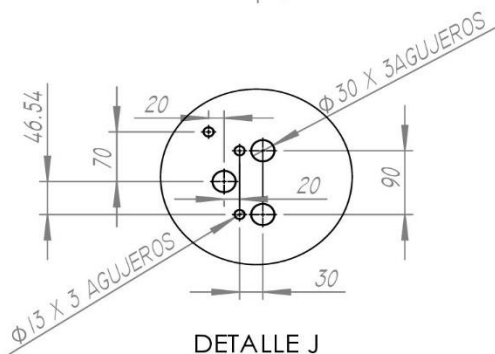
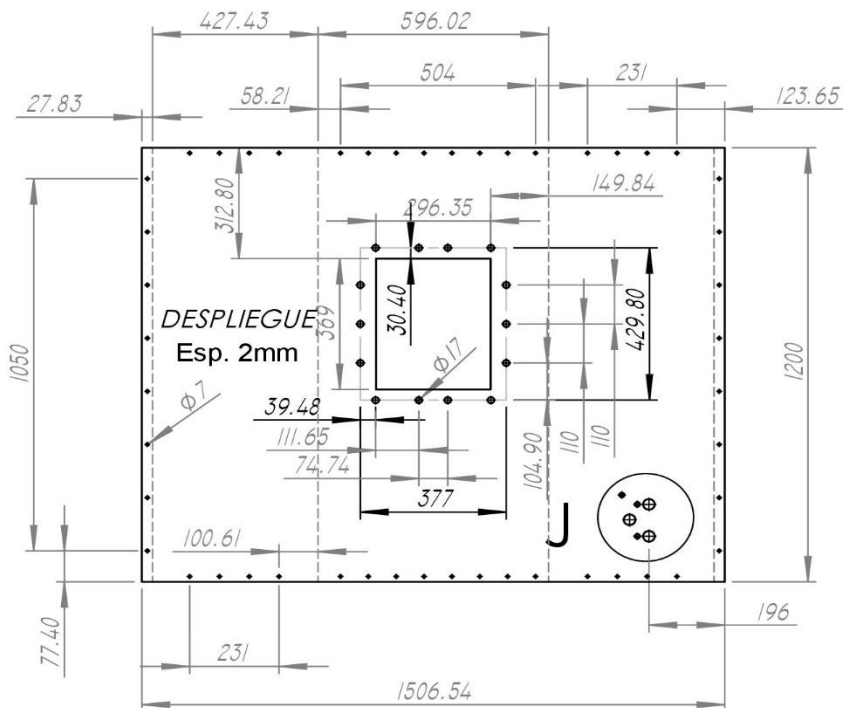
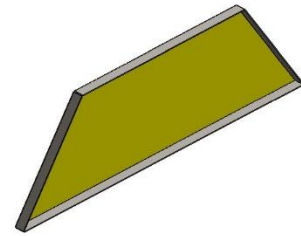
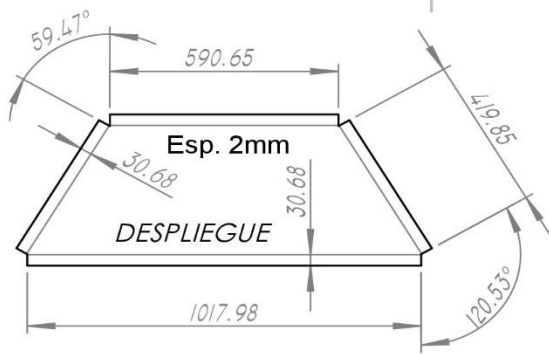
ASTM A500



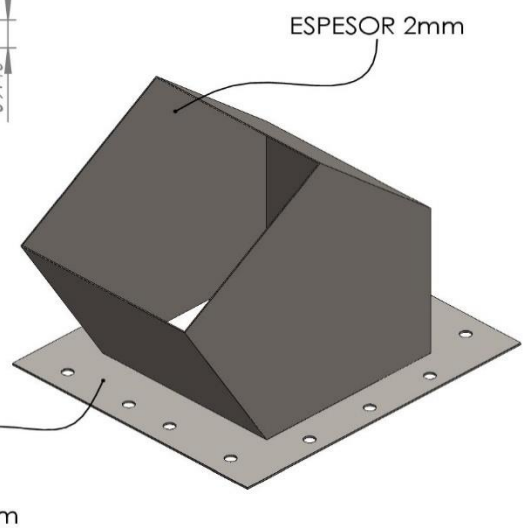
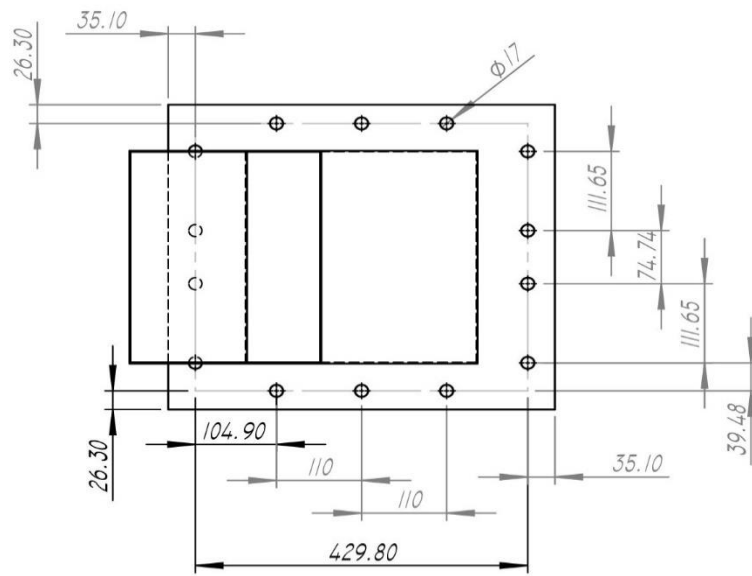
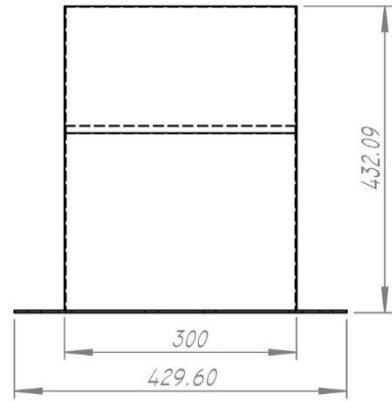
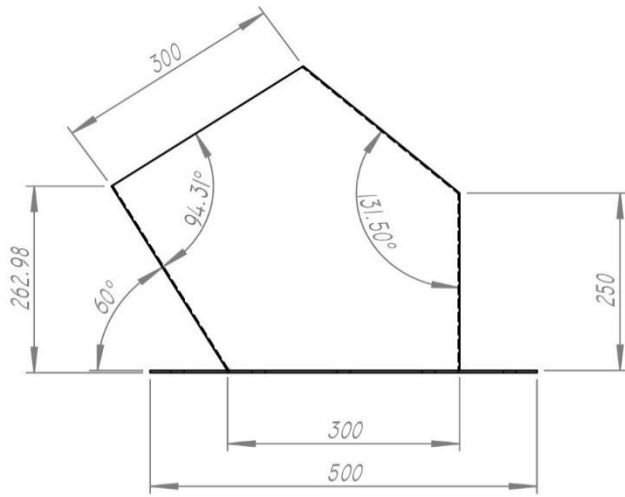
Nº DE HOJA  
12 DE 17



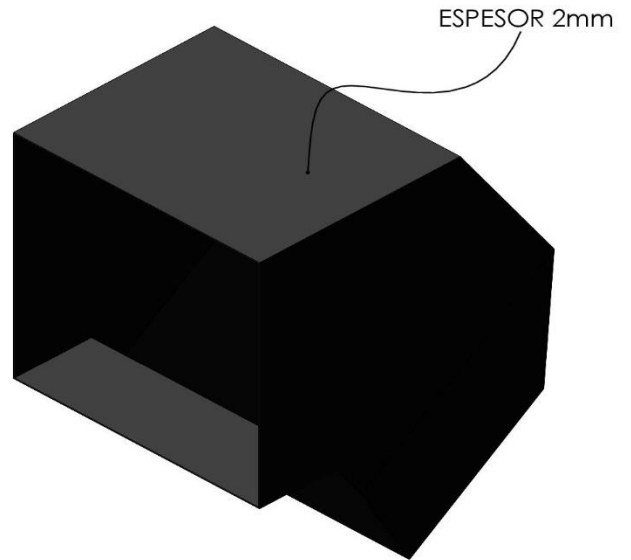
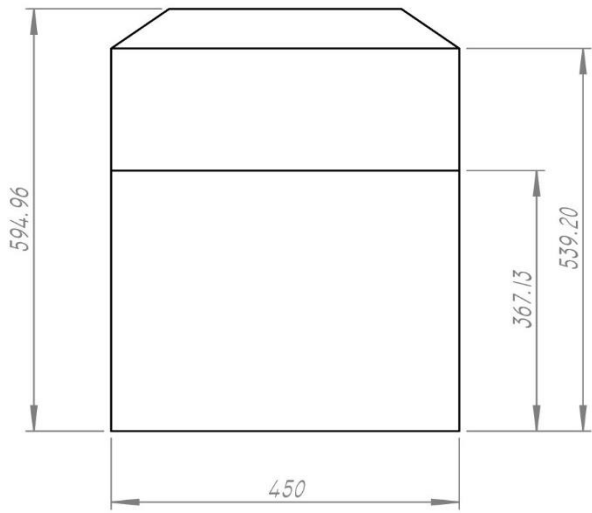
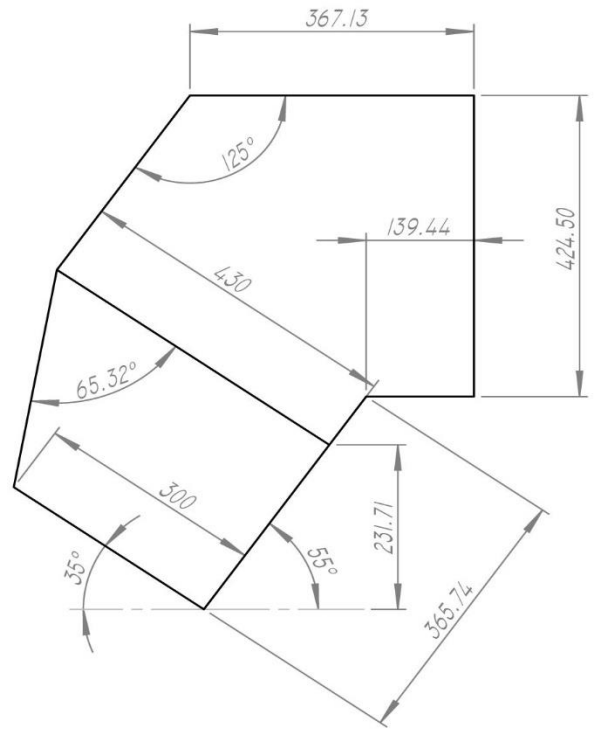
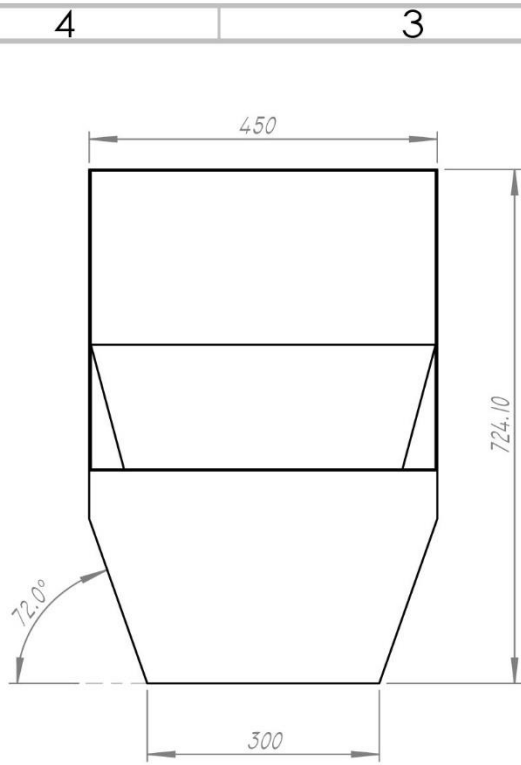
	<i>FECHA:</i>	<i>NOMBRE:</i>	<i>FIRMA:</i>	<i>si no se indica lo contrario las dimensiones se expresan en mm</i>	
<i>DIBUJADO:</i>	16/03/2020	S. Laura Quispe			
<i>REVISADO:</i>					
<i>APROBADO:</i>					
<i>VERIFICADO:</i>					
<i>FORMATO</i>	<b>MOLEDORA DE CAUCHO</b>			<i>N° DE DIBUJO:</i>	
DIN A4				<b>Plancha espesor 1,6mm</b>	
<i>ESCALA:</i>				<i>MATERIAL:</i>	
1:20	ASTM A36	<i>N° DE HOJA</i> 13 DE 17			



	<b>FECHA:</b>	<b>NOMBRE:</b>	<b>FIRMA:</b>	<i>si no se indica lo contrario las dimensiones se expresan en mm</i>
<b>DIBUJADO:</b>	16/03/2020	S. Laura Quispe		
<b>REVISADO:</b>				
<b>APROBADO:</b>				
<b>VERIFICADO:</b>				
<b>FORMATO</b>	<b>MOLEDORA DE CAUCHO</b>			<b>N° DE DIBUJO:</b>
DIN A4				<b>Chapas superior</b>
<b>ESCALA:</b>				<b>MATERIAL:</b>
1:20		ASTM A36		<b>N° DE HOJA</b>
				14 DE 17



	FECHA:	NOMBRE:	FIRMA:	si no se indica lo contrario las dimensiones se expresan en mm
DIBUJADO:	16/03/2020	S. Laura Quispe		Todas las uniones son soldadas
REVISADO:				
APROBADO:				
VERIFICADO:				N° DE DIBUJO:
FORMATO	<b>MOLEDORA DE CAUCHO</b>			<b>Tolva inferior</b>
DIN A4				
ESCALA:				
1:10	MATERIAL:			N° DE HOJA
	ASTM A36			15 DE 17

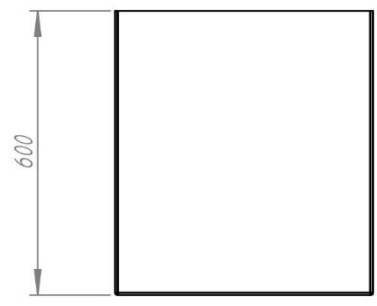
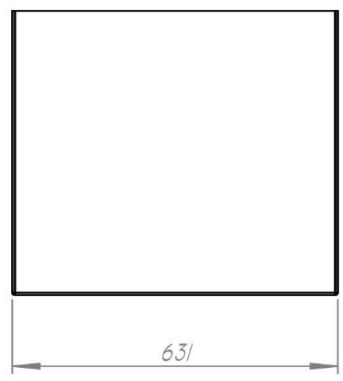


	<i>FECHA:</i>	<i>NOMBRE:</i>	<i>FIRMA:</i>	<i>si no se indica lo contrario las dimensiones se expresan en mm</i>
<i>DIBUJADO:</i>	16/03/2020	S. Laura Quispe		<i>Todas las uniones son soldadas</i>
<i>REVISADO:</i>				
<i>APROBADO:</i>				
<i>VERIFICADO:</i>				
<i>FORMATO</i>	<b>MOLEDORA DE CAUCHO</b>			<i>N° DE DIBUJO:</i>
DIN A4				<b>Tolva superior</b>
<i>ESCALA:</i>				<i>MATERIAL:</i>
1:10	ASTM A36		<i>N° DE HOJA</i>	
			16 DE 17	

4 3 2 1

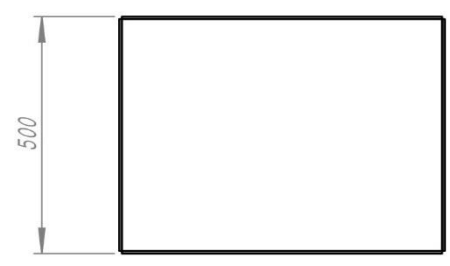
F

F



E

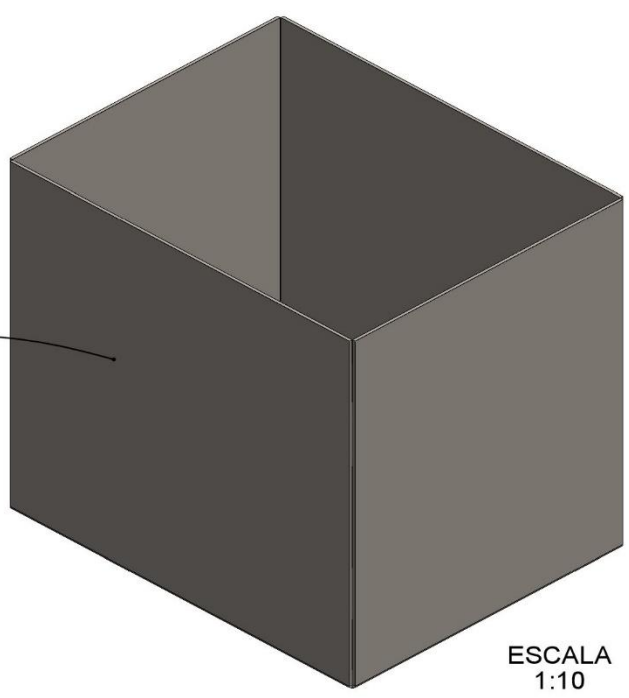
E



D

D

ESPESOR 3,175mm



ESCALA 1:10

C

C

B

B

	FECHA:	NOMBRE:	FIRMA:	<i>si no se indica lo contrario las dimensiones se expresan en mm</i>			
DIBUJADO:	16/03/2020	S. Laura Quispe		<i>Todas la uniones son soldadas</i>			
REVISADO:							
APROBADO:							
VERIFICADO:				N° DE DIBUJO:	<b>Depósito colector</b>		
FORMATO	<b>MOLEDORA DE CAUCHO</b>			MATERIAL:	ASTM A36		
DIN A4							
ESCALA:							
1:15							
					N° DE HOJA 17 DE 17		

A

A

4 3 2 1