

## ***Apéndice A. Trituradora***

Valentina Angel Romero, Carlos José Barrios Álvarez, Brayan Yesid Parada Martínez y Héctor

Hernando Quintero Peláez\*

2023

En este capítulo anexo se presenta de forma detallada y específica las fases metodológicas del proyecto aplicadas a la trituradora.

### ***Tabla de Contenido***

1.	Caracterización .....	3
2.	Informe del análisis funcional.....	4
3.	Propuesta de diseño.....	6
3.1	Cuchillas móviles .....	8
3.1.1	Fuerzas en la cuchilla.....	9
3.2	Potencia de la trituradora.....	11
3.2.1	Selección del motor.....	11
3.2	Eje para las cuchillas móviles .....	12
3.2.1	Cálculo de reacciones .....	17
3.2.2	Análisis de puntos críticos .....	21
3.3	Selección de chumaceras.....	34
3.4	Eje para las cuchillas fijas .....	36
3.3.1	Cálculo de reacciones .....	36
3.3.2	Dimensiones y cargas en el eje 2 .....	38

---

\* Escuela de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas, Universidad Industrial de Santander

3.4.1	Plano XY.....	40
3.4.2	Plano XZ.....	41
3.4.3	Diagrama de esfuerzos cortantes y momento flector para el plano XY .....	41
3.4.4	Diagrama de esfuerzos cortantes y momentos en el plano XZ.....	42
3.4.5	Análisis de puntos críticos .....	42
3.4.6	Criterio de Soderberg para cargas dinámicas puras .....	43
3.5	Diseño de la criba.....	45
3.5.1	Factor de Densidad Específica Aparente ( <b><i>fD</i></b> ) .....	46
3.5.2	Factor de rechazo ( <b><i>fR</i></b> ) .....	46
3.5.3	Factor de Semitamaño ( <b><i>fS</i></b> ) .....	46
3.5.4	Factor de Rendimiento, E ( <b><i>fe</i></b> ) .....	47
3.5.5	Factor de Cribado en seco ( <b><i>fh</i></b> ) .....	47
3.5.6	Factor de apertura de malla ( <b><i>fm</i></b> ) .....	48
3.5.7	Factor de área libre ( <b><i>fo</i></b> ) .....	48
3.5.8	Capacidad básica (B) .....	49
3.5.9	Factor de posición ( <b><i>fp</i></b> ).....	50
3.5.10	Cálculo del factor de corrección .....	50
3.5.11	Cálculo de la capacidad básica corregida .....	50
3.5.12	Cálculo superficie del tamiz.....	50
3.5.13	Cálculo de las dimensiones de los orificios del tamiz .....	50
3.6	Ficha técnica.....	51
4.	Actividades de intervención.....	53
	Referencias Bibliográficas .....	57

## 1. Caracterización

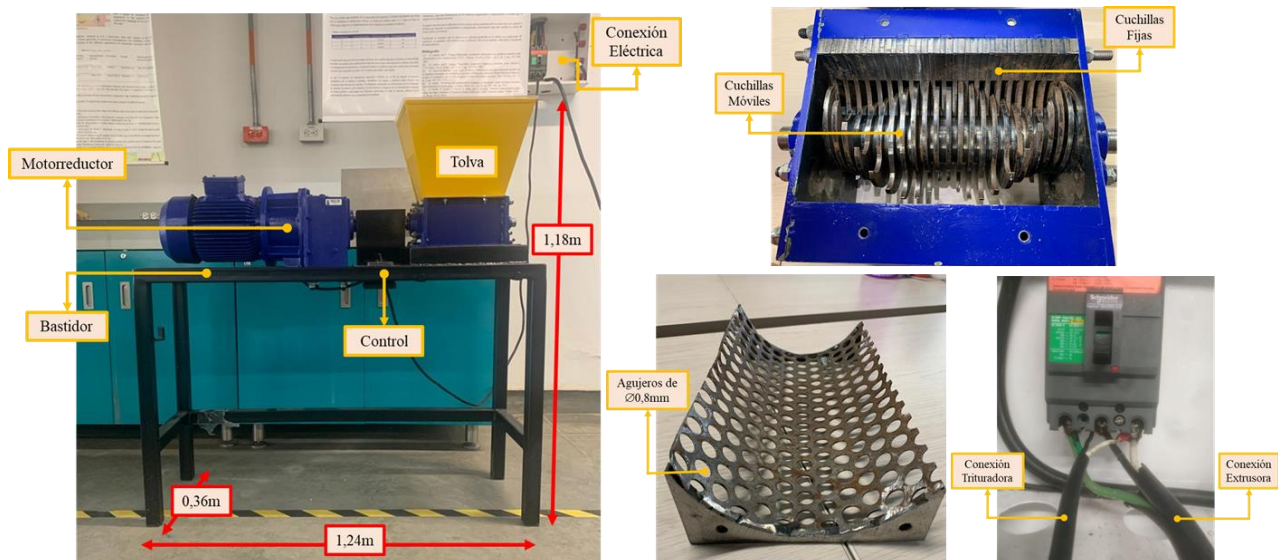
La trituradora se conforma de los siguientes subsistemas, se identifican en la **Figura 1**:

:

- Motorreductor
- Subsistema de cuchillas móviles
- Subsistema de cuchillas fijas
- Tolva
- Bastidor
- Control

**Figura 1.**

*Subsistemas de la trituradora.*



Es un sistema de triturado de tipo eje único que tiene capacidad para 2 botellas al tiempo, dispone de unos ganchos en el bastidor para la bolsa donde cae el producido. Se encuentra conectada directamente a la caja eléctrica del laboratorio y tiene un accionador directo en el inversor de la máquina.

Para conocer la capacidad de la máquina se realizó una prueba de funcionamiento, donde se trabajó de manera continua durante 10 min con botellas plásticas y se pesó el triturado producido. El valor estimado es de 2.7 Kg/h.

## 2. Informe del análisis funcional

El análisis funcional se realizó a partir de una evaluación de los componentes y su funcionamiento. En primer lugar, se evaluaron las conexiones eléctricas y los sistemas de protección y seguridad básicos. Se pueden evidenciar en la Tabla 1.

**Tabla 1.**

*Evaluación primaria de la trituradora*

Componente	SI/NO	Descripción
<b>Protección Eléctrica</b>	NO	No tiene Breaker propio, ni contactor. Es un Breaker totalizador que comparte directamente con la extrusora.
<b>Accionador (On-Off)</b>	NO	No, se acciona con el inversor directamente.
<b>Piloto indicador de funcionamiento</b>	NO	No, ninguno.
<b>Protección del sistema de potencia</b>	SI	Los elementos móviles del motorreductor se encuentran cubiertos.
<b>Protección para el operario</b>	SI	Lámina de acrílico como tapa de la tolva y las cuchillas están debidamente contenidas en la caja del bastidor.

En la prueba de funcionamiento del equipo, se encontraron problemas sobre los parámetros de diseño y operación, se muestran a continuación:

- Las cuchillas se encuentran oxidadas, debido a una mala selección de material en el diseño. Esto causa que el material que se tritura sea contaminado, afectando el comportamiento térmico del material y el resultado de la extrusión de este, se evidencia en la siguiente **Figura 2**. Sumado a lo anterior, el desgaste de las cuchillas es notorio, incluso hay algunas astilladas y de filo variable.

**Figura 2.**

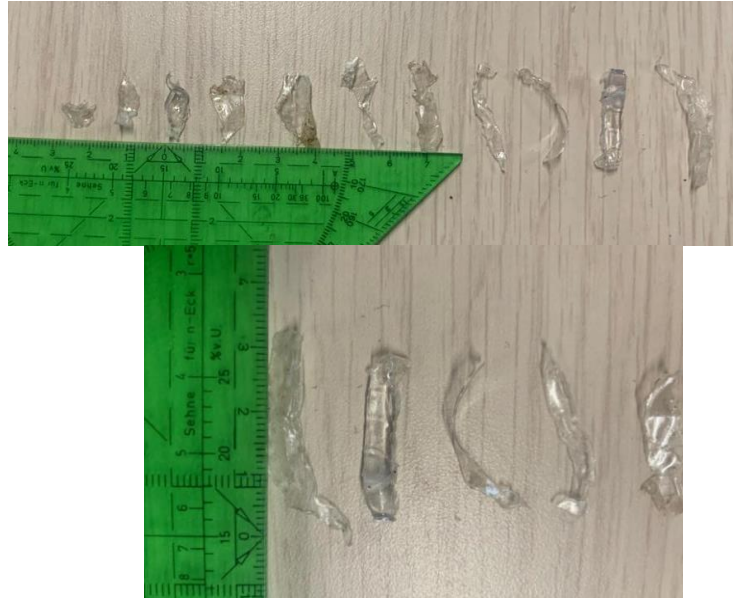
*Subsistema de cuchillas fijas y móviles*



- El tamaño de la hojuela no es constante, ver Figura 3. Es muy grande para un proceso de extrusión, además que, su forma alargada y variable lo hace difícil de tomar para el tornillo sinfín.

**Figura 3.**

*Tamaño de diferentes hojuelas en el triturado*



La hojuela obtenida es alargada con una longitud variable entre 0,5cm y poco más de 3cm de largo además el ancho está alrededor de 5mm. El objetivo al triturar es tener una hojuela lo más estándar posible, de forma aproximadamente cuadrada. Esto ayuda con la homogeneidad de la mezcla con el PET virgen y con el flujo del material a través de la extrusora.

- En operación parte del material queda suspendido o atrapado, dado que las cuchillas no tienen la suficiente fuerza para procesarlo. Lo cual hace que la maquina se sobrecaliente y el material en ocasiones se pegue a las paredes de las cuchillas.

Finalmente, se tomaron las mediciones necesarias para desarrollar una ficha técnica dado que la máquina no tiene un registro de fábrica de sus parámetros. Se muestra en la Figura 4.

**Figura 4.**

Ficha técnica Trituradora

FICHA TÉCNICA TRITURADORA PARA PLÁSTICO		
Tipo de Trituradora		Único Eje Cuchillas
Capacidad/Rendimiento		2,7 Kg/h
Altura Total		118 cm
Longitud Total		124 cm
Ancho Total		36 cm
N° de Operarios		1
Potencia	Inversor	Sí
	Motor	2 HP 220V 60 Hz Trifásico
	Diametro del Eje	25 mm
	Long Eje	410 mm
Cuchillas	N° Cuchillas fijas	21
	N° Cuchillas móviles	21
	Grosor de la Cuchilla	5 mm
Tolva	Apertura de la Tolva	35 cm x 26 cm
	Volumen de la Tolva	13 268 cm <sup>3</sup>
	N° de Botellas al tiempo	2 de 250 ml

### 3. Propuesta de diseño

Teniendo en cuenta el análisis funcional realizado, se plantea un diseño propio de una trituradora de eje único que cumpla con los requerimientos a escala de laboratorio y se articule a la línea de producción de filamentos y pellets. En la **Tabla 2** se establecen de forma específica, las propiedades la botella PET para el diseño.

- Capacidad de producción: 6 Kg/h
- Tamaño de la hojuela: 8x8 mm
- Revoluciones por minuto: 58 rpm
- Radio de la cuchilla: 5 cm

**Tabla 2.**

Parámetros del PET para el diseño.

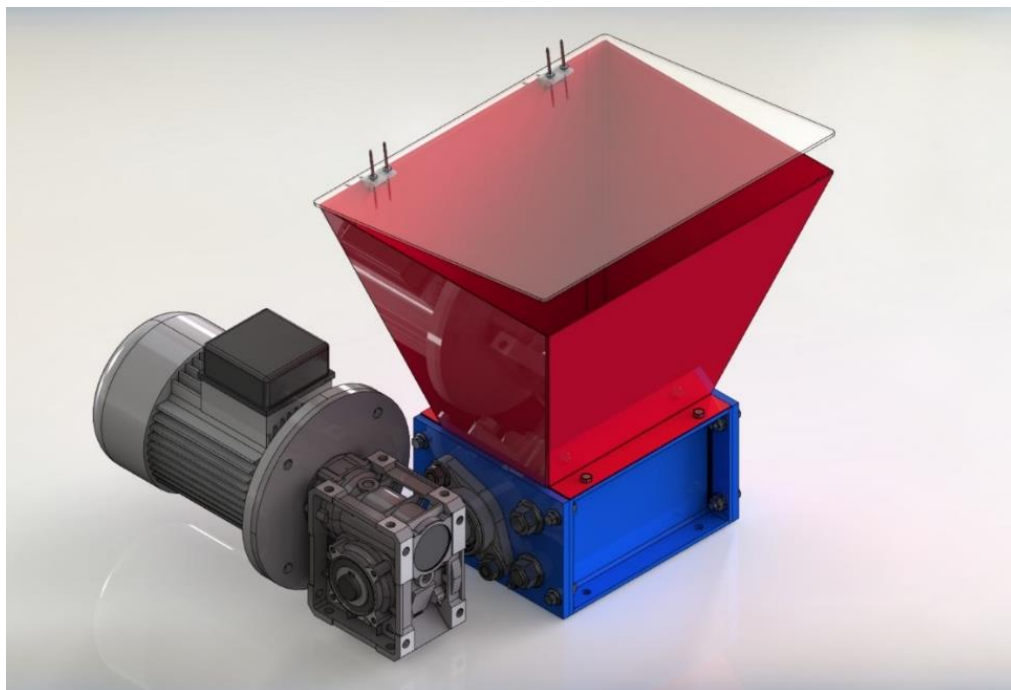
Propiedad	Valor
Longitud mínima de la botella PET	18 cm
Espesor de la botella PET	0.2 mm
Densidad	1.4 g/cm <sup>3</sup> <sup>a</sup>
Resistencia al impacto	82 KJ/m <sup>2</sup> <sup>b</sup>

Nota: Recopilado de <sup>a</sup> (Awaja & Pavel, 2005) <sup>b</sup> (Lork Industrial SL, 2022)

La trituradora fue diseñada buscando cortes más eficientes y uniformes, se distribuyeron los filos de forma que la potencia requerida fuera baja en comparación con otros sistemas que se pueden encontrar en el mercado y la industria. Se realizaron 4 cuchillas donde cada tipo tiene un desfase  $7.5^\circ$  respecto a un mismo punto del eje, garantizando un corte a la vez de hojuela 8x8 mm. Para el modelado CAD de piezas como la tolva, las cuchillas móviles, las cuchillas fijas y los separadores de las cuchillas fijas se hizo uso del diseño paramétrico, esto permitió que en un mismo archivo se tuvieran múltiples configuraciones de piezas que comparten las mismas operaciones y presentan gran similitud. El diseño propuesto se presenta en la **Figura 5** y los planos se encuentran en el anexo D como un sistema de la planta prototipo.

**Figura 5.**

*Ensamble trituradora diseño propuesto Modelo CAD*



### 3.1 Cuchillas móviles

El diseño de las cuchillas móviles define la capacidad de la trituradora. Esta se relaciona el flujo másico de corte por cada revolución de las cuchillas y las revoluciones de operación  $n$  de la extrusora:

$$Cap = Cap_{rev} * n * 60$$

Donde:

$Cap_{rev}$  es la capacidad por revolución  $\frac{kg}{rev}$        $Cap$  es la capacidad de la trituradora  $\frac{kg}{h}$

La capacidad de producción por revolución depende de los factores presentados en la siguiente ecuación:

$$Cap_{rev} = N_{ejes} * N_{cuchillas} * N_{filos} * A_{corte} * t_{PET} * \rho_{PET}$$

Donde:

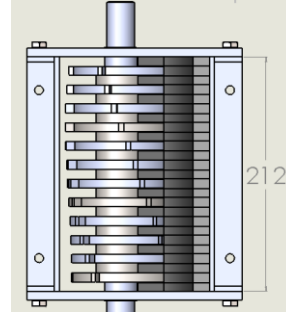
$N_{ejes}$  es el número de ejes de la trituradora.       $A_{corte}$  es el área de corte del filo.  
 $N_{cuchillas}$  es el número de cuchillas       $t_{PET}$  es el espesor de la botella PET.  
 $N_{filos}$  es el número de filos en cada cuchilla.       $\rho_{PET}$  es la densidad del PET

Teniendo en cuenta flujo másico, las revoluciones y el área de corte de la cuchilla es de  $8 \times 8 \text{ mm}$ . Se define que el espesor de cada cuchilla deberá ser de  $8 \text{ mm}$ . Utilizando la anterior ecuación se parametriza y se hace una iteración entre el número de cuchillas y el número de filos de cada cuchilla con la longitud de la trituradora, que facilite la distribución de los filos en el eje y que tenga un tamaño adecuado de la trituradora considerando que preferiblemente debe recibir botellas de consumo personal. Se observa en la Tabla 3 que la selección fue 12 cuchillas con 4 filos y un largo de la trituradora de 21cm.



**Tabla 3.***Parametrización del N° de cuchillas, N° de filos y Longitud de la trituradora*

$N_{cuchillas}$	$N_{filos}$	$L_{trituradora}$ [mm]
6	8.018	110 mm
8	6.013	144 mm
9	5.345	161 mm
10	4.811	178 mm
11	4.373	195 mm
12	4.009	212 mm
13	3.701	229 mm
14	3.436	246 mm
15	3.207	263 mm
16	3.007	280 mm



Una configuración de menor número de cuchillas dificultaría el ingreso de varias botellas a la vez. Mientras que, una de mayor número de cuchillas, implica una mayor longitud de la trituradora que aumentaría el costo de la manufactura de la máquina de forma significativa.

### 3.1.1 Fuerzas en la cuchilla

La fuerza de corte por cuchilla se calcula por el ancho  $F_{C,ancho}$  y por el largo  $F_{C,largo}$  a partir de la energía necesaria para romper el PET  $G_c$  o resistencia al impacto tomado de la **Tabla 2** de propiedades, este procedimiento se tomó de (Gaitan, 2018). A continuación, se muestran las ecuaciones:

$$F_{C,largo} = G_c * Largo$$

$$F_{C,ancho} = G_c * Ancho$$

$$F_{C,largo} = 82000 \left[ \frac{N}{m} \right] * \frac{8}{1000} [m]$$

$$F_{C,ancho} = 82000 \left[ \frac{N}{m} \right] * \frac{8}{1000} [m]$$

$$F_{C,largo} = 656 [N]$$

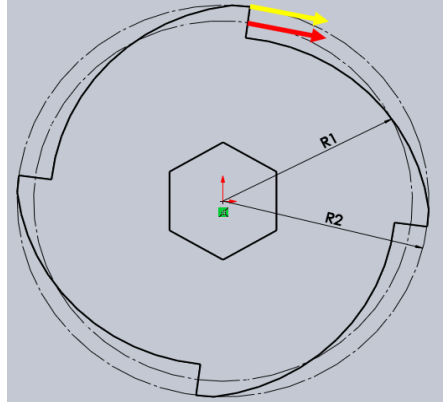
$$F_{C,ancho} = 656 [N]$$

En la **Figura 6** se presenta el diagrama de fuerzas establecido para calcular el torque necesario para realizar el corte de las botellas PET. La flecha amarilla hace referencia a la fuerza de corte a lo ancho de la cuchilla (1 punto de aplicación de la fuerza), mientras que la flecha roja

es la fuerza de corte a lo largo de la cuchilla (2 puntos de aplicación de la fuerza). Los radios R1 y R2 son 4,6 y 5 cm, respectivamente.

**Figura 6.**

*Diagrama de fuerzas en una cuchilla*



El torque que ejercen las cuchillas sobre el eje está dado por la siguiente ecuación, donde  $C_{corte}$  es el número de cuchillas que están haciendo corte simultáneamente.

$$Torque\ total = (2 * C_{corte} * F_{c,largo}) * R1 + C_{corte} * F_{c,ancho} * R2 \ [N.m]$$

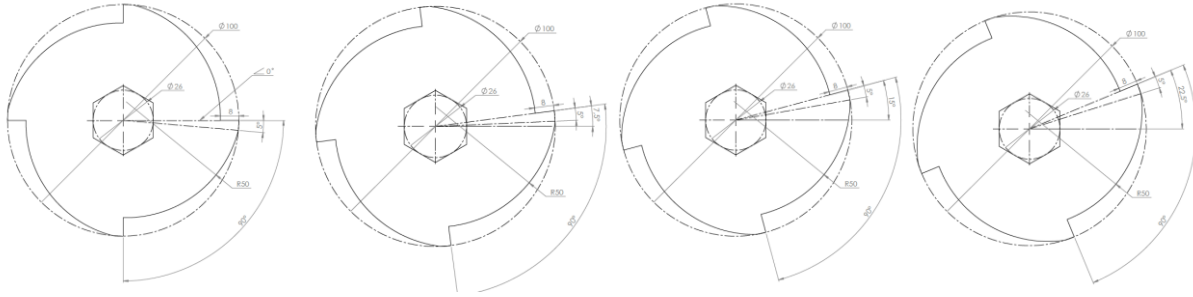
$$Torque\ total = (2 * 1 * 656) * \frac{4.6}{100} + 1 * 656 * \frac{5}{100} \ [N.m]$$

$$Torque\ total = 93.2 \ [N.m]$$

El diseño preliminar se realizó con 2 cuchillas cortando simultáneamente que daba como resultado un motor de mayor torque requerido, que implica un motor más grande y costoso. En consecuencia, como alternativa y en aras de un mayor aprovechamiento de la potencia del motor, se decidió tomar un diseño base de la forma de los filos y presentar 4 cuchillas que difieren en su forma de ensamblar en el eje. Como se observa en la **Figura 7**.

**Figura 7.**

*Tipos de cuchillas móviles diseñadas a 0, 7.5, 15, y 22.5°*



El material seleccionado para las cuchillas es: Acero inoxidable, AISI 304.

### 3.2 Potencia de la trituradora

Con el torque que se genera en el eje y las revoluciones por minuto (58 rpm) se puede calcular la potencia necesaria de la siguiente manera. Se considera la eficiencia del motor de 80%

$$Pot = Torque\ total * n * \left(\frac{2\pi}{60}\right) [W]$$

$$Pot_{correg} = \frac{Potencia}{\eta} [W]$$

$$Pot = 93.15 * 58 * \left(\frac{2\pi}{60}\right) = 565.8 [W]$$

$$= 0.76 [HP]$$

$$Pot_{correg} = \frac{0.76 [HP]}{0.8} = 0.95 \approx 1 [HP]$$

Donde:

$Pot_{correg}$  es la potencia real del motor.

$\eta$  es la eficiencia total del motor.

#### 3.2.1 Selección del motor

Con el dato de la potencia corregida se selecciona el motor. El motorreductor seleccionado es de 1 HP con unas revoluciones de salida de 50-60 rpm. La selección fue la referencia MU50-

802-4 marca TECHTOP de la empresa (Reductores y potencia SAS, 2022) sus características se muestran en la Tabla 4.

**Tabla 4.**

*Características motorreductor de la trituradora propuesta de diseño.*

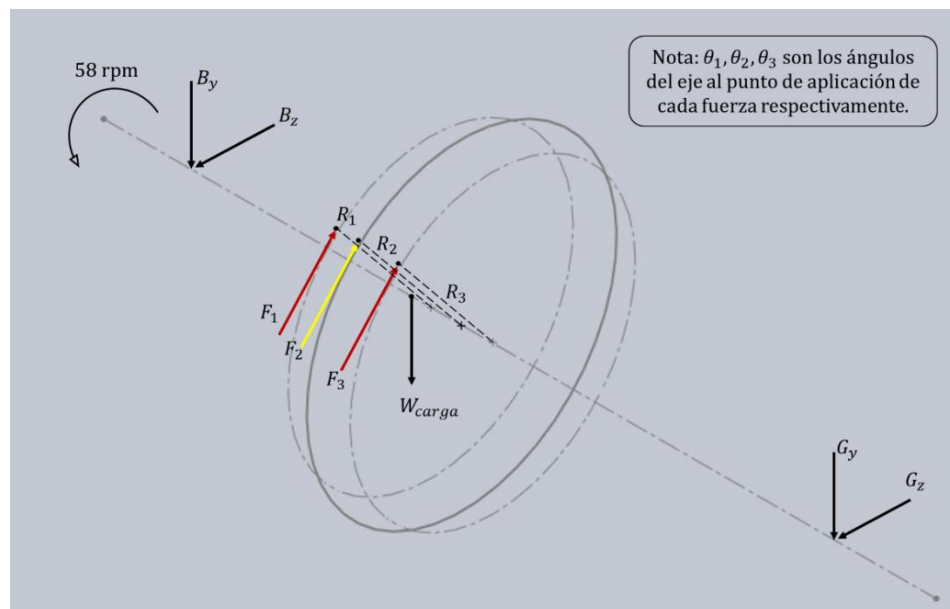
Motorreductor sin fin corona	
Potencia del motor	1 Hp
Frecuencia	60 Hz
Velocidad de salida	58 rpm
Velocidad nominal del motor	1740 rpm
Par de salida máx.	106 Nm
Corriente	Trifásica

### 3.2 Eje para las cuchillas móviles

Con la premisa que el corte lo realiza una cuchilla a la vez, se presenta el diagrama de cuerpo libre donde se muestran las fuerzas (ver **Figura 8**) y el punto de aplicación sobre el eje de la trituradora. Y se calcula el eje con el procedimiento mostrado en el libro de (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000)

**Figura 8.**

*Diagrama de cuerpo libre (D.C.L) del eje con una cuchilla haciendo corte.*



Donde:

$W_{carga}$  es el peso que ejercen las cuchillas sobre el eje.

El cálculo del peso de las cuchillas sobre el eje se puede hacer de la siguiente manera (para el peso se toma en cuenta el material seleccionado y su diseño en Solidworks):

$$m_{cuchillas} = 12 * \text{peso de cada cuchilla}$$

$$m_{cuchillas} = 12 * 0.388 [Kg]$$

$$m_{cuchillas} = 4.656 [Kg]$$

$$W_{cuchillas} = m_{cuchillas} * g [N]$$

$$W_{cuchillas} = 4.656 * 9.81 = 45.68 [N]$$

De igual manera se hace para los espaciadores:

$$m_{espaciador} = 11 * \text{peso de cada espaciador}$$

$$m_{espaciador} = 11 * 0.06472 [Kg]$$

$$m_{espaciador} = 0.71 [Kg]$$

$$W_{espaciador} = m_{espaciador} * g [N]$$

$$W_{espaciador} = 0.71 * 9.81 = 6.98 [N]$$

Así, la carga puntual de la fuerza distribuida entre las cuchillas y espaciadores sobre el eje es:

$$W_{carga} = W_{espaciador} + W_{cuchillas} [N]$$

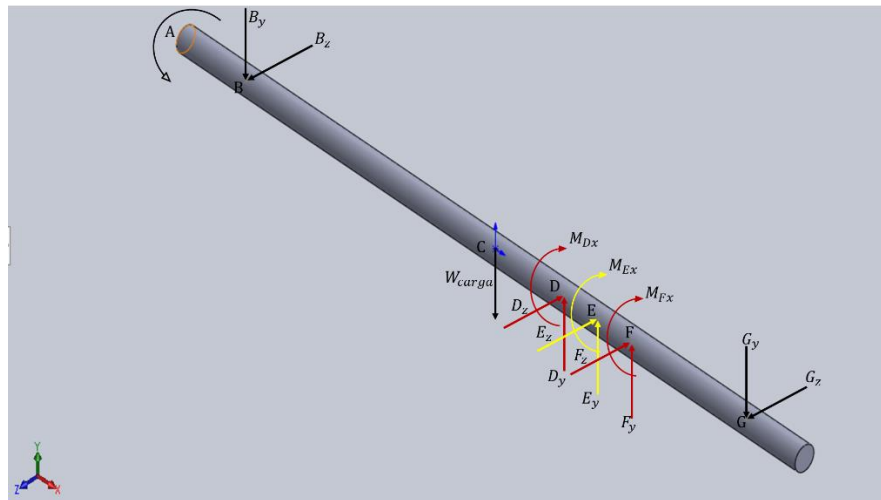
$$W_{carga} = 45.68 + 6.98 [N]$$

$$W_{carga} = 52.66 [N]$$

Para el cálculo del eje se debe pasar las fuerzas de la cuchilla al eje, y cada fuerza genera un momento en los puntos indicados en la **Figura 9**.

**Figura 9.**

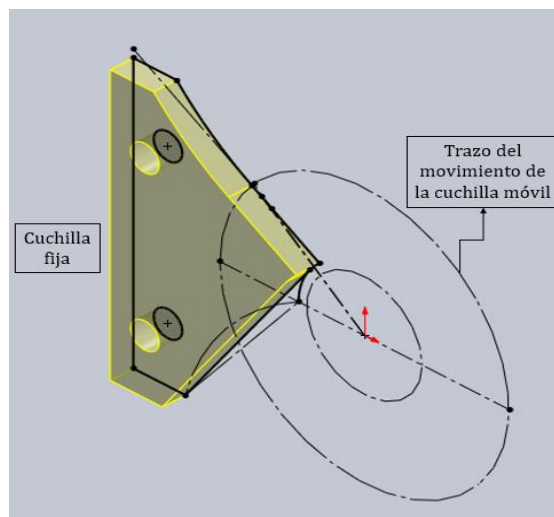
*Diagrama de momentos y fuerzas en el eje.*

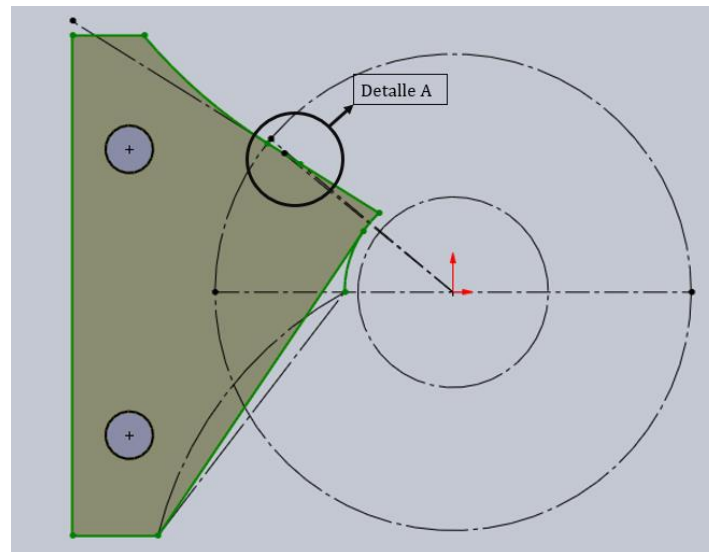
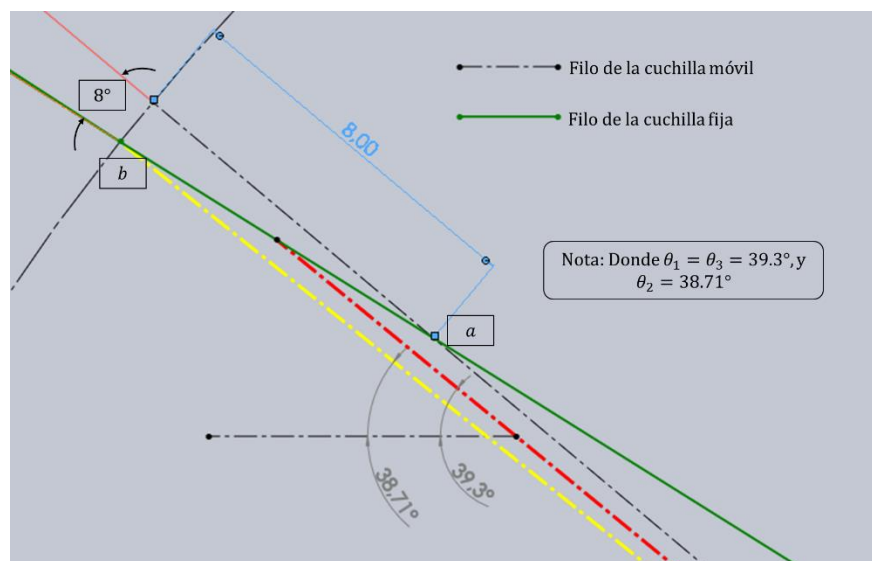


Para encontrar los ángulos de descomposición de las fuerzas es necesario partir de la relación entre la cuchilla móvil y la cuchilla fija. Los ángulos corresponden al punto medio de aplicación de la fuerza de las dos cuchillas. Lo anterior está ilustrado en las **Figura 10**, **Figura 11**, y **Figura 12**

**Figura 10.**

*Interacción entre las cuchillas móviles y fijas.*



**Figura 11.***Vista frontal de la cuchilla fija.***Figura 12.***Detalle A de la vista frontal de la cuchilla fija.*

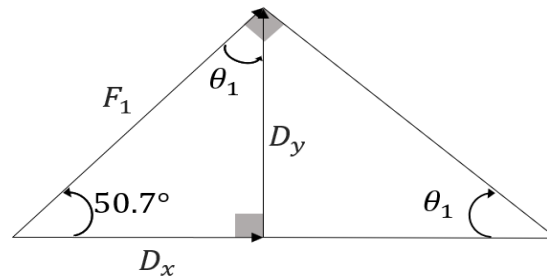
Cabe resaltar que el corte se realiza en forma progresiva desde que los filos de la cuchilla móvil y fija entran en contacto (punto a) hasta que el filo de la cuchilla móvil corte completamente el material (punto b) de la **Figura 12**. Esto garantiza que el tamaño de la hojuela sea de 8x8 mm. Los cálculos de las fuerzas de corte se hicieron tomando en cuenta que el corte se realiza instantáneamente, no obstante, según lo mencionado y mostrado en la **Figura 12** dos de los puntos

de aplicación de las fuerzas por filo no cumple esto, por lo que las fuerzas reales difieren de las calculadas. La disposición del corte entre los fillos hace que el material que se esté cortando en X cantidad de tiempo requiera menos potencia en comparación de si se corta instantáneamente por impacto, indicando que la fuerza calculada para los puntos de aplicación es mayor a la que realmente se presenta en el sistema.

El valor de las fuerzas en los puntos D, E, y F se calculan descomponiendo las fuerzas dispuestas en la **Figura 13**. Así:

**Figura 13.**

*Ángulos de descomposición de fuerzas.*



El valor de  $\theta_1$  y  $\theta_3$  es el ángulo de filo respecto a la horizontal de la cuchilla fija y es  $39.3^\circ$ , análogamente se hace para la fuerza 2. Con la diferencia en que la fuerza 2 tiene un  $\theta_2$  igual a  $38.71^\circ$  se tiene entonces las siguientes fuerzas:

$$D_y = F_1 * \text{sen}(50.7^\circ) = 656 * \text{sen}(50.7^\circ) = 507.64 \text{ [N]}$$

$$D_y = F_y$$

$$D_z = F_1 * \text{cos}(50.7^\circ) = 656 * \text{cos}(50.7^\circ) = 415.5 \text{ [N]}$$

$$D_z = F_z$$



$$E_y = F_2 * \text{sen}(51.29^\circ) = 656 * \text{sen}(51.29^\circ) = 511.89 \text{ [N]}$$

$$E_z = F_2 * \text{cos}(51.29^\circ) = 656 * \text{cos}(51.29^\circ) = 410.25 \text{ [N]}$$

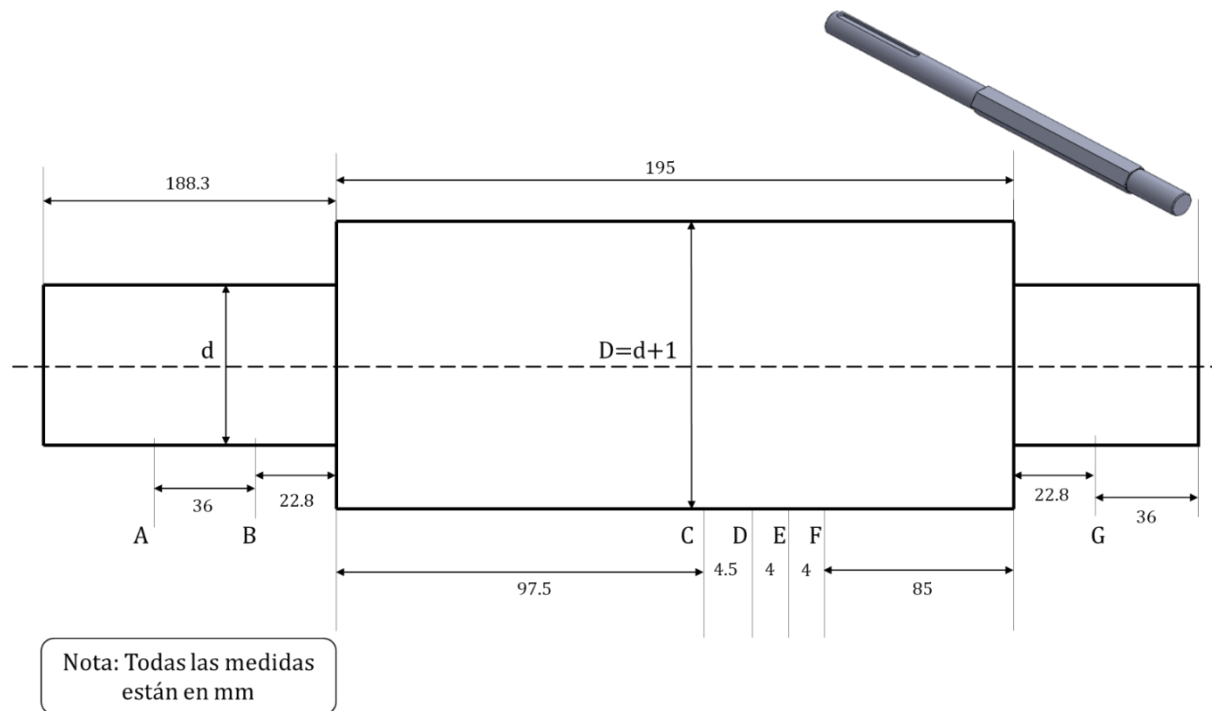
Donde 656 [N] es la fuerza necesaria para romper le PET calculada a partir de la energía requerida para romper el PET (resistencia al impacto) repartida en la longitud de la cuchilla.

### 3.2.1 Cálculo de reacciones

En la **Figura 14** se encuentran las distancias entra cada punto de estudio para el cálculo de reacciones.

**Figura 14.**

*Geometría del eje*



### 3.2.1.1 Plano XY

Para encontrar las reacciones en los apoyos, es necesario realizar el equilibrio de fuerzas en el eje y. Se define como:

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum F_y = -B_y - G_y - W_{carga} + D_y + E_y + F_y = 0$$

Donde:

$B_y$  y  $G_y$  representan las reacciones.

Sustituyendo los valores numéricos se tiene:

$$B_y + G_y = -52.66 + 507.64 + 511.89 + 507.64$$

$$B_y + G_y = 1474.5 [N]$$

Haciendo sumatoria de momentos en el primer apoyo:

$$\sum M_B = 0$$

$$\sum M_B = -W_{carga} * L_{B-W} + D_y * L_{B-D} + E_y * L_{B-E} + F_y * L_{B-F} - G_y * L_{B-G} = 0$$

$$G_y = \frac{(D_y * L_{B-D}) + (E_y * L_{B-E}) + (F_y * L_{B-F}) - (W_{carga} * L_{B-W})}{L_{B-G}}$$

Sustituyendo los valores numéricos se obtiene:

$$G_y = \frac{(507.64 * 124.8) + (511.89 * 128.8) + (507.64 * 132.8) - (52.66 * 120.3)}{240.6}$$

$$G_y = 791.21 [N]$$

Reemplazando en la ecuación de  $\sum F_y$  se halla  $B_y$ :

$$B_y = 683.3 [N]$$

### 3.2.1.2 Plano XZ

Para encontrar las reacciones en los apoyos, es necesario verificar el balance de fuerzas en el eje z, para garantizar que el elemento no se mueva en esa dirección, y el balance de momentos, para garantizar que el eje no gire en el plano XZ. El procedimiento para el cálculo de las fuerzas y reacciones es similar al cálculo que se hizo en el plano XY. Se encuentra:

$$\sum F_z = 0 \rightarrow B_z + G_z - D_z - E_z - F_z = 0$$

Sustituyendo los valores numéricos se tiene:

$$B_z + G_z = 415.5 + 410.25 + 415.5$$

$$B_z + G_z = 1241.25 [N]$$

Haciendo sumatoria de momentos en el primer apoyo:

$$\sum M_B = 0 \rightarrow D_z * L_{B-D} + E_z * L_{B-E} + F_z * L_{B-F} - G_z * L_{B-G} = 0$$

$$G_z = \frac{D_z * L_{B-D} + E_z * L_{B-E} + F_z * L_{B-F}}{L_{B-G}}$$

$$G_z = \frac{415.5 * 124.8 + 410.25 * 128.8 + 415.5 * 132.8}{240.6}$$

$$G_z = 664.48 [N]$$

Reemplazando en la ecuación hallada en el equilibrio de fuerzas en z, se halla  $B_z$ :

$$B_z = 576.77 [N]$$

Finalmente, con los valores encontrados se puede hacer los diagramas de fuerza cortante y momentos para los dos planos XY y XZ. La distancia B-1 corresponde al buje ensamblado al eje

de la trituradora, distancia ya establecida en el diseño del eje. Para el diagrama de torsión se calculan los momentos como se muestra enseguida:

$$M_{Dx} = 656 [N] * 0.046 [m] = 30.18 [N.m]$$

$$M_{Ex} = 656 [N] * 0.05 [m] = 32.8 [N.m]$$

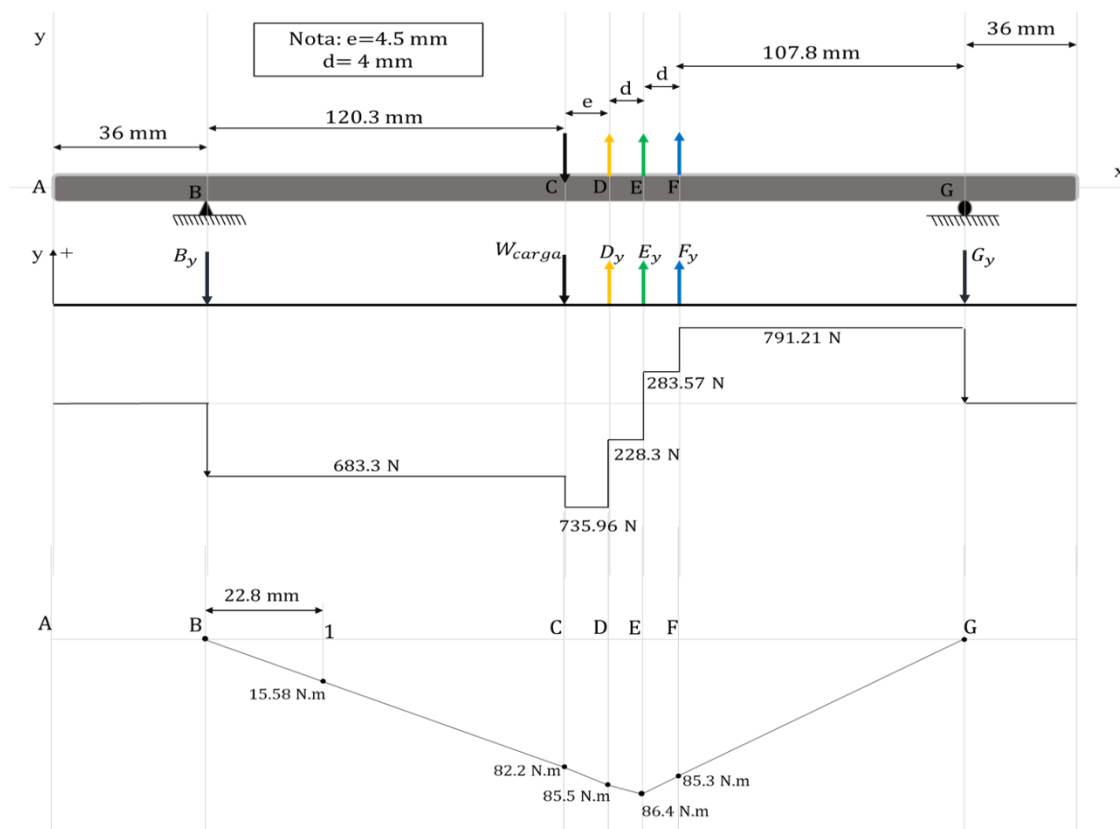
$$M_{Fx} = 656 [N] * 0.046 [m] = 30.18 [N.m]$$

$$Torque_A = M_{Dx} + M_{Ex} + M_{Fx}$$

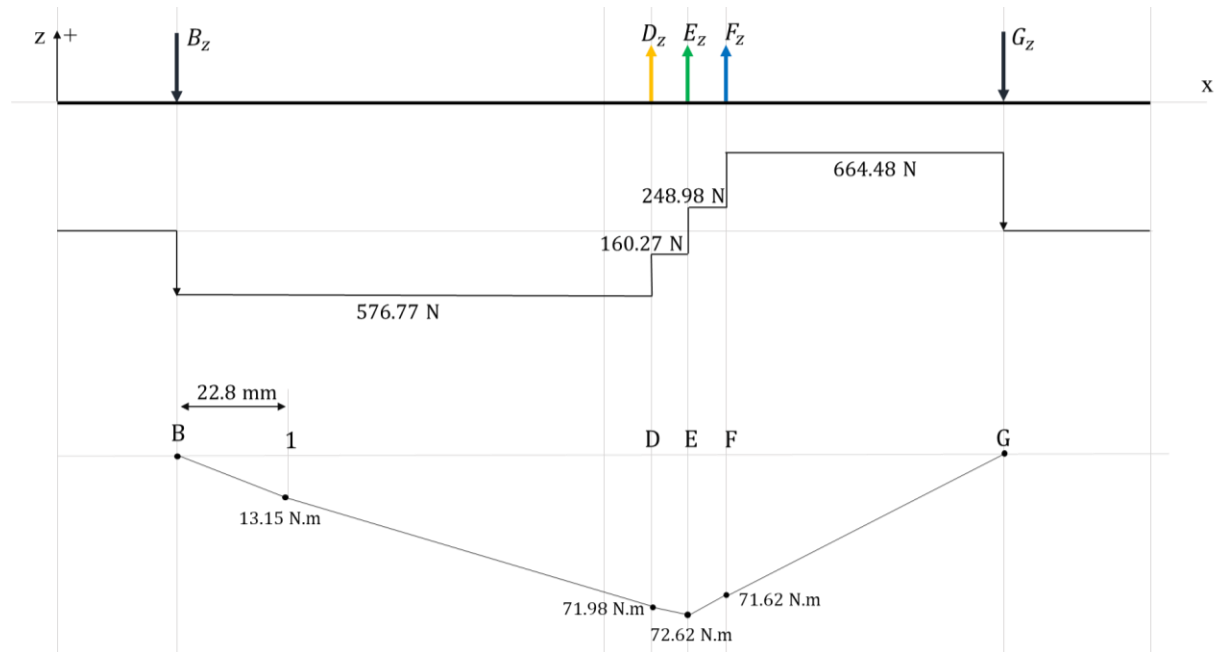
$$Torque_A = 30.18 + 32.8 + 30.18$$

$$Torque_A = 93.15 [N.m]$$

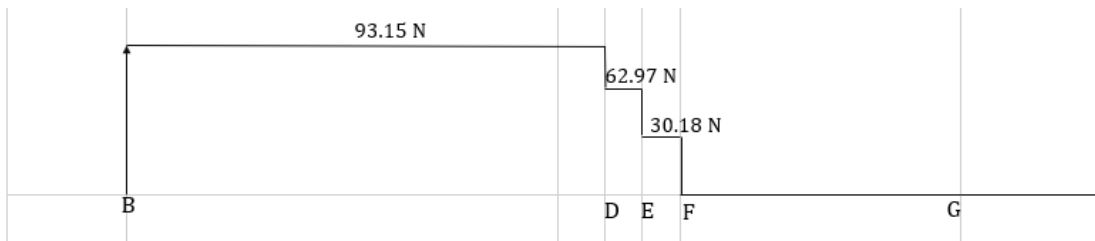
### 3.2.1.3 Diagrama de esfuerzos cortantes y momento flector para el plano XY



### 3.2.1.4 Diagrama de esfuerzos cortantes y momento flector para el plano XZ



### 3.2.1.5 Diagrama de torsión



### 3.2.2 Análisis de puntos críticos

Se calcula los momentos resultantes de los puntos más críticos, los cuales son: 1, D y E

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}$$

Siendo:

$M_y$  el momento flector del plano XY

$M_x$  el momento flector del plano XZ

Momento resultante para el punto 1:

$$M_{R1} = \sqrt{15.58^2 + 13.15^2} = 20.39 [N.m]$$

Momento resultante para la posición D:

$$M_{RD} = \sqrt{85.5^2 + 71.98^2} = 111.76 [N.m]$$

Momento resultante para la posición E:

$$M_{RE} = \sqrt{86.4^2 + 72.62^2} = 112.87 [N.m]$$

En la **Tabla 5** se resume el momento, torque y carga axial de los puntos a analizar:

**Tabla 5.**

*Puntos críticos*

Puntos	Momento resultante	Torque	Carga Axial
<b>1</b>	20.39 [N.m]	93.15 [N.m]	0
<b>D</b>	111.76 [N.m]	93.15 [N.m]	0
<b>E</b>	112.87 [N.m]	62.97[N.m]	0

No se analizan fuerzas axiales ya que en el eje estas fuerzas son iguales a cero.

### 3.2.2.1 Cálculo de los esfuerzos

Para el cálculo de los esfuerzos se debe tener en cuenta la geometría de cada uno de los puntos a analizar. El punto 1 es el apoyo al rodamiento por lo tanto tiene una sección circular, los puntos D y E están ubicados en la sección hexagonal, la razón de su geometría está en la practicidad de ensamble entre el eje y las cuchillas. Se asume un diámetro de 25 mm para encontrar el punto más crítico.

### 3.2.2.2 Cálculo de los esfuerzos flectores

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M * C}{I}$$

Siendo:

$C$  es el punto más alejado del eje dependiendo de la geometría

$I$  es el momento de inercia respecto al eje de flexión

En la **Tabla 6** se resume los momentos de inercia para cada geometría del eje.

**Tabla 6.**

*Momentos de inercia de las geometrías de estudio*

Geometría	Formulación	Inercia
<b>Círculo</b>	$I_{\text{círculo}} = \frac{\pi}{4} * r^4$	$1.917 \times 10^{-8} [m^4]$
	$I_{\text{círculo}} = \frac{\pi}{4} * 0.0125^4$	
<b>Hexágono</b>	$I_{\text{hexágono}} = \frac{5 * \sqrt{3}}{16} * b^4$	$2.747 \times 10^{-8} [m^4]$
	$I_{\text{hexágono}} = \frac{5 * \sqrt{3}}{16} * 0.01501^4$	

Siendo:

$r$  es el radio de la circunferencia.

$b$  es la longitud de la arista del hexágono.

### 3.2.2.3 Cálculo de los esfuerzos cortantes por flexión

En la **Tabla 7** se muestran el esfuerzo flector de cada punto de análisis.

**Tabla 7.**

*Esfuerzo flector en puntos críticos*

Esfuerzo flector		
Punto de análisis	Formulación	Esfuerzo
<b>Punto 1</b>	$\sigma_1 = \frac{M_{R1} * C}{I_{\text{círculo}}}$	$13.296 [MPa]$
	$\sigma_1 = \frac{20.39 * 0.0125}{1.917 \times 10^{-8}}$	

<b>Punto D</b>	$\sigma_D = \frac{M_{RD} * b}{I_{hex\acute{a}gono}}$	61.067 [MPa]
	$\sigma_D = \frac{111.76 * 0.01501}{2.747 \times 10^{-8}}$	
<b>Punto E</b>	$\sigma_E = \frac{M_{RE} * b}{I_{hex\acute{a}gono}}$	61.67[MPa]
	$\sigma_E = \frac{112.87 * 0.01501}{2.747 \times 10^{-8}}$	

### 3.2.2.4 Cálculo de los esfuerzos cortantes por torsión

En la **Tabla 8** se muestran el esfuerzo por torsión de cada punto de análisis.

**Tabla 8.**

*Esfuerzo torsor en puntos críticos.*

Esfuerzo por torsión			
Punto de análisis	Formulación		Esfuerzo
<b>Punto 1</b>	$\tau_1 = \frac{\tau_{R1} * C}{2 * I_{círculo}}$	$\tau_1 = \frac{93.15 * 0.0125}{2 * 1.917 \times 10^{-8}}$	30.37 [MPa]
<b>Punto D</b>	$\tau_D = \frac{1.09 * \tau_D}{b^3}$	$\tau_D = \frac{1.09 * 93.15}{0.01501^3}$	30.02 [MPa]
<b>Punto E</b>	$\tau_E = \frac{1.09 * \tau_E}{b^3}$	$\tau_D = \frac{1.09 * 62.97}{0.01501^3}$	20.3[MPa]

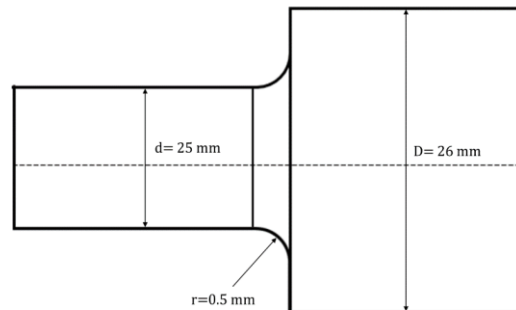
### 3.2.2.5 Concentradores de esfuerzos

El cambio de sección del eje es analizado para calcular tensiones en el sólido que sean considerables para determinar puntos críticos y para ello es necesario conocer ciertos parámetros geométricos de la sección, que se puede visualizar en la **Figura 15**, para entrar a los gráficos de factores para concentradores de esfuerzos del libro Fatiga de Alfredo Parada (ver **Figura 16**)



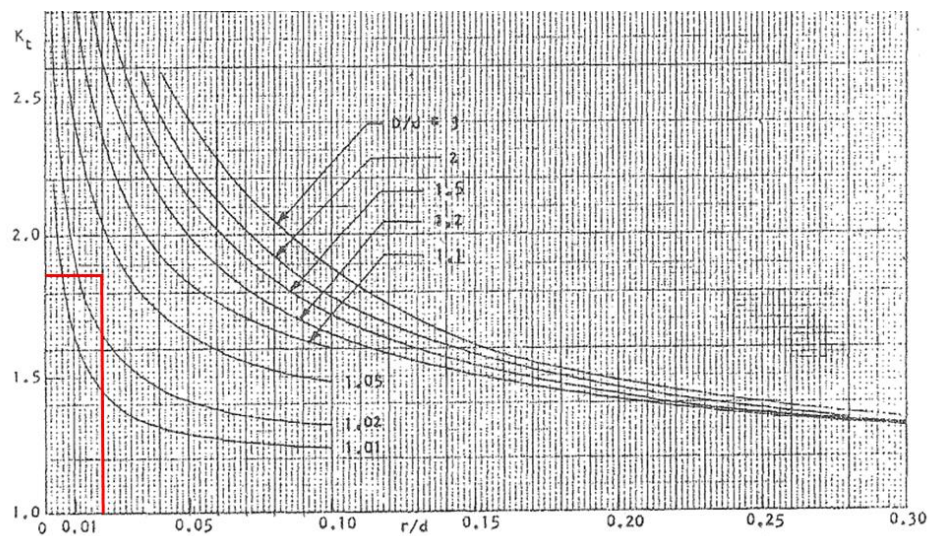
**Figura 15.**

Representación del cambio de sección en el eje.



$$r/d = 0.02$$

$$D/d = 1.04$$

**Figura 16.**Factor de concentrador de esfuerzos  $K_t$ 

Para flexión:  $K_t \approx 1.86$ , pág. 37 Alfredo Parada.

De la misma manera para el cálculo de  $K_{ts}$  por medio del gráfico mencionado a continuación.

Para torsión:  $K_{ts} \approx 1.585$ , pág. 40 Alfredo Parada

Donde:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

El valor de  $q$  hace referencia a la sensibilidad de entalladura y se deduce con el gráfico de la página 10 del libro Alfredo Parada. Para ello es necesario el radio de entalladura (0.02 pulg) y el esfuerzo último del material seleccionado (Acero AISI 1045, propiedades mostradas en la **Tabla 9**), la razón de la selección es debido a que es un acero comercial que proporciona un nivel medio de resistencia mecánica y tenacidad a bajo costo. (Cía, General de Aceros, 2020)

**Tabla 9.**

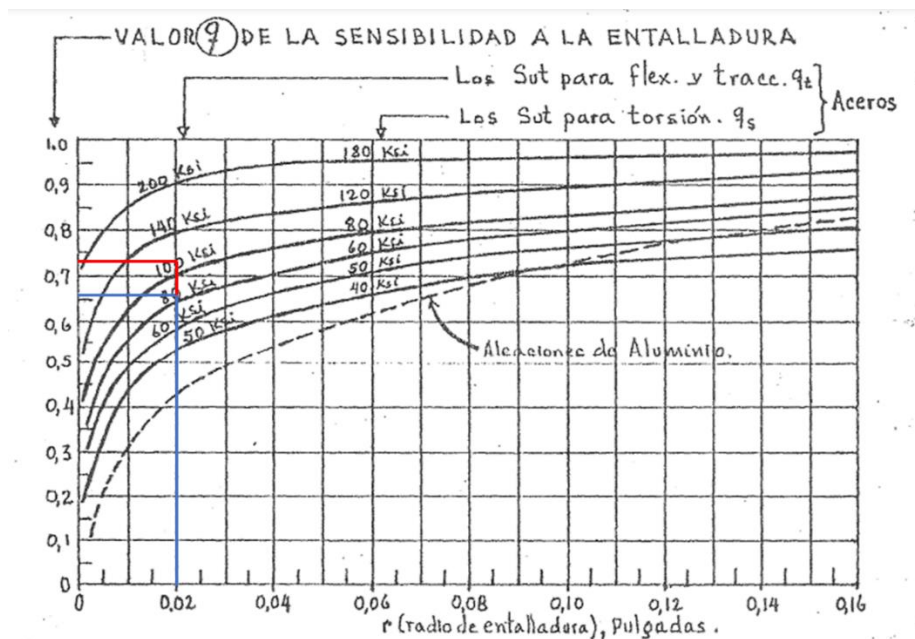
Propiedades del acero AISI 1045.

AISI 1045 laminado en caliente		
Tipo de esfuerzo	Unidades	
	MPa	KSI
Esfuerzo último ( $S_u$ )	588.6	85.37
Esfuerzo a la fluencia ( $S_y$ )	313.92	45.53

Se determina un  $q_t$  para flexión y tracción (línea azul); y un  $q_s$  (línea roja) para torsión en la **Figura 17**. Y en la **Tabla 10** se muestran los resultados del procedimiento anterior.

**Figura 17.**

Gráfica sensibilidad a la entalladura.



$$q_t \approx 0.66$$

$$q_s \approx 0.73$$

$$K_{f,t} = 1 + q_t(K_t - 1)$$

$$K_{f,t} = 1 + 0.66(1.86 - 1) = 1.568$$

$$K_{f,s} = 1 + q_s(K_{ts} - 1)$$

$$K_{f,s} = 1 + 0.73(1.585 - 1) = 1.427$$

**Tabla 10.**

*Concentradores de esfuerzos en los puntos críticos.*

Puntos	$K_{f,t}$	$K_{f,a}$	$K_{f,s}$
<b>1</b>	1.568	1	1.427
<b>D</b>	1	1	1
<b>E</b>	1	1	1

Teniendo en cuenta el esfuerzo flector, el esfuerzo por torsión y los concentradores de esfuerzos de las tablas anteriores se diseñará respecto al punto D debido a que es el punto más crítico del eje. Para el cálculo del eje es necesario hallar el esfuerzo flector y de torsión medio y alterno, se resumen en la **Tabla 11**.

#### **Esfuerzos flectores:**

$$\sigma_{max} = 61.067 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{min} = -61.067 \text{ [MPa]}$$

#### **Esfuerzos por torsión:**

$$\tau_{max} = 30.02 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{min} = 30.02 \text{ [MPa]}$$

**Tabla 11.***Resultado esfuerzos en el eje de las cuchillas móviles*

Variables	Fórmula	Resultado [MPa]
<b>Esfuerzo medio flector (<math>\sigma_m</math>)</b>	$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$	0
<b>Esfuerzo alterno flector (<math>\sigma_a</math>)</b>	$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - (-\sigma_{min})}{2}$	61.067
<b>Esfuerzo medio por torsión (<math>\tau_m</math>)</b>	$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}$	30.02
<b>Esfuerzo alterno por torsión (<math>\tau_a</math>)</b>	$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}$	0

**3.2.2.6 Criterio de Soderberg - Mohr**

El eje se diseña a partir la ecuación de Soderberg Mohr. Donde se buscará a partir de un proceso iterativo la relación adecuada entre el diámetro del eje y el factor de seguridad.

Ecuación de Soderberg Mohr:

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{\sigma_m}{S_{yt}} + \frac{K_f * \sigma_a}{S'_e} \right)^2 + 4 * \left( \frac{\tau_m}{S_{ys}} + \frac{K_{fs} * \tau_a}{S'_{es}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Siendo:

$\sigma_m$  es el esfuerzo medio flector.

$\sigma_a$  es el esfuerzo alterno flector.

$\tau_m$  es el esfuerzo medio por torsión.

$\tau_a$  es el esfuerzo alterno por torsión.

Para algunos términos de la ecuación, se aplica la teoría de Misses-Soderberg de la máxima energía de distorsión.

$$S_{ys} = \left( \frac{1}{\sqrt{3}} \right) S_{yt} \quad ; \quad S'_{es} = 0.5 S'_e$$

Ahora bien, para aceros con vida infinita ( $10^6$ ), el límite de resistencia a la fatiga ( $S_e$ ) se define así:

$$S_e = 0.5 * S_{ut} \text{ (para un acero de } S_{ut} \leq 200 \text{ Ksi)}$$

$$S_e = 100 \text{ Ksi (para un acero de } S_{ut} > 200 \text{ Ksi)}$$

El acero AISI 1045 laminado en caliente tiene un  $S_{ut} = 85.37 \text{ Ksi}$  por lo tanto, se tiene que:

$$S_e = 0.5 * 588.6[\text{MPa}]$$

$$S_e = 294.3[\text{MPa}]$$

- **Límite de resistencia a la fatiga ( $S'_e$ )**

Para el cálculo del factor de seguridad en la ecuación de Soderberg Mohr es necesario hacer una serie de estimaciones como es el límite de resistencia a la fatiga, que depende de factores específicos que se definen a continuación.

$$S'_e = K_s * K_d * K_l * K_t * K_c * K_m * S_e$$

$$S'_e = K_s * K_d * K_l * K_t * K_c * K_m * 294.3$$

Donde:

$K_s$  es el factor de acabado superficial.

$K_t$  es el factor de concentrador de esfuerzos estáticos.

$K_d$  es el factor de tamaño.

$K_c$  es el factor de confiabilidad.

$K_l$  es el factor de carga.

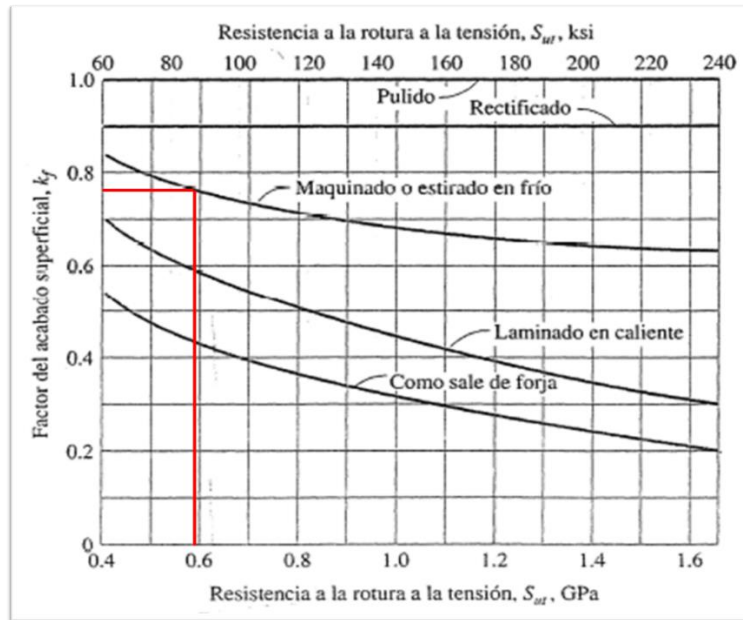
$K_m$  es el factor de defectos misceláneos.

- **Factor de superficie**

El acabado superficial del eje afecta directamente la resistencia a la fatiga. Si el eje cuenta con bastantes irregularidades la resistencia será menor ya que todas las irregularidades actúan como concentradores de esfuerzos. Se determina mediante la **Figura 18**.

**Figura 18.**

Factores del acabado superficial para el acero como una función de la resistencia a la rotura a la tensión para diferentes procesos de maquinado.



Nota: Tomado de (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000)

Para calcular el factor de superficie se utiliza el valor de la resistencia a la rotura por tensión y el acabado superficial del eje. Para un  $S_{ut}$  de 588.6 [MPa] y un acabado estirado en frío el factor de superficie es:

$$K_s = 0.78$$

- **Factor de tamaño**

Este factor corrige el fenómeno por el cual, sin considerar el proceso de manufactura, las partes más grandes son las más probables de contener defectos y así no tendrían la misma resistencia de la probeta de ensayo que solamente tiene 0.3 in de diámetro. (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000). Para calcular el factor de tamaños para rangos  $8 \text{ [mm]} < d < 250 \text{ [mm]}$  se utiliza la siguiente formula:

$$K_d = \frac{1,189}{d^{0.112}}$$

$$K_d = 0.83$$

- Factor de carga**

Se determina mediante la **Error! No se encuentra el origen de la referencia..**

Figura 19.

Determinación del Factor de carga.

FACTORES DE CARGA $K_L$ :		onda reversible: $ \sigma_m  \leq 0,5 \sigma_a$ $ \tau_m  \leq 0,5 \tau_a$		onda repetitiva: $ \sigma_m  > 0,5 \sigma_a$ $ \tau_m  > 0,5 \tau_a$	
TIPO DE CARGA	AXIAL	AXIAL CON POCA FLECTORA FLECTORA CON POCA AXIAL	FLECTORA $\sigma_d > 0,3 \sigma_f$	TORSIONAL - CONSTANTE DIRECTA Y POR FLEXION	
				dúctil	frágil
AXIAL	0,80 $\dagger$ 1,20 *	$\sigma_f \leq 0,3 \sigma_d$ 0,85 $\dagger$ 1,25 *	$\sigma_d \leq 0,3 \sigma_f$ 0,95 $\dagger$ 1,35 *	0,90 $\dagger$ 1,30 *	0,56 $\dagger\dagger$ 0,67 $\dagger*$ 0,78 $**$
AXIAL CON POCA FLECTORA	0,85 $\dagger$ 1,25 *			0,55 $\dagger\dagger$ 0,66 $\dagger*$ 0,77 $**$	0,75
FLECTORA CON POCA AXIAL	0,95 $\dagger$ 1,35 *				
FLECTORA	0,90 $\dagger$ 1,30 *		referencia 1,00 $\dagger$ base de comparación 1,40 *	0,57 $\dagger\dagger$ 0,69 $\dagger*$ 0,80 $**$	0,76
TORSIONAL	Idem Vertical 0,56 $\dagger\dagger$ $\dagger* - **$	Idem Vertical 0,55 $\dagger\dagger$ $\dagger* - **$	Idem Vertical 0,57 $\dagger\dagger$ $\dagger* - **$	0,58 $\dagger$ 0,81 *	0,80
	0,75	0,70	0,76		

$$K_L = 0.75$$

- Factor de concentrador de esfuerzos estáticos**

$$K_t = 1$$

- Factor de confiabilidad**

El carácter estadístico de los ensayos de fatiga está asociado a una desviación estándar con un porcentaje de error menor al 8%. Por lo tanto, la ecuación se define como:

$$K_c = 1 - 0.08 * Z_r$$

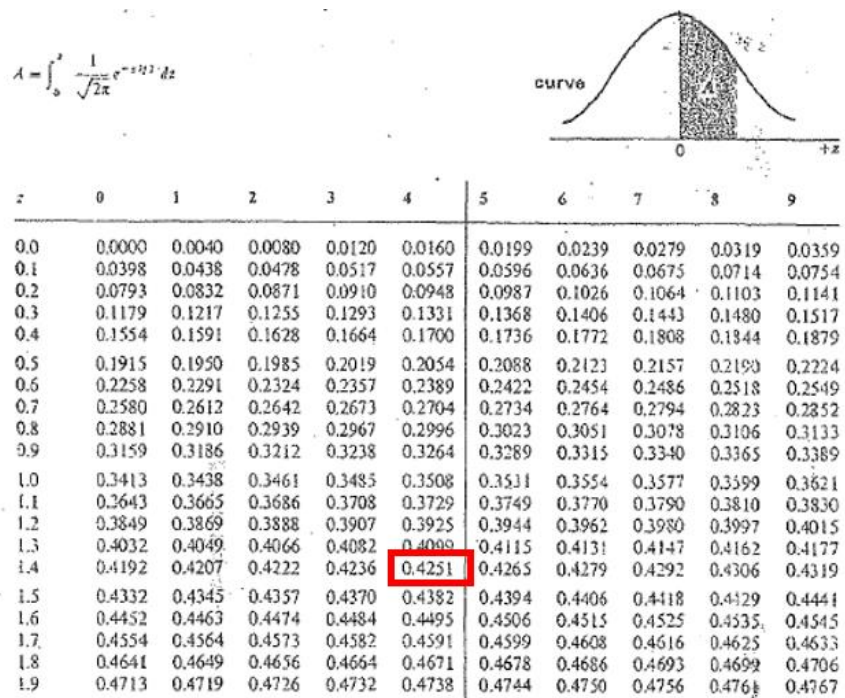
Para obtener  $Z_r$  se utiliza la tabla de distribución normal, para ello se debe determinar el área bajo la curva, la cual está dada por la siguiente ecuación

$$A = (\% \text{ de confiabilidad exigida}) - 50\%$$

$$A = 0.425$$

**Figura 20.**

Área debajo de la curva de distribución normal estándar.



$$Z_r = 1.4$$

Reemplazando en la ecuación del factor de confiabilidad encontrado en la **Figura 20** se tiene:

$$K_c = 1 - 0.08 * (1.4)$$

$$K_c = 0.888$$

- **Factor de defectos misceláneos**

$$K_m = 1$$



Reemplazando los factores en la ecuación que define  $S'_e$ :

$$S'_e = 0.78 * 0.83 * 0.75 * 1 * 0.888 * 1 * 294.3$$

$$S'_e = 126.89 \text{ [MPa]}$$

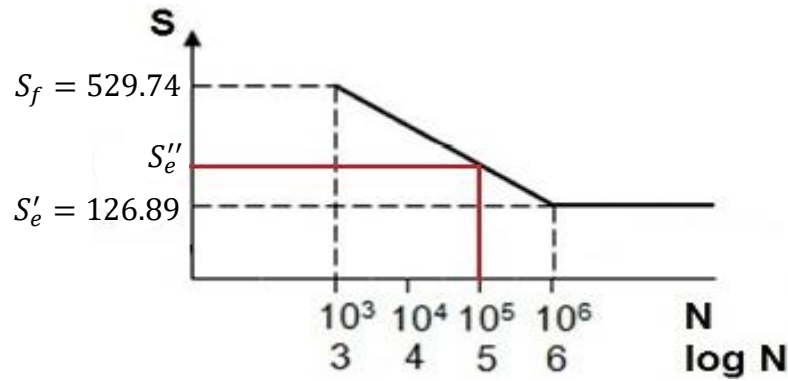
El valor de  $S'_e$  es para diseñar ejes con vida infinita, en este caso con ciclos de trabajo de 500.000, a continuación, se calcula el valor real  $S_f$  y con la **Figura 21** el valor de  $S''_e$ .

$$S_f = 0,9 * S_{ut}$$

$$S_f = 529.74 \text{ [MPa]}$$

**Figura 21.**

Diagrama S-N para e.



Nota: Diagrama extraído de (Rodríguez, 2022)

$$\frac{S_f - S'_e}{\text{Log}(10^3) - \text{Log}(10^6)} = \frac{S''_e - S'_e}{\text{Log}(5 * 10^5) - \text{Log}(10^6)}$$

$$S''_e = 167.31 \text{ [MPa]}$$

Reemplazando en la ecuación de Soderberg:

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{\sigma_m}{S_{yt}} + \frac{K_f * \sigma_a}{S''_e} \right)^2 + 4 * \left( \frac{\tau_m}{S_{ys}} + \frac{K_{fs} * \tau_a}{S'_{es}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{1}{N} = \left[ \left( \frac{0}{313.92} + \frac{1 * 61.067}{167.31} \right)^2 + 4 * \left( \frac{30.02}{181.24} + \frac{1 * 0}{167.31} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$N = 2.43$$

Así entonces se tiene un eje de acero 1045 laminado en caliente de un diámetro de 25 mm con un factor de seguridad de 2. Se considera que el factor de seguridad es aceptable ya que la teoría empleada para los cálculos fue la más conservativa.

### 3.3 Selección de chumaceras

Para el eje de las cuchillas móviles debe seleccionarse una referencia de chumacera que sostenga y permita el giro del eje en ambos extremos, para ellos se sigue el procedimiento planteado por (SKF, 2019).

- **Carga equivalente para cada chumacera:** La carga equivalente para cada chumacera será la reacción total en cada uno de los puntos de soporte de la trituradora

$$P_A = \sqrt{A_y^2 + A_z^2} = 513,55 [N]$$

$$P_D = \sqrt{D_y^2 + D_z^2} = 601,3 [N]$$

- **Condiciones de funcionamiento de las chumaceras**

En la **Tabla 12** se muestran los requisitos para seleccionar las chumaceras que soportarán la fuerza de corte:

**Tabla 12.***Requerimientos para la selección de las chumaceras*

Parámetro	Chumacera I	Chumacera II
Diámetro del eje	25 mm	25 mm
Velocidad de giro	58 rpm	58 rpm
Temperatura de funcionamiento	30 °C	30 °C
Carga radial generada por el peso de las cuchillas y la fuerza de corte	513,55 N	601,3 N

Para verificar si las chumaceras seleccionadas soportan las cargas a las que estarán expuestas es necesario comparar la carga equivalente dinámica con la carga dinámica básica  $C$ . Por medio de la relación de carga  $C/P_{eq}$ . En la **Tabla 13** se muestra la selección de los rodamientos para el diseño propuesto. Los dos rodamientos tienen la capacidad de soportar las cargas a las que estarán sometidos.

**Tabla 13.***Chumaceras seleccionadas*

	Chumacera I	Chumacera II
Referencia	FYTB 25 TF	FYTB 25 TF
Tipo de rodamiento	Rígido de bolas	Rígido de bolas
Capacidad de carga dinámica básica	14 kN	14 kN
Capacidad de carga estática básica	7.8 kN	7.8 kN
Relación de carga	18	21.3

La relación de carga es mayor a 1, lo que significa que las chumaceras son aptas para soportar las cargas de los requerimientos. Las dos chumaceras tienen el aro interior giratorio, el aro exterior fijo y dirección de carga constante, por tanto ambos tendrán ajuste de interferencia en su aro. Con la **Figura 22** se determina que: la chumacera I y la chumacera II es de bolas rígidas y deben tener una tolerancia con el eje de j6.

**Figura 22.**

Ajustes para ejes macizos

Rodamientos radiales con agujero cilíndrico					
Condiciones de la aplicación	Ejemplos	Diámetro del eje (mm) para rodamientos de bolas <sup>1)</sup>	Diámetro del eje (mm) para rodamientos de rodillos cilíndricos	CARB y de rodillos cónicos	Tolerancias CARB y de rodillos a rótula
<b>Carga rotativa sobre el aro interior o dirección indeterminada de la carga</b>					
Cargas ligeras y variables (P ≤ 0,05 C)	Transportadores, rodamientos poco cargados en reductores	≤ 25	≤ 25	—	j6 (j5) <sup>2)</sup>
		(100) a 140	(25) a 60 (60) a 140	—	k6 m6
Cargas normales y elevadas (P > 0,05 C)	Aplicaciones en general, motores eléctricos, turbinas, bombas, motores de combustión interna, engranajes, máquinas para trabajar la madera	≤ 10	—	—	j5
		(10) a 17	—	—	j5 (j5) <sup>2)</sup>
		(17) a 100	—	< 25	k5 <sup>3)</sup>
		—	≤ 30	≤ 40	k6
		(100) a 140	(30) a 50	25 a 40	m5
		(140) a 200	—	(40) a 65	m6
		—	(50) a 65	—	n5 <sup>4)</sup>
		(200) a 500	(65) a 100 (100) a 280	(60) a 100 (100) a 200	n6 <sup>4)</sup> p6 <sup>5)</sup>
—	—	> 500	—	—	p7 <sup>4)</sup>
		—	(280) a 500	(360) a 500	r6 <sup>4)</sup>
		—	> 500	> 500	r7 <sup>4)</sup>

Nota: Tomado de (SKF, 2019)

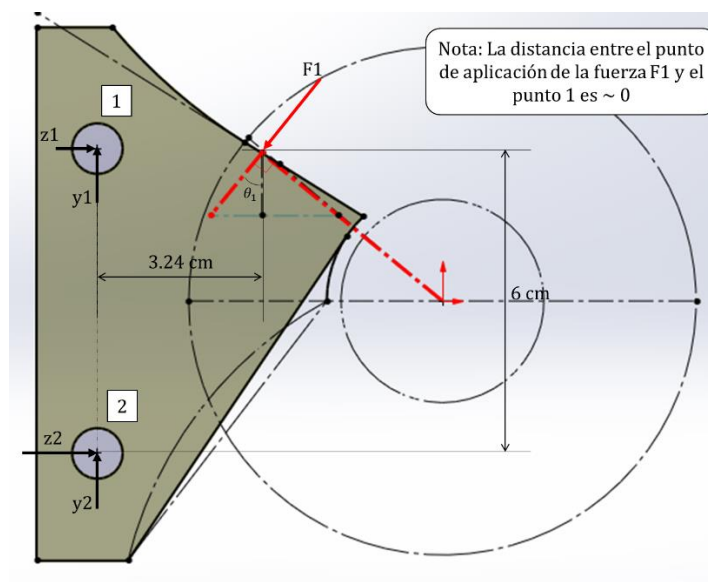
### 3.4 Eje para las cuchillas fijas

Las cuchillas fijas poseen dos ejes y las fuerzas de aplicación sobre estas tienen la misma ubicación geométrica y magnitud en el filo que las cuchillas móviles como se muestra en la Figura 23 mientras que en el separador se muestra en la Figura 24.

#### 3.3.1 Cálculo de reacciones

**Figura 23.**

D.C.L del filo de la cuchilla fija



$$\sum F_y = 0$$

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = y_1 + y_2 = F_1 * \cos(\theta_1)$$

$$-656 * \sin(39.3) + z_1 + z_2 = 0$$

$$y_1 + y_2 = 507.64 [N]$$

$$z_2 = 274.1 [N]$$

$$\sum M_2 = 0$$

$$F_1 * \cos(\theta_1) * 3.24 + z_1 * 6 - F_1 * \sin(\theta_1) * 6 = 0$$

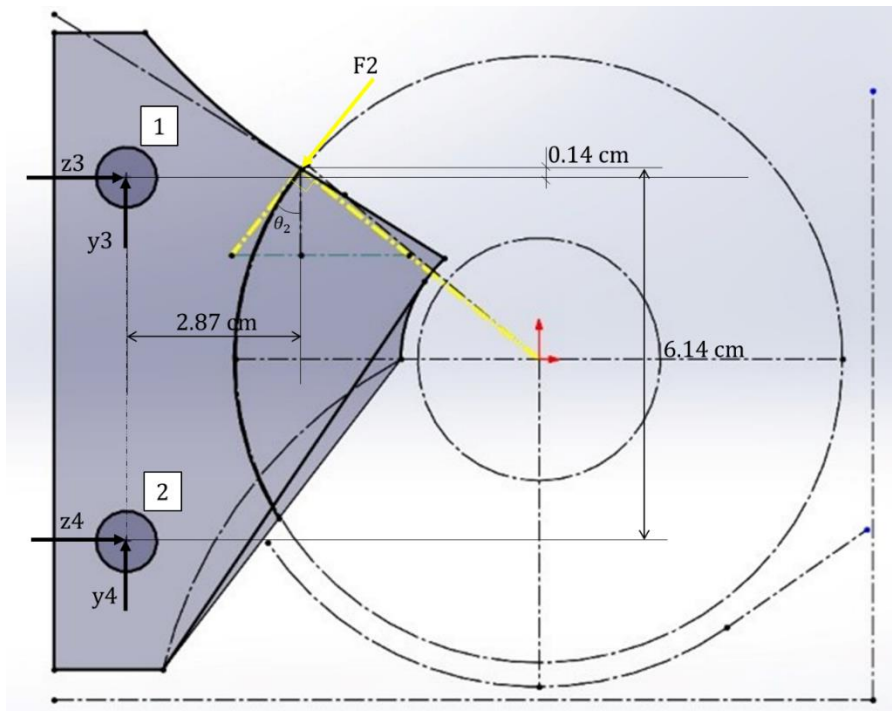
$$656 * \cos(\theta_1) * 3.24 + z_1 * 6 - 656 * \sin(\theta_1) * 6 = 0$$

$$z_1 = 141.37 [N]$$

$$y_1 = y_2 = 253.82 [N]$$

**Figura 24.**

Posición de la fuerza en el separador de la cuchilla fija.



$$\sum F_y = 0$$

$$\sum F_z = 0$$

$$\sum F_y = y_1 + y_2 = F_2 * \cos(38.71)$$

$$z_4 - F_2 * \sin(38.71) + z_3 = 0$$

$$y_3 = y_4 = 255.94 [N]$$

$$z_3 = 174.97 [N]$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$F_2 * \cos(38.71) * 2.87 - F_2 * \sin(38.71) * 0.14 = z_4 * 6$$

$$656 * \cos(38.71) * 2.87 - 656 * \sin(38.71) * 0.14 = z_4 * 6$$

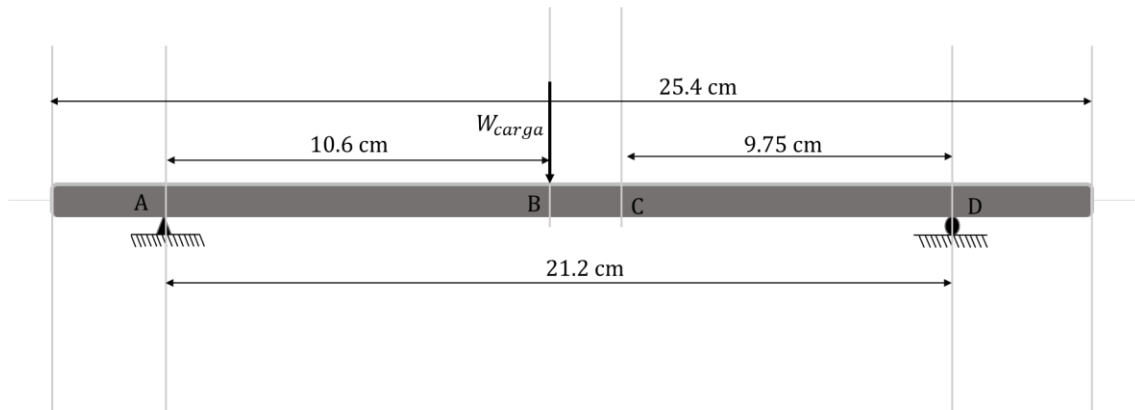
$$z_4 = 235.28 [N]$$

### 3.3.2 Dimensiones y cargas en el eje 2

Se diseña teniendo en cuenta las cargas obtenidas para el eje número 2 debido a que soporta mayores fuerzas. En la **Figura 25** se muestra las reacciones.

**Figura 25.**

Geometría del eje 2



A continuación, se calcula la fuerza por el peso de las cuchillas y los separadores:

$$W_{cuchilla} = m * g$$

$$W_{cuchilla} = 0.26411 * 9.81$$

$$W_{cuchilla} = 2.59 [N]$$

$$W_{separador} = m * g$$

$$W_{separador} = 0.21564 * 9.81 [N]$$

$$W_{separador} = 2.12 [N]$$

Donde  $W_{separador}$  es el peso de un separador de las cuchillas fijas. Con los valores anteriores se calcula el peso de la carga en el eje, como se hizo para el eje de las cuchillas móviles.

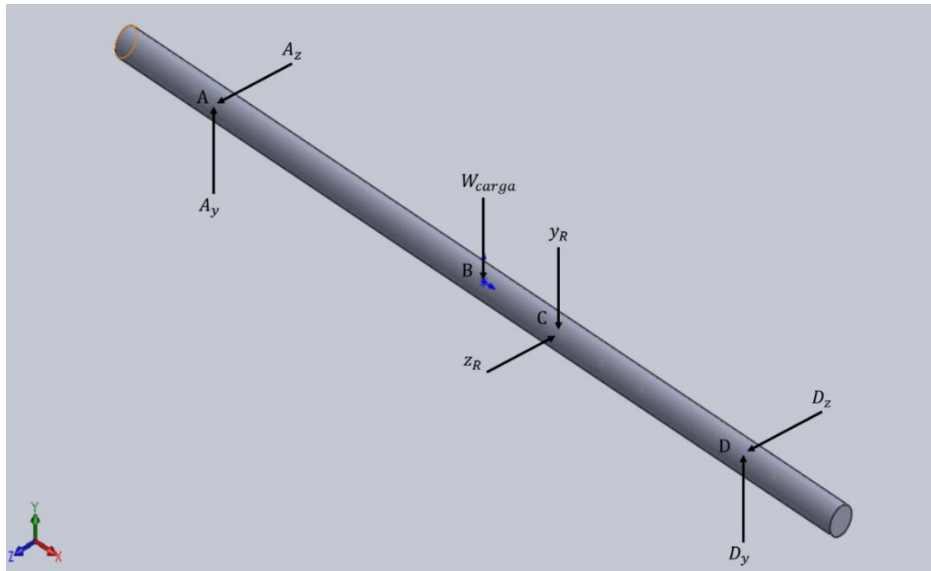
$$W_{carga} = \frac{13 * W_{cuchillas} + 12 * W_{separador}}{2} [N]$$

$$W_{carga} = 29.55 [N]$$

En la **Figura 26** se muestran los valores resultantes de las fuerzas de corte y las demás fuerzas que actúan en el eje, para el diseño se hicieron dos aproximaciones importantes a tener en cuenta. En primera instancia se asumió que todo el peso de las cuchillas se encuentra en el centro del eje y como segunda consideración se asumió que dicho peso pasa verticalmente por los ejes de las cuchillas fijas; ahora bien, haciendo un análisis podemos ver que en la primera consideración estamos haciendo más crítico el eje y en consecuencia el factor de seguridad real de dicho eje será mayor al factor de seguridad que elijamos.

**Figura 26.**

Fuerzas en el eje #2



$$y_R = 2 * y_2 + y_4 = 763.58 \text{ [N]}$$

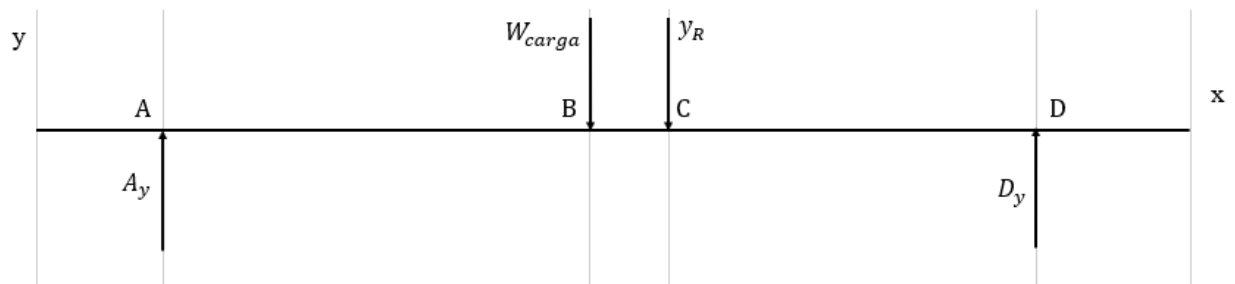
$$z_R = 2 * z_2 + z_4 = 783.5 \text{ [N]}$$

### 3.4.1 Plano XY

En la **Figura 27** se observa el D.C.L del eje en el plano XY.

**Figura 27.**

Fuerzas en el plano XY.



$$\sum M_A = 0$$

$$D_y = 427.18 \text{ [N]}$$

$$10.6 * W_{carga} + 11.45 * y_R = 21.2 * D_y$$

$$10.6 * 29.55 + 11.45 * 763.58 = 21.2 * D_y$$

$$\sum F_y = 0$$



$$A_y + D_y = W_{carga} + y_R$$

$$A_y + D_y = 793.13 \text{ [N]}$$

$$A_y + D_y = 29.55 + 763.58$$

$$A_y = 365.95 \text{ [N]}$$

### 3.4.2 Plano XZ

$$\sum M_A = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$11.45 * z_R = 21.2 * D_z$$

$$A_z + D_z = z_R$$

$$11.45 * 763.58 = 21.2 * D_z$$

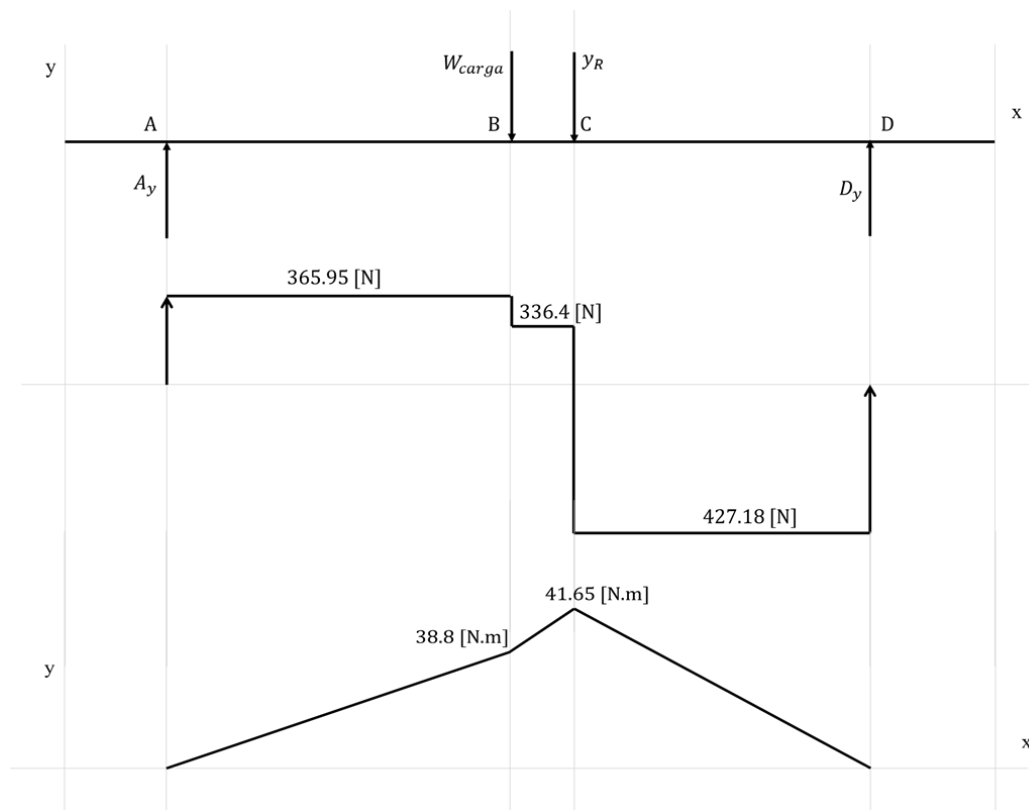
$$A_z + D_z = 783.5$$

$$D_z = 423.2 \text{ [N]}$$

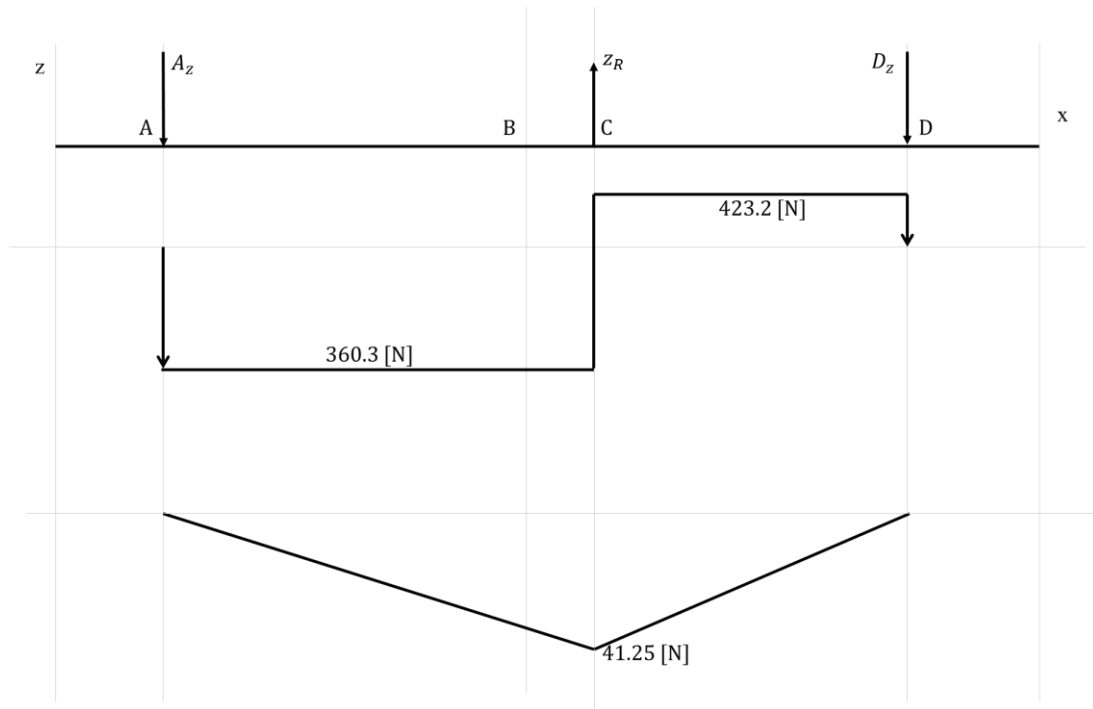
$$A_z + 423.2 = 783.5 \text{ [N]}$$

$$A_y = 360.3 \text{ [N]}$$

### 3.4.3 Diagrama de esfuerzos cortantes y momento flector para el plano XY



### 3.4.4 Diagrama de esfuerzos cortantes y momentos en el plano XZ



### 3.4.5 Análisis de puntos críticos

Como se observa el punto C es el que presenta más fuerzas de corte y momentos, por lo que se calcula el momento y fuerza resultante allí:

$$M_{RC} = \sqrt{41.25^2 + 41.65^2} = 58.6 \text{ [N.m]}$$

Como no hay momento torsor y carga axial se consideran como cero.

### 3.3.7.1 Cálculo de esfuerzos

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M * C}{I}$$

Asumiendo un  $d=15.9 \text{ mm}$  (5/8'')

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{58.6 * 0.00795}{\frac{\pi}{64} * (0.0159)^4}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 148.5 \text{ [MPa]}$$

Los concentradores de esfuerzos ( $K_f$ ) es igual a 1, debido a que el eje es de sección circular. El material que seleccionado para cálculos posteriores es SAE 1045 que sus propiedades están en la

**Tabla 14:**

**Tabla 14.**

*Propiedades del acero SAE 1045.*

SAE 1045		
Tipo de esfuerzo	Unidades	
	MPa	KSI
Esfuerzo último ( $S_u$ )	500	72.52
Esfuerzo a la fluencia ( $S_{yt}$ )	780	113.13

Los esfuerzos medios y alternos son los siguientes y se resumen en la **Tabla 15:**

Esfuerzos flectores:

$$\sigma_{max} = 148.5 \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{min} = -148.5 \text{ [MPa]}$$

**Tabla 15.**

*Resultados fuerzas en el eje #2 de las cuchillas fijas.*

Variables	Fórmula	Resultado [MPa]
Esfuerzo medio flector ( $\sigma_m$ )	$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$	0
Esfuerzo alterno flector ( $\sigma_a$ )	$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - (-\sigma_{min})}{2}$	148.5

### 3.4.6 Criterio de Soderberg para cargas dinámicas puras

$$\sigma_a = \frac{S_e''}{N_{AF}} \left( 1 - \frac{\sigma_m}{\frac{S_{yt}}{N_{AF}}} \right) \quad \frac{1}{N_{AF}} = \frac{\sigma_a}{S_e''} + \frac{\sigma_m}{S_{yt}}$$

Donde:

$N_{AF}$  es el factor de seguridad antifatiga.

El cálculo del límite a la resistencia sigue el mismo procedimiento usado para el eje de las cuchillas fijas, por lo que se disponen las variables a continuación:

$$S_e = 0.5 * S_u$$

$$S_e = 390 \text{ [MPa]}$$

$$S'_e = K_s * K_d * K_l * K_t * K_c * K_m * S_e$$

$$S'_e = K_s * K_d * K_l * K_t * K_c * K_m * 390$$

$$K_l = 1$$

$$K_c = 0.897$$

$$K_s = 0.71$$

$$K_t = 1$$

$$K_d = 0.9$$

$$K_m = 1$$

Reemplazando los parámetros en la ecuación que define  $S'_e$ :

$$S'_e = 0.71 * 0.9 * 1 * 1 * 0.897 * 1 * 390$$

$$S'_e = 223.5 \text{ [MPa]}$$

Como el eje solamente está sometido a cargas flectoras entonces:

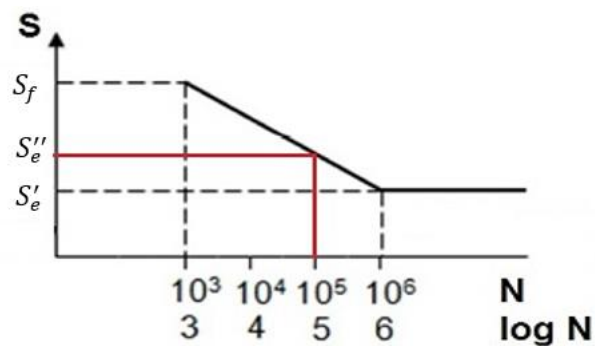
$$S_f = 0.9 * S_u$$

$$S_f = 0.9 * 780$$

$$S_f = 702 \text{ [MPa]}$$

**Figura 28.**

*Diagrama ciclos por resistencia a la fatiga*



Así, para 500.000 ciclos en la Figura 28, el  $S_e''$  es igual a:

$$\frac{S_f - S_e'}{\log(10^3) - \log(10^6)} = \frac{S_e'' - S_e'}{\log(5 * 10^5) - \log(10^6)}$$

$$S_e'' = 271.1 \text{ [MPa]}$$

Reemplazando en la ecuación que define el factor de seguridad para antifatiga:

$$\frac{1}{N_{AF}} = \frac{\sigma_a}{S_e''} + \frac{\sigma_m}{S_{yt}} \qquad \frac{1}{N_{AF}} = \frac{148.5}{271.5} + \frac{0}{248.1}$$

$$N_{AF} = 1.83$$

### 3.5 Diseño de la criba

El diseño de la criba se realiza por medio del método pasante de malla Bouso. Este procedimiento consiste en usar varios factores para encontrar la superficie de mallado, el concepto y los rangos empíricos de cada parámetro fueron tomados de la tesis “*Diseño de una maquina trituradora de plástico para la fábrica La Paz*” (Miranda, 2014) y del material de clase de la Universidad Politécnica de Cartagena “*Tema 6: Clasificación directa. Cribado*” (Perales, 2011). Primero se debe calcular la superficie de tamizado a partir de los siguientes parámetros:

$$S = \frac{T}{B * f_T}$$

Donde:

$S$  es la superficie necesaria para el tamiz  $\{m^2\}$

$T$  son los sólidos de alimentación que debe pasar por la malla  $\left\{\frac{\text{toneladas}}{h} \rightarrow \frac{5}{1000} \left[\frac{t}{h}\right]\right\}$

$B$  es la capacidad básica de alimentación o pasante  $\left[\frac{\text{toneladas}}{m^2 * h}\right]$

$f_T$  es el factor de corrección

Para calcular el factor de corrección se deben hallar los siguientes términos:

### 3.5.1 Factor de Densidad Específica Aparente ( $f_D$ )

Está basado en un producto de densidad aparente de 1,6 g/cm<sup>3</sup>:

$$f_D = \frac{\rho_a}{1.6} \quad f_D = \frac{1.4}{1.6} = 0.875$$

Donde:  $\rho_a$  es la densidad aparente del material a procesar (PET: 1.4 g/cm<sup>3</sup>).

### 3.5.2 Factor de rechazo ( $f_R$ )

Las partículas que no pasan el tamaño de clasificación son consideradas de rechazo. Un 25% de la capacidad básica de alimentación se denomina partículas de rechazo, por lo tanto, un porcentaje fuera del mencionado habría que corregirlo. A continuación, se muestra la **Tabla 16** del factor de rechazo.

**Tabla 16.**

*Factor de rechazo*

Porcentaje de rechazo (%)	Factor de rechazo ( $f_R$ )
0	1.10
5	1.08
10	1.06
15	1.04
20	1.02
25	1.00
30	0.98
35	0.96
40	0.94
45	0.92
50	0.90

En este caso es de 30 % donde el  $f_R$  es de 0.98

### 3.5.3 Factor de Semitamaño ( $f_S$ )

Para un  $f_S = 1$  el valor de partícula inferiores a la mitad del tamaño de clasificación es de 40% según el factor anterior. Ver **Tabla 17**.

**Tabla 17.***Factor de semitamaño.*

Porcentaje de semitamaño (%)	Factor de semitamaño ( $f_s$ )
0	0.50
5	0.55
10	0.60
15	0.65
20	0.72
25	0.77
30	0.85
35	0.92
40	1

En este caso es de 10 % donde el  $f_s$  es de 0.60.

### 3.5.4 Factor de Rendimiento, $E$ ( $f_e$ )

La capacidad básica está calculada para tener una eficiencia del 94%, ya un valor que se salga de este rango se debe corregir con el factor de rendimiento. Ver **Tabla 18**.

**Tabla 18.***Factor de Rendimiento*

Rendimiento, E (%)	Factor de eficiencia ( $f_e$ )
98	0.60
96	0.85
94	1
92	1.05
90	1.12
85	1.26
80	1.41

En este caso es de 96 % donde el  $f_e$  es de 0.85

### 3.5.5 Factor de Cribado en seco ( $f_h$ )

Este valor se utiliza para cribado en seco o con una humedad (H) menor al 9%, el valor se determina en la **Tabla 19**.

**Tabla 19.***Factor de cribado en seco.*

Humedad %	Factor de corrección ( $f_h$ )
$\leq 3$	1.00
$3 < H \leq 6$	0.85
$6 < H \leq 9$	0.75
$H > 9$	No se aplica, se debe cribar en húmedo

En este caso es de  $3 < H \leq 6$  donde el  $f_h$  es de 0.85.

### 3.5.6 Factor de apertura de malla ( $f_m$ )

El factor depende de la geometría de la malla, si es redonda, cuadrada, o rectangular según la **Tabla 20**.

**Tabla 20.***Factor de apertura de malla.*

Tipo de Abertura		Factor de abertura ( $f_m$ )
<b>Cuadrada</b>		1.0
<b>Redonda</b>		0.8
<b>Rectangular</b>	$2 < l/a < 3$	1.15
$l = \text{largo}$	$3 < l/a < 6$	1.20
$a = \text{ancho}$	$l/a > 6$	1.25

En este caso como es redonda entonces el  $f_m$  es de 0.8.

### 3.5.7 Factor de área libre ( $f_o$ )

Podría establecerse que la capacidad de cribado es directamente proporcional a la superficie libre (Miranda, 2014) en el cálculo de este factor se considera el tipo y el material de la malla según una malla de acero de modelo medio y un área de 50%. Ver **Tabla 21**.



**Tabla 21.***Factor de área libre.*

Superficie Libre	Factor $f_o$
35	0.60
40	0.70
45	0.80
50	0.90
55	1.00
60	1.10
65	1.20
70	1.40
75	1.50
80	1.60

En este caso es de 50 % donde el  $f_e$  es de 0.90

### 3.5.8 Capacidad básica (B)

Se calcula a partir de la luz de malla y el tipo de producto que saldrá, si carbón, natural o triturado, para este diseño será la última opción. Ver **Tabla 22**.

**Tabla 22.***Capacidad básica.*

Luz de malla mm	Material		
	Carbón	Triturado	Natural
0.8	2.6	3.4	4.4
1.0	2.8	3.7	4.9
1.3	3.1	41.0	5.5
2.0	4.0	5.3	7.1
4.0	6.0	8.0	10.5
5.6	7.5	10.0	13.0
6.3	8.1	10.8	14.0
8.0	9.4	12.5	16.0
10.0	10.8	14.4	18.6
12.5	12.5	16.6	21.5
16.0	14.3	19.0	25.1
20.0	16.5	22.0	29.0

Para una luz de malla de 8 mm, entonces se tiene un B de  $12.5 \left[ \frac{t}{m^2 \cdot h} \right]$

### 3.5.9 Factor de posición ( $f_p$ )

Es el factor que indica los pisos de tamiz en este caso como tiene un solo piso, será de 1.

$$f_p = 1.0$$

### 3.5.10 Cálculo del factor de corrección

Entonces para encontrar el factor de corrección, se tiene:

$$f_T = f_D * f_R * f_S * f_e * f_h * f_m * f_o$$

$$f_T = 0.875 * 0.98 * 0.60 * 0.85 * 0.85 * 0.8 * 0.90$$

$$f_T = 0.2676$$

### 3.5.11 Cálculo de la capacidad básica corregida

$$B_c = B * f_T$$

$$B_c = 12.5 * 0.2676$$

$$B_c = 3.345 \left[ \frac{t}{m^2 * h} \right]$$

### 3.5.12 Cálculo superficie del tamiz

$$S = \frac{T}{B * f_T}$$

$$S = \frac{5}{1000 * 3.345} = 0.014947 [m^2]$$

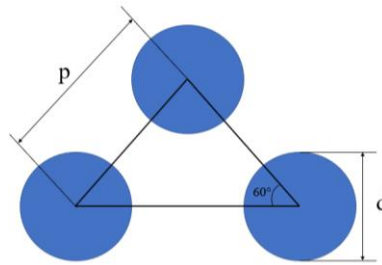
$$S = 14.95 [cm^2]$$

### 3.5.13 Cálculo de las dimensiones de los orificios del tamiz

Las perforaciones tienen un patrón establecido en la **Figura 29**, donde se halla el valor de cada parámetro más adelante.

**Figura 29.**

Esquema de las perforaciones del tamiz.



$$\text{Área libre \%} = 90.7 \left( \frac{d}{p} \right)^2$$

Donde:

Área libre % es la estimada en el factor de área libre (50%).

$d$  es el diámetro de los orificios en mm (10 mm).

$p$  es el paso de las perforaciones en mm.

Con la ecuación anterior se reemplaza y se despeja para encontrar el paso.

$$50\% = 90.7 \left( \frac{10}{p} \right)^2$$

$$p = 13.47 \text{ [mm]}$$

### 3.6 Ficha técnica

A continuación, en la Figura 30 se presenta la ficha técnica del diseño propuesto para la extrusora de la planta prototipo para la fabricación de pellets y filamento.

**Figura 30.**

Ficha técnica trituradora propuesta de diseño.


FICHA TÉCNICA TRITURADORA PARA PLÁSTICO		
Tipo de Trituradora		Único Eje Cuchillas
Capacidad/Rendimiento		6 Kg/h
N° de Operarios		1
Potencia	Inversor	Sí
	Motor	1 HP 220V 60 Hz Trifásico
	Diametro del Eje	25 mm
	Long Eje	442 mm
Cuchillas	N° Cuchillas fijas	13
	N° Cuchillas móviles	12
	Grosor de la Cuchilla	8 mm
Tolva	Apertura de la Tolva	29,7 mm x 37 mm
	Volumen de la Tolva	16240 cm <sup>3</sup>
	N° de Botellas al tiempo	2 de 250 ml

4. Actividades de intervención

De acuerdo con el informe del análisis funcional y la propuesta de diseño planteada, se decide realizar las siguientes actividades sobre la máquina. Se muestran en la **Tabla 23**.

**Tabla 23.**

*Actividades de intervención en la trituradora*

SITUACIÓN	ACTIVIDAD	FOTOGRAFIA	RESULTADO
La máquina no tiene un sistema de protección eléctrica en caso de una sobrecarga o calentamiento.	Se determina el amperaje de operación, aprox. 8A y se decide poner una caja eléctrica con un Breaker C45N C10A Wusley, un juego de contactor LC1-D0910 Telemecanique con un Rele térmico 7A - 10A Para 220v 2HP CHINT que reacciona ante el aumento del amperaje y apaga el equipo.		Se instala un sistema eléctrico de la máquina, que ejerce control en caso de una emergencia o una contingencia eléctrica.

Toda máquina industrial debe llevar un indicador de funcionamiento y un accionador de entrada de energía. No tiene indicador, ni accionador. Además, que la energía de la máquina llega directamente al inversor, lo que genera daños permanentes en el motor de la trituradora.

Se decide poner un piloto y una muletilla que evidencie el ingreso de energía al sistema y permita observar que se encuentra funcionando correctamente.



La instalación ofrece un sistema eléctrico de calidad industrial con accionador e indicador de funcionamiento, la energía pasa primero por la caja eléctrica antes de llegar al inversor, permitiendo un mejor procesamiento de la energía.

La máquina se encuentra conectada directamente al totalizador de la caja eléctrica del laboratorio. Esto no es práctico, la máquina debe ser portable, y poderse trasladar.

Se instalan un juego de clavija para la máquina, con las especificaciones eléctricas necesarias: 220v Trifásico 20A.



La trituradora ahora es portable y se puede conectar a cualquier red Trifásica de 220v.

No hay una información concreta de las características y parámetros de funcionamiento de la máquina como una guía, o ficha técnica.

Se caracteriza los elementos que componen la máquina y se realiza un informe funcional para extraer los parámetros de operación de la máquina como rpm, tipo de transmisión de potencia, etc.



Parte del propósito de mostrar una ficha técnica es difundir la información y que el operario tenga conocimiento acerca de los parámetros de funcionamiento como también de las medidas generales de la máquina.

La operación de la trituradora luego de las actividades de intervención es mucho más segura para el usuario. Los arreglos eléctricos realizados extienden la vida útil de la máquina. En la **Figura 31** se muestra el resultado final en la

**Figura 31.**

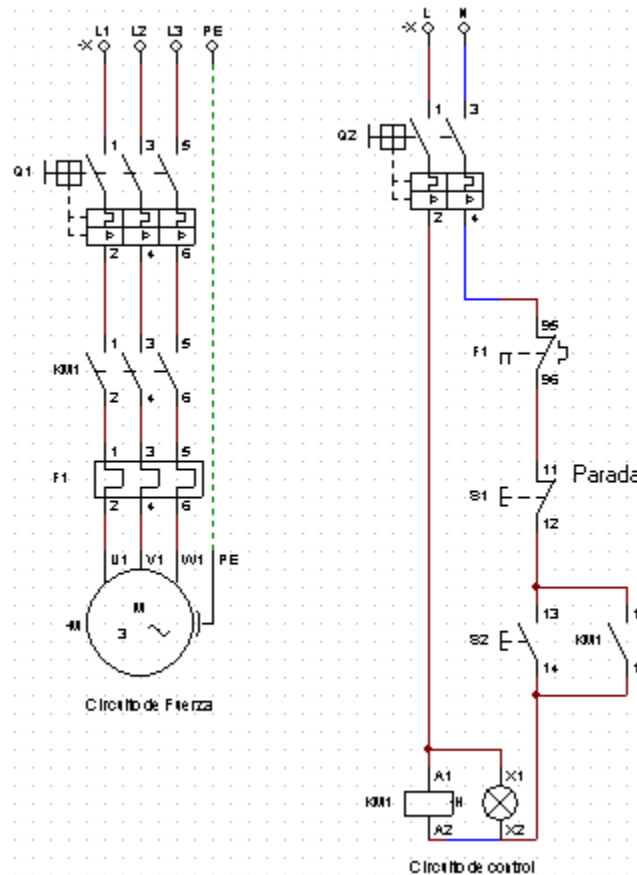
*Resultado final de las actividades de intervención en la trituradora del laboratorio*



Como parte final de la intervención se realizó un estudio de los componentes eléctricos de la trituradora, y se planteó un diagrama eléctrico del motor, como se muestra en la **Figura 32**.

**Figura 32.**

*Diagrama eléctrico del motor.*



El circuito de fuerza del motor de la trituradora es una conexión directa que cuenta con los componentes de protección Breaker (Q1) y Relé térmico (F1) que protegen al sistema de cortos circuitos y sobre cargas, además cuenta con un contactor (KM1) como elemento de maniobra para el circuito de control. Mientras, el circuito de control es de pulsador con enclavamiento, el cual permite que el motor funcione una vez se deje de pulsar, cuenta con un testigo de encendido.



### Referencias Bibliográficas

- Awaja, F., & Pavel, D. (2005). Recycling of PET. *European Polymer Journal*, 41, 1453–1477.  
doi:<https://doi.org/10.1016/j.eurpolymj.2005.02.005>
- Cía, General de Aceros. (18 de Abril de 2020). *Acerca de nosotros: CGA*. Obtenido de Cía. General de Aceros S.A: <https://www.cga.com.co/producto/acero-aisi-sae-1045/>
- Gaitan, D. F. (2018). *Diseño de un molino triturador para polímeros termoplásticos para la empresa industria Recuplast SAS*. Colombia: Universidad Libre. Obtenido de <https://repository.unilibre.edu.co/handle/10901/11605>
- García Sánchez, M. d. (2017). *Ingeniería básica de una planta de producción de Polietileno Tereftalato*. Sevilla, España: Universidad de Sevilla.
- Hamrock, B. J., Jacobson, B., & Schmid, S. R. (2000). *Elementos de Máquinas*. México, D.F.: McGraw Hill.
- Hamrock, B., Jacobson, B., & Schmid, S. (2000). *Elementos de máquinas*. México, D.F: McGraw Hill.
- Lork Industrial SL. (2022). Ficha Técnica PET. Barcelona, España. Obtenido de <https://www.lorkindustrias.com/downloads/fichastecnicas/fichaTecnicaPET.pdf>
- MatWEB. (2022). *Polyethylene Terephthalate (PET), Unreinforced*. Ficha Técnica. Recuperado el 2022, de <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=a696bdcdff6f41dd98f8eec3599eaa20>
- Miranda, W. (2014). *DISEÑO DE UNA MAQUINA TRITURADORA DE PLÁSTICO PARA LA FABRICA LA PAZ*. La Paz: UNIVERSIDAD MAYOR DE SAN ANDRES.

- Perales, A. (2011). Material de clase. En A. Perales, *Tema 6: Clasificación directa. Cribado* (pág. 63). Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena. Obtenido de [https://ocw.bib.upct.es/pluginfile.php/5551/mod\\_resource/content/1/Tema\\_6\\_-\\_Cribado.pdf](https://ocw.bib.upct.es/pluginfile.php/5551/mod_resource/content/1/Tema_6_-_Cribado.pdf)
- Reductores y potencia SAS. (2022). *Cotización motorreductor de 1 HP*. Bucaramanga.
- Rodríguez, H. (2022). *Ingemecanica*. Obtenido de [ingemecanica.com](https://ingemecanica.com): <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn217.html>
- SKF. (2019). *Rodamientos*. Gotenburgo, Suecia: Grupo SKF. Obtenido de [https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000\\_1-ES\\_tcm\\_201-121486.pdf](https://www.skf.com/binaries/pub201/Images/0901d19680416953-Rolling-bearings---17000_1-ES_tcm_201-121486.pdf)