

UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA

FACULTAD DE INGENIERÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA Y MECATRÓNICA

DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS 1

2021-2

Moledora de maíz eléctrica

Autores:

Andrés Holguín R.
Eduardo Henao M.
Juan M. Rubio V.
Santiago Marín B.
Yeison D. Vega R.

Docente:

Ing. Adriana Fernanda
Sierra Alarcon

Índice

1. Resumen	1
Nomenclatura	1
2. Introducción	1
3. Capítulo 1: Identificación y análisis del problema	2
3.1. Descripción general del problema	2
3.2. Identificación y requerimientos de clientes	3
3.2.1. Identificación de Clientes	3
3.2.2. Requerimientos del Cliente	3
3.3. Especificaciones de ingeniería	3
3.3.1. Consideraciones y Contexto	3
3.3.2. Parámetros Existentes	3
3.3.3. Parámetros de Diseño de Máquina	4
3.4. Estudio de dispositivos similares	5
3.4.1. Opción 1: Base con motor eléctrico y molino manual acoplable.	6
3.4.2. Opción 2: Molino industrial.	7
3.4.3. Opción 3: Molino eléctrico con contenedor de recolección.	9
3.4.4. Opción 4: Molinillo de grano eléctrico/comercial.	11
4. Capítulo 2: Diseño conceptual	12
4.1. Marcos de Referencia	12
4.1.1. Marco Teórico	12
4.1.2. Estado del Arte	12
4.2. Planeación del proyecto	13
4.3. Definición de parámetros	14
4.4. Sistema y subfunciones	15
4.5. Diseño de bocetos	17
4.5.1. Boceto 1	18
4.5.2. Boceto 2	18
4.5.3. Boceto 3	19
4.6. Selección del mecanismo	20
5. Diseño de detalle	24
5.1. Diseño paramétrico	24
5.1.1. Eje	24
5.1.2. Cuña	37
5.1.3. Soldadura	38
5.1.4. Tornillos	40
5.2. Diseño por selección	44
5.2.1. Selección del motor	44
5.2.2. Transmisión flexible	45
6. Conclusiones y recomendaciones	47
6.1. Conclusiones	47
6.2. Recomendaciones	47

7. Cronograma	47
8. Referencias	48
9. Anexos	48
9.1. Memoria extensa de cálculo	48
9.2. Plano de fabricación	48

1. Resumen

La fabricación de arepas caseras es una tarea repetida diariamente en diferentes hogares colombianos. El gasto físico requerido para alcanzar altos niveles de producción es excesivo en algunos casos y eso sugiere que una modificación orientada a la automatización. Dicha modificación mecánica a la máquina requiere un proceso de diseño completo, pasando por los requerimientos de diseño hasta un desarrollo conceptual.

Nomenclatura

F	Fuerza
h	Horas
HP	Horse power
in	Pulgadas
L	Longitud
lbs	Libras
min	Minutos
N	Newton
P	Potencia
RPM	Revoluciones por minuto
T	Torque
V	Voltaje
W	Watt
w	Velocidad angular

2. Introducción

Los procesos de molienda son procesos fundamentales para el procesamiento de ciertos granos, entre otros alimentos. Para este proyecto, es de nuestro interés analizar el proceso de molienda del maíz blanco.

El proceso de molienda de maíz se puede realizar de forma industrial o a pequeña escala. La molienda industrial es un proceso a gran escala el cual busca altas tasas de producción. Por otro lado, se tienen los procesos de molienda caseros, los cuales se usan para pequeños lotes de producción de material molido. El proyecto surge de un caso particular de estudio en donde se tiene un molino de maíz manual en un municipio ubicado en el departamento del Cesar. Este molino de maíz se usa semanalmente para preparar la masa necesaria con el objetivo de hacer arepas. El problema surge al momento de la molienda ya que al ser manual es un proceso exhaustivo para el usuario, además

de esto, la productividad que se puede llegar a tener está limitada por las capacidades físicas de la persona que está moliendo.

Como producto de la problemática presente a la hora de moler maíz, a raíz de las limitantes físicas del usuario de la moledora, es posible establecer como objetivo la automatización de este proceso de molienda. Esto en búsqueda de ahorrarle al dueño de la moledora o a la persona que desea hacer arepas de maíz, el esfuerzo de molienda. Además de esto se busca reducir los tiempos de molienda para una cantidad definida de masa para arepas a producir. Por lo anterior es posible establecer que el objetivo general de este proyecto es; aumentar la tasa de producción de masa para arepas y disminuir o idealmente eliminar el esfuerzo físico requerido para llevar a cabo la labor de molienda respecto a la molienda manual de granos de maíz blanco.

Para lograr este objetivo, se va a seguir una metodología ágil de diseño. Esta metodología se denomina , tipo espiral según el autor Ullman[1] y busca generar varias etapas con respectivos entregables los cuales forman parte de un consolidado final. En conclusión en este proyecto se busca mediante una metodología en espiral de diseño, automatizar la molienda de maíz para la producción de arepas.

3. Capítulo 1: Identificación y análisis del problema

3.1. Descripción general del problema

Los molinos manuales de maíz son máquinas que requieren un alto esfuerzo físico del usuario y además tienen lotes de producción que dependen del estado físico de la persona a moler. Es por lo anterior que en general se tienen lotes de producción limitados lo cual hace que sea necesario hacer turnos de molienda consecutivos para poder cumplir con las necesidades de producción de arepas. Teniendo en cuenta lo anterior el problema se puede resumir en:

Problema:

Bajas tasas de producción y alto esfuerzo físico respecto a la molienda manual de granos de maíz.

Objetivos:

Principal:

- Aumentar la tasa de producción y disminuir o eliminar el esfuerzo físico respecto a la molienda manual de granos de maíz.

Específicos:

- Aumentar la velocidad de molienda de granos de maíz a partir de la implementación de un motor eléctrico como fuente de potencia al sistema.
- Disminuir el esfuerzo motriz del operario de la máquina durante el proceso de molienda de granos de maíz.
- Diseñar un sistema de transmisión de potencia y uniones mecánicas apropiadas para moler granos de maíz.

3.2. Identificación y requerimientos de clientes

3.2.1. Identificación de Clientes

Dado que esta maquina no es para un contexto de producción masiva, si no para usos de pequeña escala, es posible definir ciertos perfiles de clientes que requieren producir arepas pero para lotes que no entran dentro del contexto industrial.

- Para este proyecto se tienen como clientes potenciales, personas del común que desean tener una moledora automática para producir lotes de cantidades discretas de arepas del orden de 30 arepas semanales.
- Los clientes potenciales pueden ser todos aquellos que tengan pequeños negocios de venta de arepas los cuales requieran aumentar su productividad y por ende sus ganancias.
- Los clientes, según el origen del problema son personas que habitan municipios Caribe colombiano, los cuales tienen un poder adquisitivo limitado.

3.2.2. Requerimientos del Cliente

- El cliente requiere que la máquina a diseñar sea asequible para un Colombiano que gana el salario mínimo.
- Se requiere que la máquina a diseñar no ocupe un espacio mayor a un metro cuadrado en área
- Se requiere que la máquina no sea genere mucho ruido dado que va a estar presente en entornos como viviendas privadas
- Se requiere que la máquina se fácilmente desmontable y con fácil acceso a repuestos
- Se requiere que la máquina tenga una vida útil superior a 10 años.
- se requiere que la máquina sea de fácil mantenimiento

3.3. Especificaciones de ingeniería

La sección de especificaciones de ingeniería es clave para el entendimiento del problema y desarrollo del producto, ya que con esto se logran cuantificar los parámetros a tener en cuenta en etapas posteriores de diseño conceptual y de detalle.

3.3.1. Consideraciones y Contexto

Para realizar un correcto proceso de designación y cuantificación de los parámetros de diseño, fue necesario realizar un estudio de campo de una máquina funcional, para poder dar una aproximación a los valores y tasas de producción, así como parámetros mecánicos como las revoluciones por minuto y el torque aplicado.

3.3.2. Parámetros Existentes

A partir de este estudio de campo se pudieron parametrizar todas las magnitudes físicas relacionadas al correcto funcionamiento de la máquina de molienda manual. Este trabajo de campo consistió en un trabajo de molienda, donde se molió aproximadamente 6.5 tasas de maíz. Este proceso produjo suficiente masa para 12 arepas, donde se tardó 24 minutos con 30 segundos toda la molienda.

Con todo y lo anterior, es posible determinar todos los cálculos requeridos. Cada tasa consta de un volumen de aproximadamente 250 cm^3 , motivo por el cual, al producir 6.5 tasas, se requirió 1625 cm^3 de maíz húmedo.

Con base a este volumen total, teniendo en cuenta que se lograron realizar 12 arepas, entonces se puede determinar que se necesitan $\approx 135,42 \text{ cm}^3$ de materia prima para cada arepa. Con base a estos resultados, es posible determinar dos tasas directamente proporcionales, la tasa de producción de arepas por minuto, y la tasa de molienda de maíz por minuto.

$$Tasa_M = \frac{Vol_{total}}{T} = \frac{1625 \text{ cm}^3}{24,5 \text{ min}} = 66,3265 \text{ cm}^3 \text{ min}^{-1}$$

$$Tasa_A = \frac{Arepas}{T} = \frac{12 \text{ arepas}}{24,5 \text{ min}} = 0,4898 \text{ arepas min}^{-1}$$

Sumado a estos valores de las tasas de producción, es necesario determinar el torque y velocidad de funcionamiento para este proceso. A partir de este proceso de molienda, se determinó la velocidad de rotación de la manivela con un periodo de análisis de 30 segundos.

$$\omega_M = \frac{N_{vueltas}}{T} = \frac{24vueltas}{30s} \cdot \frac{60 s}{1 \text{ min}} = 48 \text{ RPM} = 5,0265 \text{ rad s}^{-1}$$

Por último, se necesita conocer el torque constante que debe ejercerse para moler adecuadamente el material. A partir de las medidas de la moledora, se tiene una manivela de largo $0,28 \text{ m}$, y se tenía que ejercer una fuerza de $\approx 30 \text{ N}$ para girarla. Con base a esto, se tiene que el torque de la máquina debe ser:

$$T = F_{Brazo} \cdot L_{manivela} = 30 \text{ N} \cdot 0,28 \text{ m} = 8,4 \text{ Nm}$$

Con esto se da finalizada la parametrización de la moledora manual.

3.3.3. Parámetros de Diseño de Máquina

Ya teniendo los parámetros de la máquina preliminar, es posible determinar los parámetros a tener en cuenta para la máquina a diseñar.

A partir de una tasa de $\approx 0,5$ de forma manual, el parámetro principal de la máquina es que sea capaz de producir 2 arepas por minuto.

$$Tasa = 2 \text{ arepas min}^{-1}$$

Con base a estos valores, se tiene un aumento de la producción de:

$$H = \frac{Tasa}{Tasa_A} = \frac{2 \text{ arepas min}^{-1}}{0,4898 \text{ arepas min}^{-1}} = 4,0833$$

Esto quiere decir que en mismo tiempo de 24.5 minutos en que se realizaron las 12 arepas de forma manual, la moledora a diseñar debe ser capaz de producir 49 arepas.

Con base a este rendimiento, es posible calcular la tasa volumétrica de molienda de la moledora:

$$Tasa = H \cdot Tasa_M = 4,08 \cdot 66,3265 \text{ cm}^3 \text{ min}^{-1} = 270,8333 \text{ cm}^3 \text{ min}^{-1}$$

Ahora bien, para generar esta nueva tasa, es necesario determinar los valores de torque y velocidad de la moledora. Esto se realizará a partir de la relación entre potencias y tasas de ambas moledoras.

$$\begin{aligned}\frac{Tasa}{Tasa_M} &= \frac{P}{P_M} \\ H &= \frac{P}{P_M} \\ H &= \frac{\omega \cdot T}{\omega_M \cdot T_M}\end{aligned}$$

Cabe mencionar que el torque se va a mantener constante para ambas moledoras: $T = T_M$, motivo por el cual el parámetro a determinar de la moledora es su velocidad de funcionamiento. De este modo, se tiene que:

$$\begin{aligned}\omega &= \frac{H \cdot \omega_M \cdot T_M}{T} \\ \omega &= H \cdot \omega_M \\ \omega &= 4,0833 \cdot 48 \text{ RPM} = 196 \text{ RPM} \\ \omega &= 20,5251 \text{ rad s}^{-1}\end{aligned}$$

Por último, ya teniendo la velocidad y torque de la moledora, se puede determinar la potencia de salida de la máquina para que esta pueda producir la tasa de molienda deseada:

$$P = T \cdot \omega = 8,4 \text{ Nm} \cdot 20,5251 \text{ rad s}^{-1} = 172,4106 \text{ W}$$

Con esto se da por finalizada la parametrización y definición de requerimientos de la moledora.

3.4. Estudio de dispositivos similares

Para tener un panorama más claro del tipo de mecanismo que se está diseñando se realiza un estudio de mercado de productos similares y se comparan diferentes factores operativos. Primero se realiza una descripción detallada de los elementos que conforman cada opción, y al final se construye un cuadro comparativo para analizar las mejores características de cada una.

3.4.1. Opción 1: Base con motor eléctrico y molino manual acoplable.



Figura 1: Dispositivo comercial 1a.[2]

La primera opción es una estructura de hierro muy rudimentaria a la cual se asegura un motor de 1/2 caballo, a este se conecta una transmisión por dos poleas y correa la cual se une a un molino tradicional anclado por el mecanismo del propio molino al perfil de la estructura de hierro. Justo frente al motor se ubica una base a modo de parrilla para apoyar un contenedor plástico para recoger la molienda obtenida. El mecanismo está limitado por la cantidad de maíz humedecido que cabe en el compartimento del molino tradicional.



Figura 2: Dispositivo comercial 1b.[2]

Como se mencionó anteriormente, el sistema es alimentado por un motor monofásico con las siguientes características.

- Potencia: 1/2HP

- Potencia de apoyo: 2000W
- Tensión nominal: 115V
- Velocidad nominal: 3550 rpm
- Diámetro de taladro: 4.571 in
- Dirección de rotación: Contrario al sentido del reloj

Esta máquina posee una productividad medida en la cantidad de libras capaz de generar por hora, esta información no aparece implícita en la ficha técnica pero se realiza una estimación con la información del motor y el sistema de molienda obteniendo así:

- Maíz: 100 lbs/h
- Arroz: 120 lbs/h
- Trigo: 85 lbs/h

Y en caso de querer realizar el refinamiento de algunos granos se presentan los siguientes datos:

- Granos de soya: 85 lbs/h
- Arroz molido: 85 lbs/h

3.4.2. Opción 2: Molino industrial.



Figura 3: Dispositivo comercial 2a.[3]

La segunda opción es un sistema industrial de molienda, todo el sistema está montado en una estructura de perfiles de hierro calibre 19 recubiertos con pintura electrostática martillada, en la zona inferior de la estructura sobre un sistema de rieles dedicados a la tensión de las poleas se instala un motor de inducción eléctrico con sus respectivas capacitancias y campana de aire de enfriamiento. El sistema de dos niveles está conectado por dos poleas y una correa para transmitir el movimiento. El sistema de molienda está compuesto por un molino manual de hierro modificado para acoplar una tolva de acero inoxidable y en los discos de molienda se anexa un plato del mismo material para evitar

pérdidas por acumulación de molienda a la salida del molino. Todo este molino está asegurado a la estructura mediante tornillería y el eje que conecta el molino con la polea está asegurado y regulado por chumaceras, por último la estructura permite soportar dos canastas con material, una para recoger la molienda y otro para almacenar el trigo humedecido previo al proceso de molienda.



Figura 4: Dispositivo comercial 2b.[3]

Como se mencionó anteriormente, el sistema es alimentado por un motor de inducción eléctrico con las siguientes características.

- Potencia: 1HP
- Potencia de apoyo: 3500W
- Tensión nominal: 110V
- Velocidad nominal: 1730 rpm
- Diámetro de taladro: 5.204 in
- Dirección de rotación: Contrario al sentido del reloj

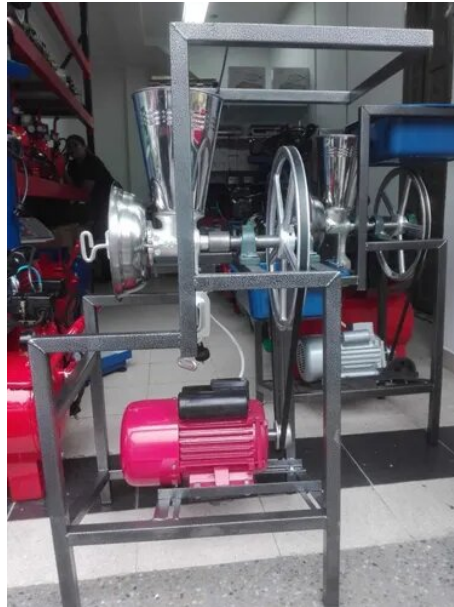


Figura 5: Dispositivo comercial 2c.[3]

Esta máquina posee una productividad medida en la cantidad de kilos capaz de generar por hora, se realiza la conversión pertinente a libras para listar algunas producciones para ciertos insumos:

- Maíz: 140.9 lbs/h
- Arroz: 182.3 lbs/h
- Trigo: 150.4 lbs/h

Y en caso de querer realizar el refinamiento de algunos granos se presentan los siguientes datos:

- Granos de soya: 150.4 lbs/h
- Arroz molido: 150.4 lbs/h

3.4.3. Opción 3: Molino eléctrico con contenedor de recolección.



Figura 6: Dispositivo comercial 3a.[4]

La opción 3 es una versión simplificada de la explicada anteriormente, esta se compone de una base de perfiles cuadrados de acero. En la estructura se fija un motor monofásico sobre rieles para tensionar la polea y en la parte superior se atornilla un molino tradicional con accesorios de acero inoxidable (tolva, plato recolector). Ambas partes se conectan mediante una transmisión flexible y a la salida del molino la estructura permite ubicar un recipiente plástico para la recolecta de molienda. Es una máquina mucho más pequeña y compacta que el molino industrial de la opción 2 por lo tanto el volumen de producción disminuye como se verá más adelante.



Figura 7: Dispositivo comercial 3b.[4]

Como se mencionó anteriormente, el sistema es alimentado por un motor monofásico con las siguientes características.

- Potencia: 1 1/2HP
- Potencia de apoyo: 3000W
- Tensión nominal: 115V
- Velocidad nominal: 1735 rpm
- Diámetro de taladro: 5.592 in
- Dirección de rotación: Contrario al sentido del reloj

Esta máquina posee una productividad medida en la cantidad de libras capaz de generar por hora, a continuación se listan algunas producciones para ciertos insumos:

- Maíz: 107.4 lbs/h
- Arroz: 125.6 lbs/h
- Trigo: 95.8 lbs/h

Y en caso de querer realizar el refinamiento de algunos granos se presentan los siguientes datos:

- Granos de soya: 95.8 lbs/h
- Arroz molido: 95.8 lbs/h

3.4.4. Opción 4: Molinillo de grano eléctrico/comercial.



Figura 8: Dispositivo comercial 4a.[5]

La cuarta opción consultada es un molinillo de grano eléctrico conformado por una base metálica de perfiles de acero a la cual va atornillado un motor eléctrico monofásico, este motor cuenta con sus respectivas capacitancias y campana de aire de enfriamiento. A este motor va acoplado el sistema de molienda dentro de una carcasa fabricada en material galvanizado de hierro fundido, al interior de esta se ubica un mecanismo de molienda diferente al tradicional. La carcasa es de fácil acceso para el mantenimiento de los platos, posee cavidad para evacuar la molienda y en la parte superior permite acoplar una tolva de acero inoxidable o algún material con tratamiento térmico.



Figura 9: Dispositivo comercial 4b.[5]

Como se mencionó anteriormente, el sistema es alimentado por un motor monofásico con las siguientes características.

- Potencia: 3HP
- Potencia de apoyo: 3000W
- Tensión nominal: 110V
- Velocidad nominal: 1700 rpm
- Diámetro de taladro: 5.906 in
- Dirección de rotación: Contrario al sentido del reloj

Esta máquina posee una productividad medida en la cantidad de libras capaz de generar por hora, a continuación se listan algunas producciones para ciertos insumos:

- Maíz: 132,3 lbs/h
- Arroz: 165.3 lbs/h
- Trigo: 110.2 lbs/h

Y en caso de querer realizar el refinamiento de algunos granos se presentan los siguientes datos:

- Granos de soya: 110.2 lbs/h
- Arroz molido: 110.2 lbs/h

4. Capítulo 2: Diseño conceptual

4.1. Marcos de Referencia

4.1.1. Marco Teórico

Las máquinas de molienda se componen usualmente de diferentes etapas, cada una encargada de una función muy especial. Usualmente se tiene una etapa de almacenamiento de material, compuesta por sistemas de almacenamiento, usualmente tolvas, que mantienen el material en constante flujo al interior del dispositivo. Dichas tolvas envían el material a la siguiente etapa, denominada la etapa de transporte. Dicha etapa tiene la función, valga la redundancia, de transportar la materia prima hacia la zona de molienda. Este transportes es completamente mecánico, realizado usualmente por un tipo de tornillo extrusor cuya función inmediata no es calentar y fundir el material, sino netamente llevarlo a la zona de molienda. Este transporte puede tener un poco de zona de molienda pero no es la funcionalidad final. La zona de molienda final tiene como objetivo moler la materia prima y dejarla como tipo masilla. Dicha molienda se da mediante dos discos rotando, con estrías que generan la ruptura de las partículas de material. Usualmente estos discos deben poseer un endurecimiento superficial para aumentar la resistencia al desgaste de la pieza.

4.1.2. Estado del Arte

En la era digital, la automatización es inminente. Muchas de las máquinas moledoras recurren a incorporar transmisiones de potencia (rígidas y flexibles) para poder reducir el contacto humano en el proceso. Diferentes técnicas se emplean pero en su mayoría carecen de proceso de diseño.

4.2. Planeación del proyecto

Debido a la naturaleza del proyecto y al tipo de producto a desarrollar, se decide elegir una planeación de tipo "Espiral" para el proyecto, teniendo en cuenta lo siguiente (Ullman, 2008):

- Este tipo de modelo de planeación es de metodología ágil, implicando que se hacen modificaciones y reestructuraciones en cortos lapsos de tiempo.
- Tras cada etapa o fase se define un entregable parcial. Tras completar todas las fases, los entregables parciales constituirán el entregable final.
- Tras cada fase se determinan nuevos requerimientos o modificaciones a los anteriores

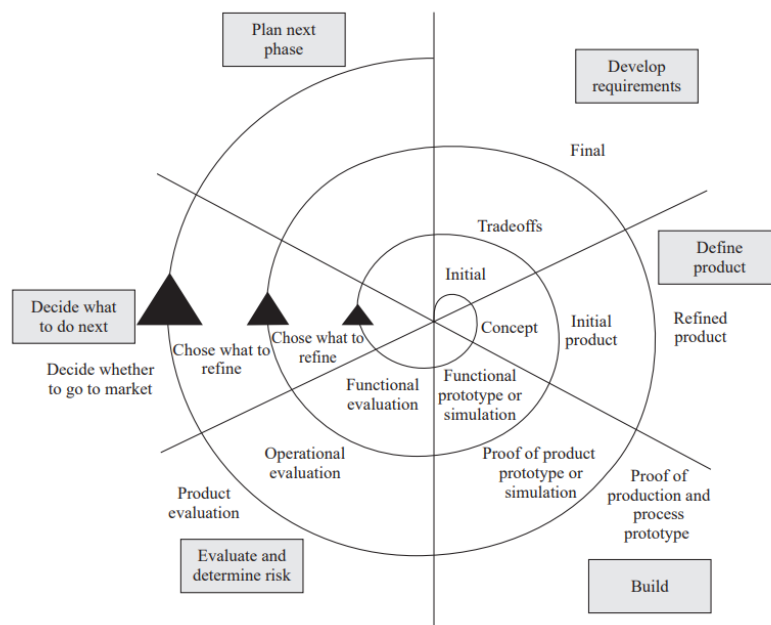


Figura 10: Ejemplo de planeación en espiral. [1]

Se definen las siguientes etapas, todas sujetas a posibles cambios a lo largo del tiempo:

1. Definición Conceptual: Esta etapa consiste en dos sub-etapas en serie:

- a) **Parámetros:** Se definirán las consideraciones de diseño con una cuantificación inicial.

Entregable: parámetros cuantificados.

- b) **Bocetos:** Se realizarán diferentes bocetos de diferentes alternativas de solución.

Entregable: bocetos.

- c) **Selección del mecanismo:** Se realizará la selección de la mejor alternativa mediante matrices de selección.

Entregables: Matriz de Decisión y Bocetos finales del diseño elegido.

2. Modelo analítico:

- a) **Análisis cinemático:** Análisis de desplazamiento, velocidades y aceleraciones de los elementos del sistema.

Entregables: Memoria de cálculo cinemático.

- b) **Análisis cinético:** Análisis de cargas y momentos presentes en los elementos.

Entregables: Memoria de cálculo cinético.

- c) **Análisis de resistencia estática y dinámica:** Análisis de comportamiento mecánico de las piezas, teniendo en cuenta el material a emplearse y las cargas a las que se somete.

Entregable: Memoria de cálculo de resistencia.

- d) **Análisis de rigidez y vibraciones:** Verificación de deflexiones, deformaciones no deseadas y vibraciones asociadas al funcionamiento de cada pieza.

Entregable: Memoria de cálculo de rigidez y vibraciones.

3. Modelos gráficos y CAD:

- a) **Modelado de piezas CAD:** Implementación de los cálculos analíticos en un programa CAD para diseñar las piezas.

Entregables: Modelos CAD por pieza.

- b) **Ensamble CAD:** Ensamble general de la máquina teniendo en cuenta ajustes y tolerancias.

Entregables: Ensamblajes Locales y Generales.

- c) **Simulación de funcionamiento:** Simulaciones en software de FEM o en CAD para verificar condiciones críticas y factores de seguridad.

Entregables: Reportes de Simulación

- d) **Planos de ensamble y manufactura:** Generación de los planos de la máquina.

Entregables: Planos de ensamble y de manufactura.

4. Prototipo

- a) **Fabricación del eje de transmisión de potencia:** Proceso de manufactura asociado a diferentes piezas, de ser posible en condiciones actuales.

Entregables: Piezas en físico (de ser posible)

- b) **Pruebas de funcionamiento:** Pruebas a piezas manufacturadas (si hay).

Entregables: Reportes de funcionamiento.

4.3. Definición de parámetros

Con base a los resultados obtenidos en la Sec.3.3, se pueden definir puntualmente todas las especificaciones a tener en cuenta en el diseño conceptual. De este modo, a continuación se va a mostrar un breve resumen de las magnitudes físicas asociadas al dispositivo a diseñar.

- Tasa de arepas: $Tasa_{arepas} = 2 \text{ arepas } \text{min}^{-1}$
- Tasa volumétrica de molienda: $Tasa_{vol} = 270,83 \text{ cm}^3 \text{ min}^{-1}$
- Torque requerido: $T = 8,4 \text{ Nm}$
- Velocidad del eje de molienda: $\omega = 20,53 \text{ rad s}^{-1}$

- Potencia de salida: $P = 172,41 \text{ W}$

Dicho esto, se puede avanzar a la generación de conceptos y alternativas.

4.4. Sistema y subfunciones

El sistema global de molienda de maíz se dividió en tres subsistemas principales, determinados y divididos a partir de tres subfunciones que se detectaron del sistema global. Primero se nos encontramos con el sistema de molienda, en el cual se comprende el molino y todos los elementos que lo conforman y que se encargan de la molienda de maíz. En este sistema encontramos elementos como la tolva, el tornillo extrusor, los discos de molienda y todos los elementos internos del molino, y finalmente la salida del molino. Todos estos elementos se encargan de realizar la molienda de maíz. Luego se presenta el sistema de transmisión, el cual se encarga de transmitir la potencia desde el motor seleccionado hasta el eje del molino, el cual es el mismo eje en el cual se encuentra el tornillo extrusor y los discos de molienda. Este sistema se encuentra conformado por diferentes elementos según el sistema de transmisión que se seleccione posteriormente, ya sea una transmisión flexible por poleas o correas, o una transmisión rígida por algún tipo de engranes. Finalmente, encontramos la estructura o sistema de soporte, el cual cumple la subfunción de sostener y soportar el peso del todo sistema, además de brindar la rigidez necesaria para el correcto y adecuado funcionamiento de este. A continuación se presentaran los tres subsistemas y la descripción de las opciones tenidas en cuenta para la solución de las subfunciones.

1. **Sistema de molienda:** Para el sistema de molienda se considero que el sistema de molido del tornillo de extrusión junto con los discos de molienda era adecuada, y luego al investigar y observar que todos los dispositivos similares utilizaban este sistema, se decidió mantener este sistema como la opción adecuada. Sin embargo, como parte de este sistema se consideraron diferentes opciones para la entrada y la salida del maíz. Se consideraron tolvas cónicas y cuadradas de diferentes tamaños para el suministro del maíz a la cámara principal; mientras que en la salida se considero la opción de una rampa de salida por la que deslizara el maíz molido, o en el otro caso, ningún elemento a la salida, si no que simplemente el maíz cayera sobre el recipiente, ya que esta masa de maíz molido no necesita de mayor delicadeza al tratarlo. Adicionalmente, se tomaron en cuenta los métodos de conexión del dispositivo a la estructura, donde la primera opción considerada para la solucionar la conexión fue mediante soldadura, mientras que la segunda opción es mediante una unión pernada.
2. **Sistema de Transmisión:** Para el sistema de transmisión se propusieron y tuvieron en cuenta tres opciones diferentes, dos de transmisión rígida y una de transmisión flexible, las cuales presentan sus ventajas y desventajas en busca de cumplir su función. Dentro de las transmisiones rígidas, se estudiaron como opciones una sistema de transmisión de engranajes rectos y una sistema sin fin corona. EL primero caracterizado por presentar una relación de velocidad estable, además son bastante sencillos de fabricar y logran transmitir cantidades de potencia muy altas; sin embargo, el dispositivo no necesita de grandes potencias, además con respecto a las necesidades del proyecto, estos engranajes presentan un nivel de ruido bastante considerable, lo cual es un inconveniente, teniendo en cuenta que el molidor tiene como objetivo el hogar colombiano y no la industria. En el caso del sistema sin fin corona encontramos que este permite trabar en espacios pequeños, se utiliza cuando se tienen ejes perpendiculares y presenta una alta reducción de velocidad (así no se necesite en el presente dispositivo); sin embargo presenta un bajo rendimiento. Por ultimo, la tercera opción de solución es un sistema de transmisión por poleas, el cual permite transmitir potencia entre ejes que no se encuentren en el mismo plano

vertical u horizontal, es decir, que no sean paralelos, presenta un nivel bajo de ruido, requieren poco mantenimiento y son económicos, sin embargo se presentan altas perdidas y presentan un alto deterioro frente a las condiciones ambientales.

3. **Estructura:** Para la estructura se presento como opción general para la función, un sistema de perfiles de acero, los cuales dan firmeza y estabilidad al molino, además de soportar sin problema el peso del molino. Para las uniones de los perfiles se considero como la mejor opción la soldadura, ya que soportan adecuadamente según los requerimientos. Por ultimo, para el soporte del motor se presentan dos opciones, la primera, una base comprada por catalogo según el motor, y la segunda elaborar una base en la parte inferior de la estructura construida.

Una vez completada la etapa de diseño de la estructura, se emplean perfiles según norma ISO de dimensiones 50x50x2.5 para generar la estructura base, todas estas uniones producidas por soldadura, del mismo modo se ubican unas laminas rectangulares en los dos niveles de la estructura para posteriormente instalar los diferentes componentes del sistema de molienda. Obteniendo así:

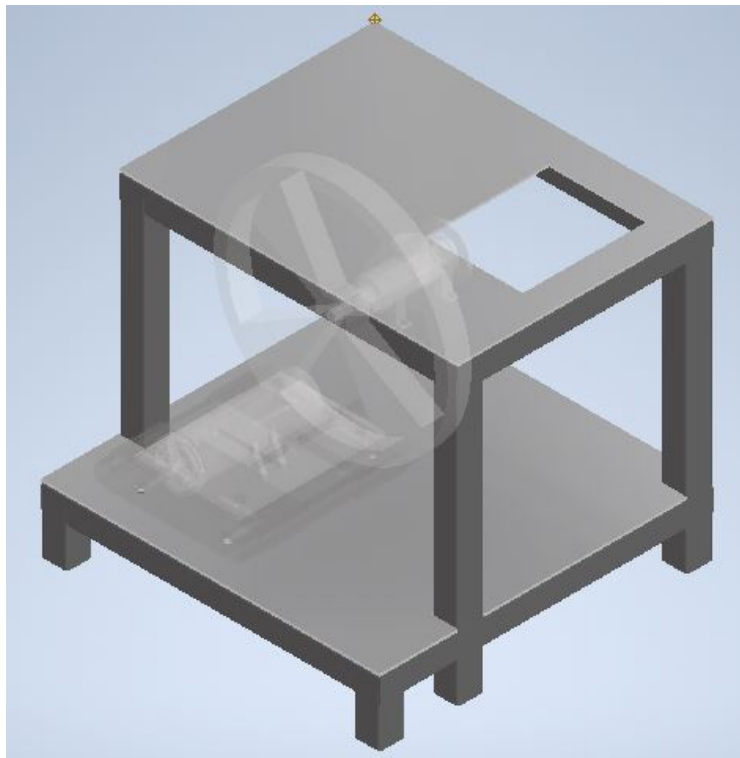


Figura 11: Frame o estructura de soporte.

El material de la estructura se conforma por perfiles de acero A572 grado 5, y las placas base de aluminio 6061, en dichas bases se realizan perforaciones para asegurar los elementos base motor y la carcasa del molino, obteniendo así el esquema completo del sistema.

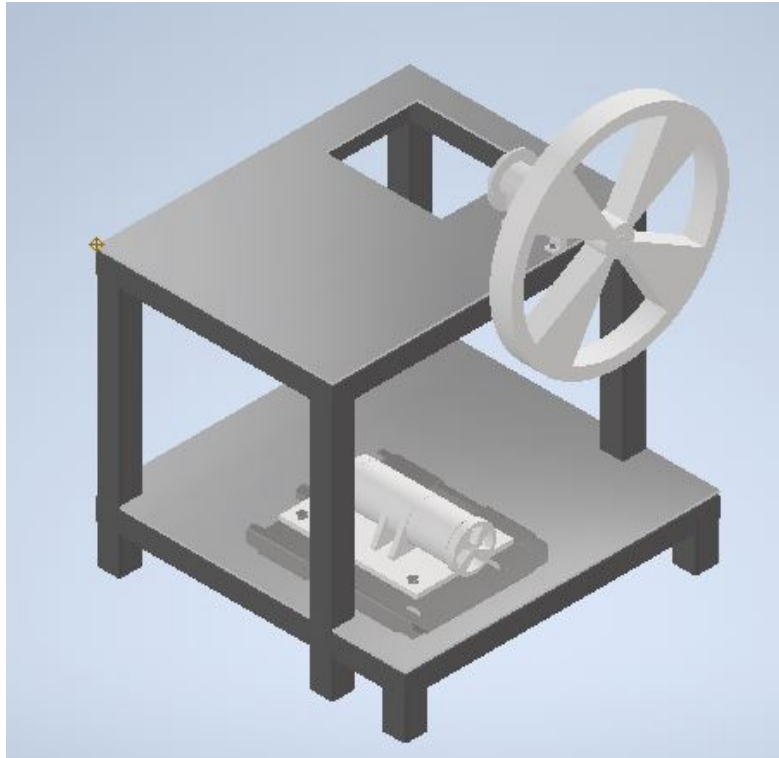


Figura 12: Esquema con elementos montados.

4.5. Diseño de bocetos

A partir de las especificaciones de ingeniería descritas en el capítulo uno, junto con los requerimientos de los clientes y luego de estudiar las alternativas presentes en el mercado, se llevaron a cabo los bocetos de tres alternativas distintas, en los cuales es posible apreciar de forma general el concepto y las características principales del dispositivo.

Ahora bien, para el proceso de desarrollo de estos los bocetos, se tuvieron en cuenta principalmente los siguientes subsistemas y elementos: La transmisión de potencia desde el motor hasta el molino de maíz, la estructura y lugar de trabajo sobre la cual se asienta el molino, las uniones entre la estructura y el piso, las uniones entre el molino y la estructura y el molino, junto con cualquier modificación que se considerara pertinente realizarle.

Dentro de los subsistemas y aspectos descritos anteriormente, el método de transmisión se presenta como el mas relevante y diferencial, ya que es la etapa en la cual se empleara la mayor parte del tiempo del proceso de diseño. En esta etapa, inicialmente se consideraron múltiples métodos de transmisión de potencia, como lo son la transmisión por poleas y correas de fricción, transmisión por cadena y ruedas dentadas y transmisión por engranes, que a su vez pueden ser cilíndricos, cónicos y tornillo sin fin. En cada uno de los bocetos ilustrados mas adelante, es posible apreciar un tipo diferente de transmisión.

Luego, con base en el sistema de transmisión seleccionada para cada boceto, se continuo desarrollando el sistema, donde la estructura se encontraba influenciada por el método de transmisión y la posición del motor con respecto al molino, ya que por ejemplo en el caso del tornillo sin fin el motor debe encontrarse al nivel del molino, mientras que con los otros mecanismos de transmisión, el motor puede encontrarse a diferente altura del molino, ahorrando espacio y permitiendo que el motor se encuentre en el suelo junto con su respectiva bases.

Adicionalmente, se realizaron cambios al molino base, agregando en algunos casos una tolva de mayor capacidad y un recipiente a la salida del molino, sin embargo, en los tres bocetos los molinos presentan las mismas características de funcionamiento, siendo este un tornillo extrusor que transporta el maíz hasta los dos platos que se encargan de moler el maíz. Por ultimo, en los bocetos también es posible apreciar las uniones entre el molino y la base, además de la unión de la estructura y el piso, uniones que en los tres bocetos elaborados son atornilladas. Mas adelante en el presente informe se presentaran cada uno de de los bocetos con su descripción y posterior selección.

4.5.1. Boceto 1

La primera opción de diseño contemplada para este proyecto se muestra a continuación.

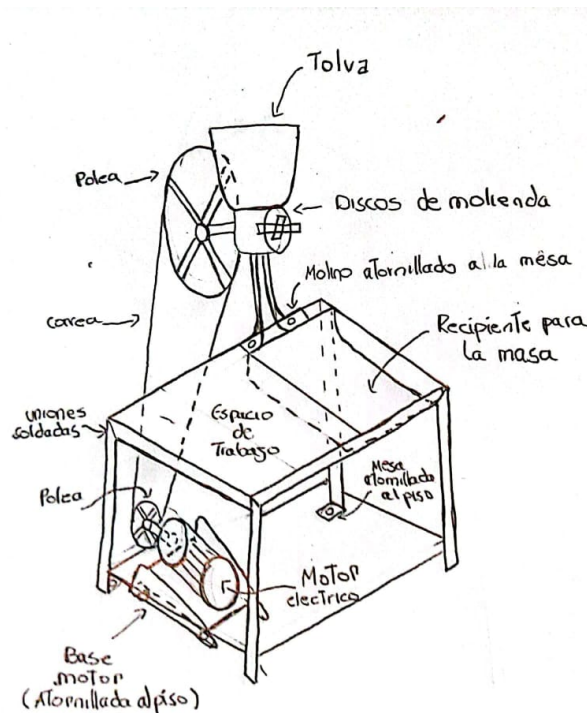


Figura 13: Boceto 1. Autoría propia.

El primer boceto se compone de una base de 2 niveles, en el primer nivel se ubica una base tensio-nante junto a un motor eléctrico, en el segundo nivel está el sistema tradicional de molienda. Ambos componentes están conectados mediante una transmisión flexible. Al eje de salida del motor y al tornillo de molienda se acoplan dos poleas y se conectan mediante una correa plana para transmitir el movimiento.

Se considera una adaptación a la entrada de maíz al molino anexando una tolva para mayor capacidad, el sistema de molienda es idéntico al molino manual salvo un sombrero en la salida de la molienda para evitar grumos.

4.5.2. Boceto 2

La segunda opción contemplada se muestra en la figura 3.

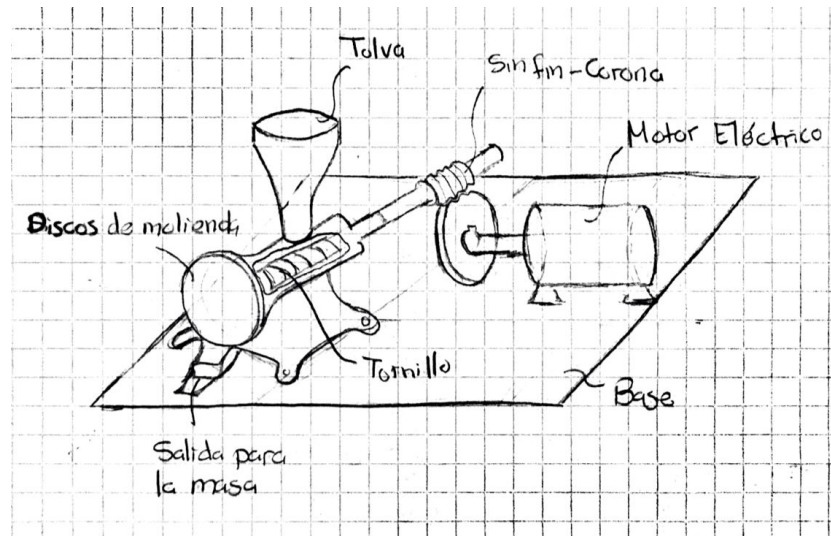


Figura 14: Boceto 2. Autoría propia.

Para el boceto 2 se tiene un mecanismo de 1 solo nivel en el cual se ubican 3 componentes. El primero es un motor eléctrico sobre una base amortiguante, la salida del motor conecta a un reductor sinfin-corona dentro de una caja metálica para proteger sus componentes. El otro extremo del sinfin-corona conecta al sistema de molienda. todos los elementos van sujetos al suelo,

Otras consideraciones del diseño son el sistema de molienda tradicional con una tolva adaptada para mantener constante la producción constante.

4.5.3. Boceto 3

A continuación, se muestra la tercera opción de diseño del mecanismo de molienda de trigo.

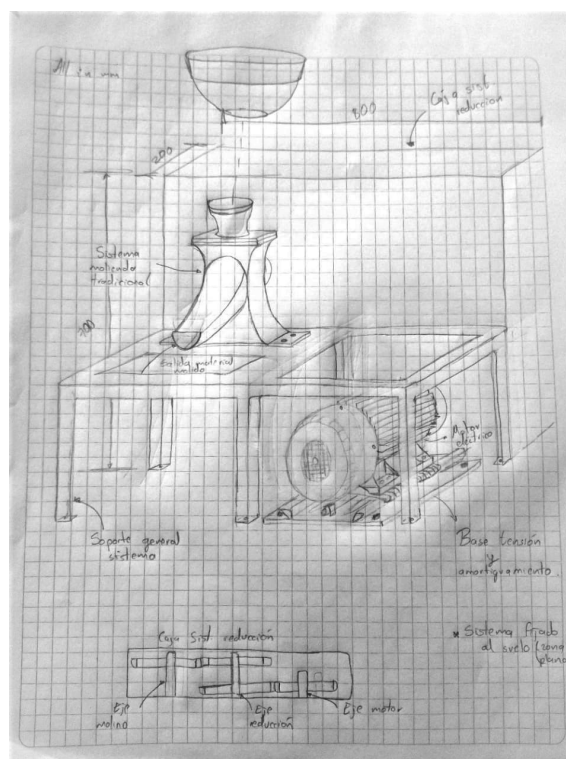


Figura 15: Boceto 3. Autoría propia.

Se plantea una estructura de dos niveles y una caja metálica en la parte posterior para proteger y mantener el mecanismo de transmisión.

En la base de la estructura se ubica una base amortiguante sobre la cual va montado un motor eléctrico encargado de generar el movimiento del sistema, la salida del motor se conecta a una etapa reductora de engranes integrada por 4 engranes y un eje montados dentro de la caja metálica para aislar y proteger los componentes. Finalmente, la etapa reductora se conecta al eje del molino y se completa el movimiento para generar la molienda de trigo.

Algunos elementos adicionales de diseño son el modelo de molino empleado, una adaptación del tradicional molino manual para permitir mayor capacidad de producción además de una tolva para almacenar maíz y tener una producción ininterrumpida. En la estructura a la salida del molino hay una apertura para ubicar costales o algún elemento extra para almacenar la molienda producida.

Finalmente, a partir de los tres bocetos presentados anteriormente se realizara la selección, escogiendo uno de ellos, bajo los criterios que se definirán mas adelante. Por ultimo, se debe tener en cuenta que el diseño elegido esta sujeto a cambios y no representa necesariamente el diseño final, para el cual es necesario realizar el proceso de diseño de detalle y sus respectivos cálculos, ilustrados en el capítulo 3 del presente documento.

4.6. Selección del mecanismo

A partir de la generación de los tres bocetos, se realizó una selección por matrices de decisión, partiendo de ciertos criterios considerados como claves para una aplicación de este tipo, que son:

- Tasa de producción.
- Volumen total.
- Peso total.
- Complejidad de diseño.
- Espacio requerido.
- Facilidad montaje/desmontaje.
- Mantenimiento de piezas.
- Repuestos.
- Seguridad del mecanismo.
- Disponibilidad de componentes y materiales.
- Precio total.
- Vida útil.

Todos estos criterios fueron establecidos debido a que se consideran que tienen un peso importante a la hora de realizar la selección de un mecanismo para diseñar. Ahora bien, no todos tienen la misma importancia, criterios como cumplir la tasa de producción, la complejidad de diseño, el precio y vida útil de la máquina resultan más importantes que el espacio requerido y facilidad de montaje, sin desmeritar la importancia de estas últimas. Con base en este planteamiento de prioridades en los criterios de selección, se va a establecer una ponderación variable entre 0.5 y 2 para todos estos criterios, con el fin de realizar adecuadamente la toma de decisiones. De este modo, las matrices de decisión se

van a realizar con base a la matriz de Pugh, donde cada miembro del equipo de trabajo realiza su propia matriz y al final se toma una decisión conjunta. Cabe resaltar que bajo esta metodología uno de los bocetos (boceto 1) va a ser el punto de referencia a analizar donde todos su valores de los criterios de estandarizan a 0, y los otros bocetos serán comparados con la referencia y asignado un valor comparativo adecuado entre -2 y 2. Con todo y lo anterior, se obtuvieron las siguientes matrices:

Criterio	Ponderación	Boc. 1	Boc. 2	Boc. 3
Tasa de producción	2	0	0	0
Volumen total	0,5	0	-0,5	-2
Peso total	0,5	0	0,5	-2
Complejidad de diseño	1,5	0	0,5	1
Espacio requerido	0,5	0	0	-1
Facilidad montaje/desmontaje	1	0	-0,5	-0,5
Mantenimiento de piezas y repuestos	1	0	0	-0,5
Seguridad del mecanismo	1	0	-1,5	-0,5
Disponibilidad de componentes y materiales	0,5	0	-1	-2
Precio total	1,5	0	1	-1
Vida útil	1,5	0	0	-1

Ponderación	0	-0,25	-6,5
-------------	---	-------	------

Cuadro 1: Matriz de Pugh 1

Criterio	Ponderación	Boc. 1	Boc. 2	Boc. 3
Tasa de producción	2	0	0	0
Volumen total	0,5	0	-1	-1,5
Peso total	0,5	0	1,5	-1,5
Complejidad de diseño	1,5	0	-1	-1,5
Espacio requerido	0,5	0	1	-1
Facilidad montaje/desmontaje	1	0	1	-1
Mantenimiento de piezas y repuestos	1	0	-1,5	-1
Seguridad del mecanismo	1	0	-2	1
Disponibilidad de componentes y materiales	0,5	0	-0,5	1
Precio total	1,5	0	-0,5	-1,5
Vida útil	1,5	0	1	1

Ponderación	0	-2,75	-5,5
-------------	---	-------	------

Cuadro 2: Matriz de Pugh 2

Criterio	Ponderación	Boc. 1	Boc. 2	Boc. 3
Tasa de producción	2	0	0	0
Volumen total	0,5	0	0	-0,5
Peso total	0,5	0	0,5	-1
Complejidad de diseño	1,5	0	-0,5	-0,5
Espacio requerido	0,5	0	0,5	0
Facilidad montaje/desmontaje	1	0	0,5	-0,5
Mantenimiento de piezas y repuestos	1	0	-1	-1
Seguridad del mecanismo	1	0	-0,5	0,5
Disponibilidad de componentes y materiales	0,5	0	-0,5	0
Precio total	1,5	0	-0,5	0
Vida útil	1,5	0	-1	0

Ponderación	0	-3,75	-2,5
-------------	---	-------	------

Cuadro 3: Matriz de Pugh 3

Criterio	Ponderación	Boc. 1	Boc. 2	Boc. 3
Tasa de producción	2	0	0	0
Volumen total	0,5	0	-0,5	-2
Peso total	0,5	0	0	-1
Complejidad de diseño	1,5	0	0,5	-2
Espacio requerido	0,5	0	0	-2
Facilidad montaje/desmontaje	1	0	-0,5	-2
Mantenimiento de piezas y repuestos	1	0	0	-2
Seguridad del mecanismo	1	0	1,5	0
Disponibilidad de componentes y materiales	0,5	0	-1	-2
Precio total	1,5	0	-0,5	-2
Vida útil	1,5	0	1	2

Ponderación	0	1,75	-10,5
-------------	---	------	-------

Cuadro 4: Matriz de Pugh 4

Criterio	Ponderación	Boc. 1	Boc. 2	Boc. 3
Tasa de producción	2	0	0	0
Volumen total	0,5	0	2	-2
Peso total	0,5	0	1	-2
Complejidad de diseño	1,5	0	-2	-1
Espacio requerido	0,5	0	1	-2
Facilidad montaje/desmontaje	1	0	-2	-1
Mantenimiento de piezas y repuestos	1	0	-2	-1
Seguridad del mecanismo	1	0	1	1
Disponibilidad de componentes y materiales	0,5	0	0	-1
Precio total	1,5	0	1	-2
Vida útil	1,5	0	1	2

Ponderación	0	-1	-6
-------------	---	----	----

Cuadro 5: Matriz de Pugh 5

Ya evidenciados los resultados de todos los integrantes del grupo de trabajo, para tomar una decisión final se realiza una suma de las ponderaciones resultantes, y bajo este criterio se selecciona el boceto con mejor resultado total.

Ponderación total	Boc. 1	Boc. 2	Boc. 3
	0	-6	-31

Cuadro 6: Resultados finales Matrices de Pugh

De este modo, se selecciona el boceto 1 como el diseño a seguir para la máquina. Dando una explicación más a profundidad de este boceto seleccionado como base del proyecto.

Se compone de una base de 2 niveles totales. En el primer nivel se tiene la base tensionante junto con el motor eléctrico. Este motor se seleccionará en la fase de diseño de detalle, sin embargo, para tener un predimensionamiento y características del motor, se planea implementar un motor DC el cual trabaje entre el 50 % y 70 % de su potencia nominal para tener un margen de seguridad establecido y no generar sobrecorrientes en este elemento.

En el segundo nivel se encuentra lo que denominaría principalmente como la "moledora", donde este tiene su tolva para agregar los granos de maíz preparados para el proceso de molienda y su recipiente de salida para la masa utilizada en las arepas. De este modo, la unión de la "moledora" al segundo nivel se tiene planeado implementar uniones atornilladas para facilitar el montaje y desmontaje de la máquina. Sumado a esto, durante el proceso de selección del mecanismo, a pesar de haber seleccionado este boceto 1 como referente, se puede considerar aumentar el volumen de la tolva para una mayor capacidad de material procesado por cada carga a la máquina, y así disminuir el trabajo manual. Por parte de sus demás características de diseño, el sistema contempla todas las propiedades de funcionamiento ya mencionadas en secciones anteriores acerca del molino manual.

Continuando con la descripción, el proceso puntual de "moler el maíz" se genera mediante los conocidos discos de molienda, o tornillo de molienda, donde el maíz se va a triturar mediante se generan revoluciones controladas por parte del tornillo de molienda. Este se comporta muy similar a un eje con ciertos componentes mecánicos unidos al mismo, ya sea por soldadura o algún otro método. Esta unión se da con el fin de generar un movimiento mecánico en el disco estriado y de los demás componentes del tornillo, a partir de las especificaciones mecánicas a las que se somete el eje.

Ahora bien, cabe aclarar que la unión entre los dos niveles se realiza mediante una transmisión flexible de polea y correas, donde se realiza la transmisión de potencia entre el eje de salida del motor y al tornillo de molienda, el cual se acopla su polea correspondiente para generar esta transmisión. Con esto, se logra adecuar el motor seleccionado y su etapa de reducción de velocidad para lograr obtener adecuadamente las especificaciones de velocidad y torque necesarias para que el sistema de molienda se realice de manera adecuada. Para esto, se debe realizar el procedimiento de selección del tipo de correa, su referencia, largo y cantidad, el cual se realiza en la etapa de diseño de detalle.

Con todo y lo anterior, ahora es posible seguir con la fase de diseño de detalle de los elementos que van a componer a esta máquina.

5. Diseño de detalle

5.1. Diseño paramétrico

5.1.1. Eje

El componente mecánico más importante de la máquina es el eje que va a generar el giro del disco de molienda, produciendo

Por último, se van a hacer mención a parámetros que se definen puntualmente en Sec.5.2.2, ya que estos son necesarios para la definición de condiciones del eje:

- Diámetro de polea conducida: $d = 450 \text{ mm}$
- Factor de corrección por arco: $C_3 = 0,83$
- Potencia de diseño: $P_d = 238 \text{ W}$
- Número de correas: $N = 1$
- Densidad lineal de la correa: $M = 0,072 \text{ kg m}^{-1}$

Análisis cinemático Respecto a la cinemática del eje, ya se conocen varios de los parámetros de funcionamiento del mismo.

Debido al propósito del eje, este no va a sufrir desplazamientos durante su funcionamiento, solo va a girar sobre su propio eje longitudinal, el cual va a operar a una velocidad de $\omega = 20,53 \text{ rad s}^{-1} \approx 196 \text{ RPM}$. Ahora bien, dado que se considera que va a operar bajo largos periodos de trabajo en el día a velocidad constante, el análisis de aceleración del eje no se consideran necesario, ya que solo va a estar procesando el material una vez esté operando constante a la velocidad ω .

Análisis cinético Debido a las configuraciones físicas del molino, se van a tener dos apoyos en el eje, una polea conducida conectada para transmitir el torque del motor al eje, mientras que en el otro extremo se tiene el disco donde se debe entregar un torque de $T = 8,4 \text{ Nm}$ en el mismo para poder moler el maíz.

Además, la configuración de la polea es tal que la polea conducida conectada al eje está en una configuración de distancia entre centros de 500 mm , a una relación de triángulos 3 – 4 – 5. A continuación se evidencia el diagrama del sistema de transmisión:

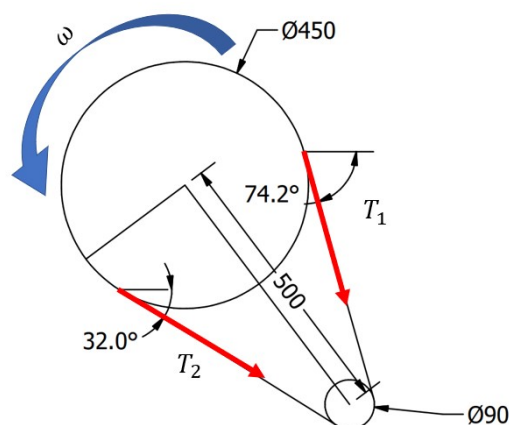


Figura 16: Diagrama cinético de poleas. Autoría propia.

Donde T_2 es el lado más tenso ya que este debe generar la fuerza suficiente para producir el torque deseado. sumado a la fuerza mínima de montaje.

Para determinar las tensiones generadas en la correa se tienen los procedimientos sugeridos por SKF vistos en [6]. Lo primero es determinar la velocidad de giro de la polea a partir de Ec.1

$$v = \frac{dn}{19100} \quad (1)$$

Usando Ec.1, se determina que $v = 23,56 \text{ m s}^{-1}$. A partir de este valor, es posible determinar la tensión inicial de cada lado de la correa para un correcto funcionamiento a partir de ???. Cabe aclarar que esta tensión es para una correa nueva.

$$T_{new} = 1,5 \cdot 510 \frac{(2,2 - C_3)P_d}{C_3 N_v} + \frac{Mv^2}{1,11} \quad (2)$$

Usando Ec.2, se tiene que la tensión inicial de las correas debe ser de $T_{new} = 2,87 \text{ lb}$.

Ahora bien, ya teniendo esta tensión inicial, es necesario determinar la tensión que se genera en un extremo de la polea para generar el torque deseado de $8,4 \text{ Nm}$. A partir de un ángulo de contacto de $\alpha = 62^\circ$, se va a tener que:

$$F_T = \frac{T}{r \cdot \cos(\alpha)}$$

$$F_T = \frac{8,4 \text{ Nm}}{0,225 \text{ m} \cdot \cos(62^\circ)}$$

$$F_T = 23,31 \text{ lb}$$

A partir de esta fuerza, se determinan las tensiones de la correa:

$$\begin{aligned} T_1 &= T_{new} & T_2 &= T_{new} + F_T \\ T_1 &= 2,87 \text{ lb} & T_2 &= 26,18 \text{ lb} \end{aligned}$$

Con todo y lo anterior, es posible determinar las reacciones estáticas en el eje. Para esto, se debe realizar el DCL del sistema, visto en Fig.17

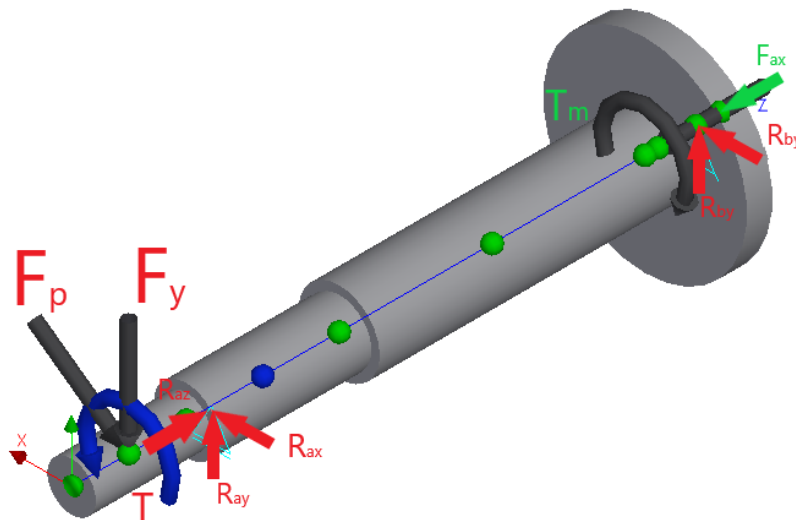


Figura 17: Diagrama de cuerpo libre del eje. Autoría propia.

Descomponiendo las reacciones obtenidas en las tensiones T_1 y T_2 de la correa, tal que conformen las componentes F_{px} y F_{py} , se tiene que:

$$F_{px} = -22,98 \text{ lb}$$

$$F_{py} = -16,63 \text{ lb}$$

Además, se tiene una polea de 7,2 kg, es decir $F_y = 15,87 \text{ lb}$.

Como ya se mencionó del torque transmitido, se tiene que este torque entregado por la polea y que sale en el disco es: $T_m = T = 16,71 \text{ lb in}$.

Ahora, para determinar la carga axial F_{ax} , se tiene un coeficiente de fricción entre aluminios de 1.35, y para generar el torque de molienda, se requiere de una carga en el extremo del disco de 47,21 lb in, dividiéndolo por este coeficiente de fricción, se tiene una carga normal de 34,97 lb in, la cual corresponde con F_{ax} .

Con todo y lo anterior, se determinan las reacciones obtenidas en los apoyos a partir del solucionador de ejes de Autodesk Inventor, donde se tiene que:

- $R_{ax} = -26,92 \text{ lb}$
- $R_{ay} = 38,59 \text{ lb}$
- $R_{bx} = 3,93 \text{ lb}$
- $R_{by} = -4,91 \text{ lb}$
- $R_{az} = 34,97 \text{ lb}$

Definición de parámetros Con base a las condiciones que se han obtenido hasta este punto, es posible definir el factor de seguridad mínimo y el material a utilizar.

Se va a utilizar un aluminio 2017 para el eje, el cual tiene de propiedades: $S_{ut} = 26 \text{ ksi}$ y $S_y = 10 \text{ ksi}$, extraídas del libro de Shigley [7]. Además, se va a tener un factor de seguridad de 2.5, ya que no se tiene presente las propiedades del materiales bajo un estudio directo del mismo, pero si se tiene un análisis completo de los efectos mecánicos sobre el eje.

Además, de antemano se van a mencionar los diámetros y longitudes de las secciones del eje, los cuales se determinaron bajo diversas iteraciones, sin embargo solo se van a hacer mención de los resultados finales.

Diámetros:

- $D_1 = 0,75 \text{ in}$
- $D_2 = 1 \text{ in}$
- $D_3 = 1,25 \text{ in}$ (Diámetro máximo del tornillo)
- $D_4 = 3,15 \text{ in}$
- $D_5 = 0,75; \text{ in}$

Longitudes:

- $L_1 = 1,77 \text{ in}$
- $L_2 = 2,36 \text{ in}$

- $L_3 = 4,73 \text{ in}$ (Longitud del tornillo)
- $L_4 = 0,39 \text{ in}$ (Longitud del disco)
- $L_5 = 0,79 \text{ in}$

Análisis de resistencia estático A partir de los parámetros y resultados anteriores, se puede pasar al análisis de resistencia estático del eje. Este se va a apoyar con el diseñador de ejes de Autodesk Inventor, lo cual facilita bastante la realización de diagramas y obtención de resultados.

Con base a las reacciones estáticas, es posible determinar los diagramas de carga cortante y momento flector en cada componente del eje, y el diagrama de torsor:

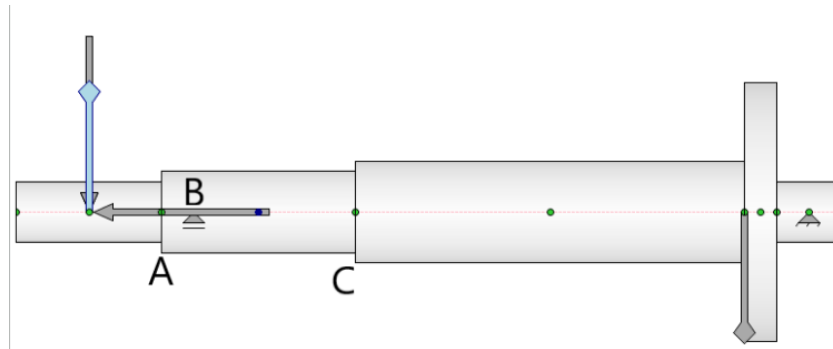


Figura 18: Esquema del Eje. Autoría propia.

En la figura anterior se ilustra el eje, con las respectivas cargas y sus respectivos apoyos. Se puede apreciar que a la izquierda se tiene el torque de entrada, junto con las fuerzas de las tensiones de la polea conductora y el peso de esta. En la derecha se tiene el torque de salida junto con la carga axial. Adicionalmente se puede observar que se tienen dos apoyos, uno de los apoyos impide el desplazamiento axial, provocado por la molienda, mientras que el apoyo de la izquierda únicamente restringe el movimiento en el eje X y Y.

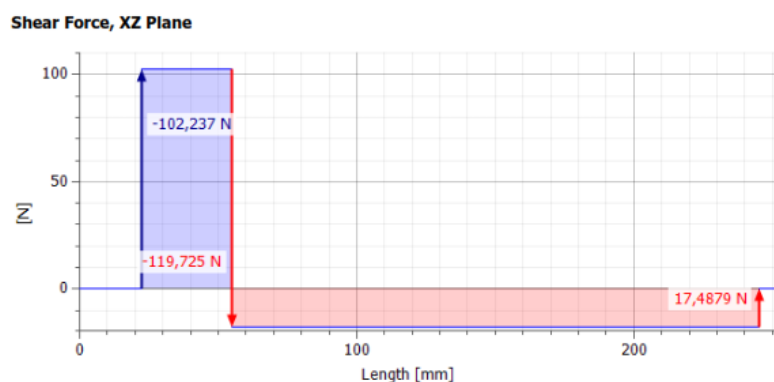


Figura 19: Diagrama de fuerza cortante en el plano XZ. Autoría propia.

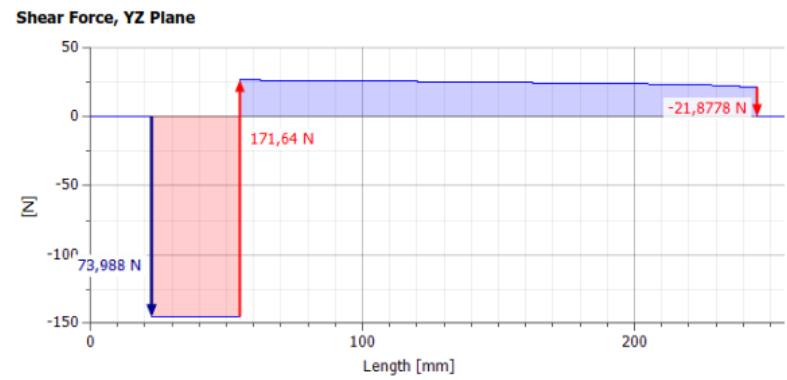


Figura 20: Diagrama de fuerza cortante en el plano YZ. Autoría propia.

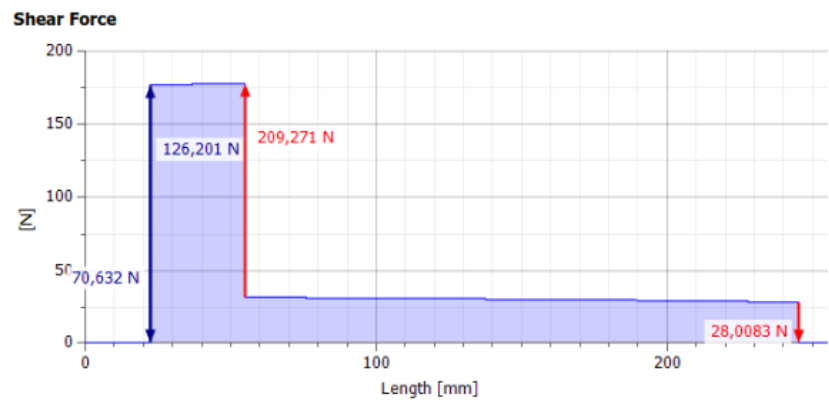


Figura 21: Diagrama de fuerza cortante total. Autoría propia.

Es posible apreciar en esta figura que la fuerza cortante resultante es la suma vectorial de los valores observados en las figuras 17 y 18. Estos diagramas se obtienen a partir de conocer las cargas puntuales en los puntos del eje mostrados en la figura 14.

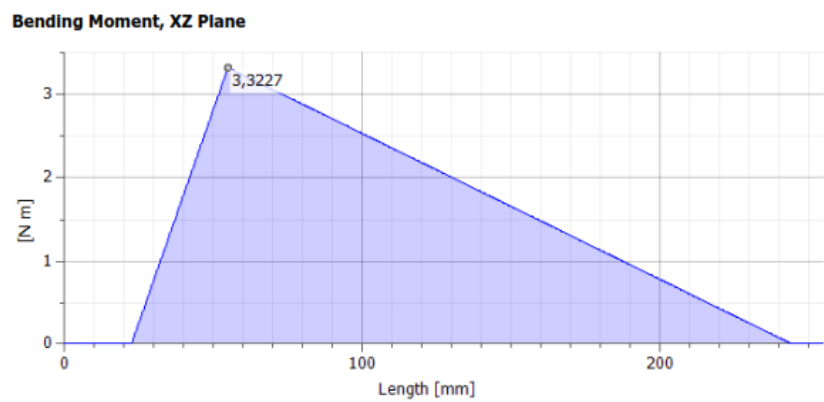


Figura 22: Diagrama de momento flector en el plano XZ. Autoría propia.

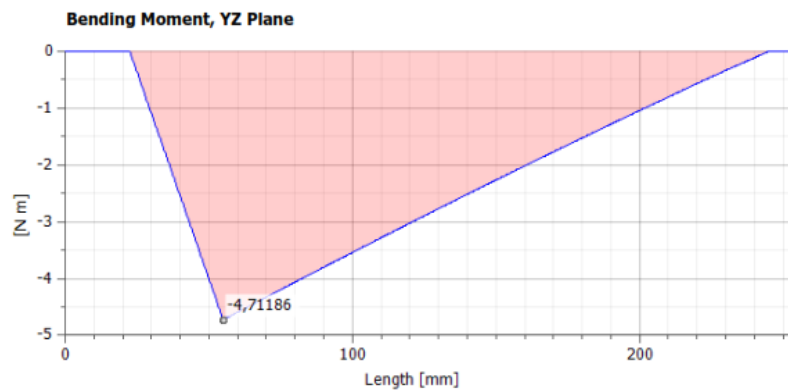


Figura 23: Diagrama de momento flector en el plano YZ. Autoría propia.

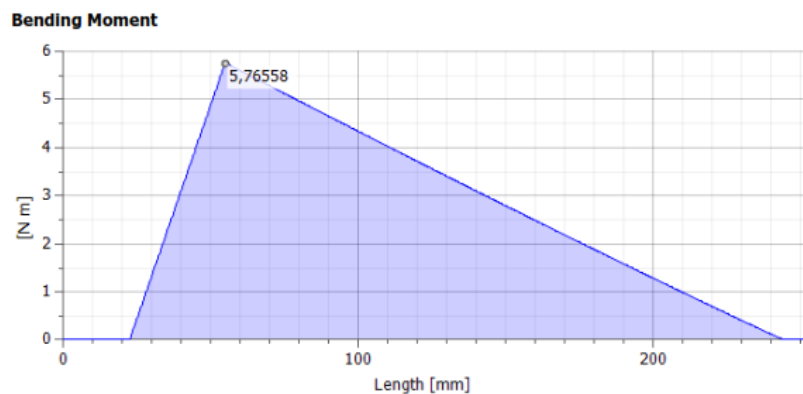


Figura 24: Diagrama de momento flector total. Autoría propia.

En el diagrama anteriormente ilustrado se puede apreciar la suma vectorial de los momentos flectores en los planos YZ y XZ. Es posible observar que los momentos flectores resultan de integrar las gráficas de fuerza cortante. Adicionalmente se puede evidenciar que el momento flector máximo se da en el apoyo de la izquierda del eje, teniendo como referencia el esquema del eje mostrado anteriormente. Este momento flector tiene un valor de 50.98 lb*in.

Con esto se pueden determinar las reacciones de momento flector total y torsor en los puntos críticos del eje:

- **A:** $M_T = 35,84 \text{ lb in}$
- **B:** $M_T = 50,98 \text{ lb in}$
- **C:** $M_T = 5,04 \text{ lb in}$

A lo largo del eje es importante tener presente los puntos críticos, los cuales se denominaron, A, B y C. En estos puntos se tienen los momentos flectores que se enuncian anteriormente. El máximo momento flector se tiene en el apoyo B, los otros momentos se tienen en partes del eje en donde hay cambio de sección y además se encuentran en la vecindad del momento flector máximo, por lo cual es importante tenerlos presente. Por otro lado es importante tener presente que a lo largo de estos tres puntos se tiene el mismo torque, el cual entra por la polea y sale por el disco de la molienda. Otro valor constante, pero esta vez entre los apoyos, es la carga axial que genera el proceso de molienda.

Posteriormente se pasa a determinar los coeficientes de concentración de esfuerzos correspondientes a las cargas dadas en los puntos críticos definidos anteriormente (A y C). Para el punto C, se hace análisis por concentración de esfuerzos para carga axial, flexionante y torsionante. Para esto se hizo

uso de las fórmulas y condiciones de cálculo recomendada. Adicionalmente se toma en cuenta un radio de redondeo en cada cambio de sección de $r = 2mm$ y los respectivos diámetros que se ven involucrados en el cambio de sección. Arroja los siguientes resultados:

- $K_{Cta} = 1,84$
- $K_{Ct} = 1,78$
- $K_{Cts} = 1,44$

Para la sección en donde recae el punto A se tienen dos casos de estudio. Por un lado se tiene un cambio de sección con redondeo, por lo que se tendrán de nuevo los 3 concentradores asociados a los 3 tipos de cargas. Así mismo se tiene una cuña que posee concentración de esfuerzos por cargas axiales y torsionales. Se obtienen los siguientes valores:

Hombro:

- $K_{Ata} = 1,76$
- $K_{At} = 1,68$
- $K_{Ats} = 1,38$

Cuña:

- $K_{Act} = 1,81$
- $K_{Acts} = 2,29$

Posteriormente se determinan los esfuerzos mediante la fórmula de esfuerzo equivalente de Von Mises se calculan los esfuerzos, con cada carga afectada por su respectivo concentrador.

$$\sigma = \sqrt{3\tau^2 + \sigma^2} \quad (3)$$

Tras calcular los esfuerzos se determinan los factores de seguridad por caso, dividiendo el valor del esfuerzo por el valor del esfuerzo de fluencia del material. Se obtienen los siguientes factores de seguridad:

Punto C:

- $F = 7,25$

Punto B - Máximo Flector:

- $F = 11,56$

Punto A - Cuña:

- $F = 2,77$

Punto A - Hombro:

- $F = 3,75$

Análisis de resistencia a fatiga Para determinar el número de ciclos, se ha mencionado que se tiene una vida útil de 10 años, y que la máquina puede trabajar una vez por semana. Ahora bien, a mano, se lograban procesar 12 arepas semanalmente, sin embargo, gracias a esta automatización, se planea un incremento de 12 arepas a 20, y teniendo una tasa de 2 arepas por minuto, son 10 minutos trabajando a 196 *RPM*, es decir 1960 ciclos por semana. Teniendo 52 semanas al año, durante 10 años, se tiene

un número de ciclos de $1,02 \cdot 10^6$. Dado a que este valor cumple con el punto de análisis de S_e en los diagramas S-N, no es necesario determinar S_f . Para esto, se determina el límite de resistencia a fatiga sin corregir:

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut} = 13 \text{ ksi}$$

También se pueden determinar las constantes de Neuber a flector y a torsor.

$$\sqrt{a} = 0,245799 - (0,307794e - 2) \cdot S_{ut} + (0,150874e - 4) \cdot S_{ut}^2 - (0,266978e - 7) \cdot S_{ut}^3 \quad (4)$$

A partir de Ec.4, se determinan que los factores de Neuber a flexión y a torsión para el eje son de:

$$\sqrt{a}_f = 0,176 \quad \sqrt{a}_t = 0,134$$

Con todo y lo anterior, es posible pasar al análisis de fatiga. En términos generales, solo se van a analizar los 3 puntos críticos A, B y C mencionados previamente.

■ **Sección A, hombro:** Para los factores de corrección de Marin, se tiene que:

- **Carga:** Debido a que se contempla una carga axial en el eje: $C_{car} = 0,7$
- **Tamaño:** Con un diámetro de $d = 0,75 \text{ in}$, entonces se tiene que: $C_{tam} = 0,869 \cdot (0,75)^{-0,097} = 0,894$.
- **Superficie:** Para un eje que termina con un proceso de mecanizado, y a partir de un valor $S_{ut} = 26 \text{ ksi}$, entonces $C_{sup} = 1$
- **Temperatura:** Las temperaturas de la máquina no van a superar los 450° , por lo que se tiene que: $C_{tem} = 1$.
- **Confiabilidad:** Se va a tener una confiabilidad del 99,9 %, lo cual corresponde a un valor de $C_{con} = 0,753$.

Con todo y lo anterior, se tiene que el límite de resistencia a la fatiga es:

$$S_e = S'_e \cdot C_{car} \cdot C_{tam} \cdot C_{sup} \cdot C_{tem} \cdot C_{con} = 6,12 \text{ ksi}$$

Ya teniendo el límite de resistencia a la fatiga, se deben determinar los esfuerzos medios y alternantes de Von Mises utilizando Ec.5 y Ec.6.

$$\sigma_a = \sqrt{3\tau_a^2 + \sigma_a'^2} \quad (5)$$

$$\sigma_m = \sqrt{3\tau_m^2 + \sigma_m'^2} \quad (6)$$

Sobre este caso, y que se va a extender a los demás casos, el torque alternante es nulo, por lo que el esfuerzo cortante alternante también es 0; el esfuerzo normal medio se genera por la carga axial; el esfuerzo cortante medio se genera por el torsor.

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16 \cdot T_m}{\pi \cdot d^3} \quad (7)$$

$$\sigma'_a = K_f \frac{32M_a}{\pi \cdot d^3} \quad (8)$$

$$\sigma'_m = K_{fa} \frac{4F_{ax}}{\pi \cdot d^2} \quad (9)$$

Donde los concentradores de esfuerzo a fatiga se calculan utilizando Ec.?? y Ec.11, donde deben ajustarse a los casos de estudio, ya sea por cortante, axial o flector.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (10)$$

Donde r es el radio de la muesca.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (11)$$

Para este caso, se va a tener que:

$$k_f = 1,42$$

$$k_{fs} = 1,25$$

$$k_{fa} = 1,47$$

Con todo y lo anterior, se determinan los esfuerzos equivalentes de Von Mises medios y alternantes:

$$\sigma_a = 1,229 \text{ ksi}$$

$$\sigma_m = 1,954 \text{ ksi}$$

Con esto, se genera el diagrama de Goodman Modificado para determinar el factor de seguridad asociado.

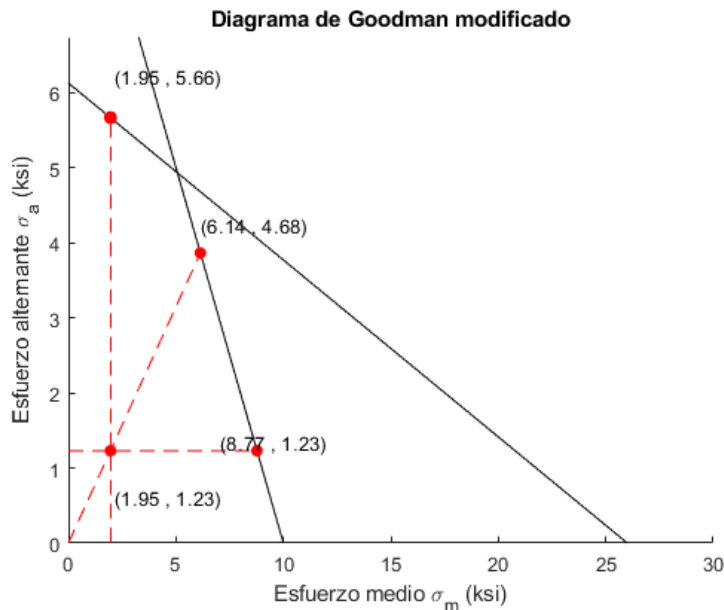


Figura 25: Diagrama de Goodman Modificado en sección A concentrador por hombro.

Como se puede evidenciar en Fig.25, se tiene un factor de seguridad de estudio a fatiga de $FS = 3,34$, el cual cumple con el criterio de diseño establecido.

- **Sección A, cuñero:** Para esta sección se tiene el mismo $S_e = 6,12 \text{ ksi}$, sin embargo, los concentradores de esfuerzo en este caso solo aplican a flexión y torsión, y los parámetros q_f y q_t son diferentes. Recalculando parámetros, se van a tener que:

$$k_f = 1,36$$

$$k_{fs} = 1,73$$

Ahora, utilizando Ec.5 y Ec.6, se define que:

$$\sigma_a = 1,18 \text{ ksi}$$

$$\sigma_m = 2,69 \text{ ksi}$$

Con esto, se genera el diagrama de Goodman Modificado para determinar el factor de seguridad asociado a esta sección.

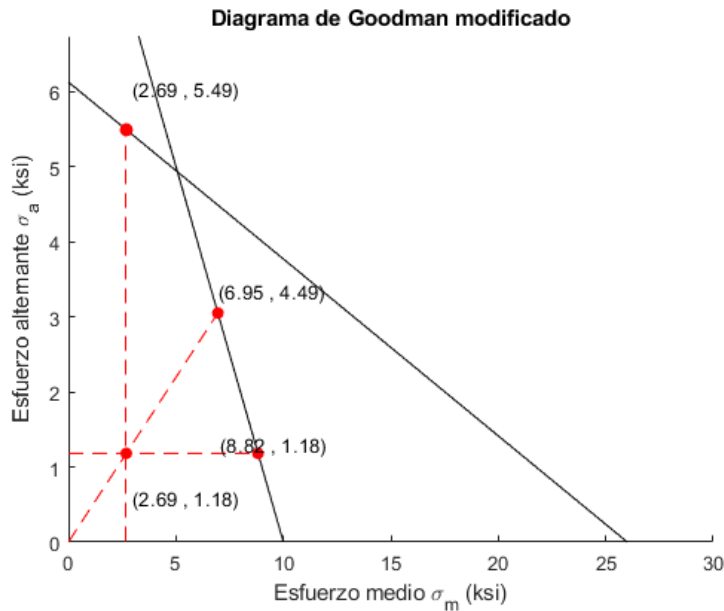


Figura 26: Diagrama de Goodman Modificado en sección A concentrador por cuñero.

Como se puede evidenciar en Fig.26, se tiene un factor de seguridad de estudio a fatiga de $FS = 2,81$, el cual cumple con el criterio de diseño establecido.

- **Sección B:** En esta sección se recalcula el coeficiente de Marin de tamaño, el cual da un valor de $C_{tam} = 0,869$, y recalculando la resistencia a la fatiga, se tiene que $S_e = 5,95 \text{ ksi}$

Además, en este punto no se tiene concentradores de esfuerzo, motivo por el cual $k_f = k_{fs} = 1$, y de este modo:

$$\sigma_a = 0,52 \text{ ksi}$$

$$\sigma_m = 0,66 \text{ ksi}$$

Con esto, se genera el diagrama de Goodman Modificado para determinar el factor de seguridad asociado a esta sección.

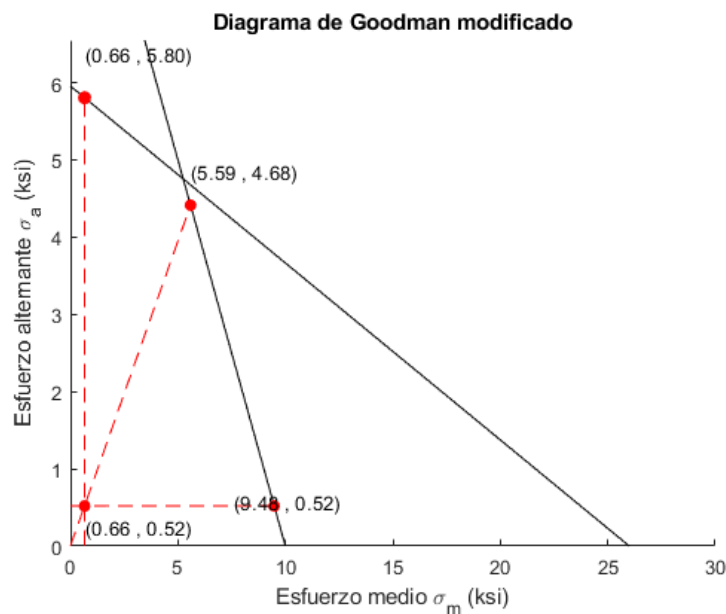


Figura 27: Diagrama de Goodman Modificado en sección B concentrador por cuñero.

Como se puede evidenciar en Fig.27, se tiene un factor de seguridad de estudio a fatiga de $FS = 8,70$, el cual cumple con el criterio de diseño establecido.

- **Sección C:** Para este punto C se contempla el cambio de sección entre D_2 y D_3 , donde sí se tiene un concentrador de esfuerzos por hombro, pero se mantiene que $S_e = 5,95 \text{ ksi}$.

A partir de esto, se calculan los concentradores de esfuerzo a fatiga por hombro del mismo modo que se calcularon en la sección A para hombro, teniendo que:

$$k_f = 1,48$$

$$k_{fs} = 1,30$$

$$k_{fa} = 1,51$$

Con esto, se determinan los esfuerzos medios y alternantes:

$$\sigma_a = 0,08 \text{ ksi}$$

$$\sigma_m = 0,85 \text{ ksi}$$

Por último, se genera el diagrama de Goodman Modificado para determinar el factor de seguridad asociado a esta sección.

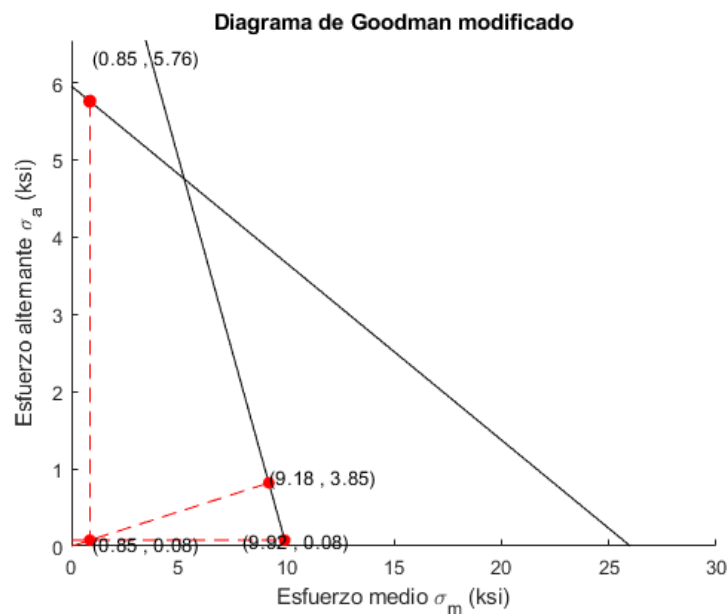


Figura 28: Diagrama de Goodman Modificado en sección C concentrador por cuñero.

Como se puede evidenciar en Fig.28, se tiene un factor de seguridad a fatiga de $FS = 11,62$, el cual cumple con el criterio de diseño establecido.

Con esto se termina y verifica satisfactoriamente el análisis a fatiga del eje.

Análisis de deflexiones El análisis de deflexiones del eje se determina mediante los resultados obtenidos en el diseñador de ejes de Autodesk Inventor, donde se obtiene el siguiente diagrama de deflexiones.

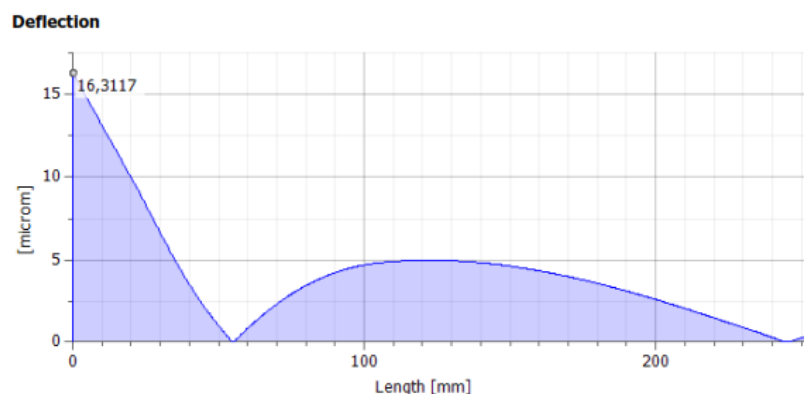


Figura 29: Diagrama de deflexión total transversal del eje.

En la gráfica anterior se evidencia la deflexión total del eje. Es posible observar que en la parte más a la izquierda del eje se tiene la máxima deflexión la cual es de 16.31 micrómetros. Esta deflexión se da en este punto dado que en ese extremo del eje se tiene la polea juntos con sus cargas, haciendo que su peso y las tensiones, deflecten el eje en este punto en la máxima cantidad.

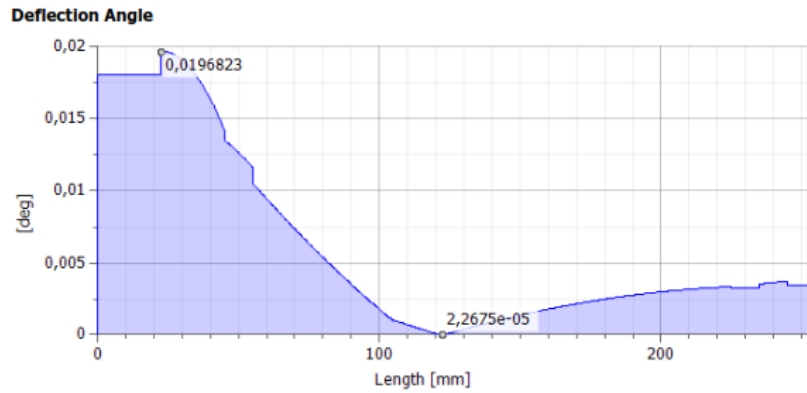


Figura 30: Diagrama de deflexión angular del eje.

En la gráfica anterior, se puede observar la deflexión angular del eje. La mayor deflexión se da en el punto A el cual corresponde al apoyo. Esta deflexión es de 0.01 grados, mientras que la deflexión mínima es de $2.26e-5$ grados en la zona de la mitad del eje, a unos 120mm del extremo izquierdo de este.

Análisis de velocidad crítica Para finalizar, se realiza el análisis de velocidad crítica del eje con el fin de determinar si este entra en resonancia o qué tan lejos está de esta. [7]

$$\omega_n = \sqrt{g \frac{\sum_{i=1}^n W_i \delta_i}{\sum_{i=1}^n W_i \delta_i^2}} \quad (12)$$

Donde:

- W_i : Pesos del centroide de las secciones a analizar.
- δ_i Deflexiones del centroide de las secciones.
- g : Constante de gravedad en $g = 386 \text{ in } s^{-2}$.

Para esto, se van a utilizar las secciones determinadas desde el planteamiento inicial del eje. Además, se tiene en cuenta la polea. Las deformaciones se determinan a partir de la sección anterior y de sus resultados.

Realizando todos los cálculos adecuados de velocidad crítica, que se pueden evidenciar en la memoria de cálculo extendida del diseño del eje, se tiene una velocidad crítica de $\omega = 9860 \text{ RPM}$, de este moto, teniendo una velocidad de funcionamiento de 196 RPM , por lo que se tiene una relación de velocidad de funcionamiento y crítica de 50,3, motivo por el cual no va a ocurrir el fenómeno de resonancia.

Resultados finales A partir de todos los cálculos dados anteriormente, se establece el correcto diseño del eje del molino, y se puede pasar a mostrar los resultados finales del modelado del mismo.

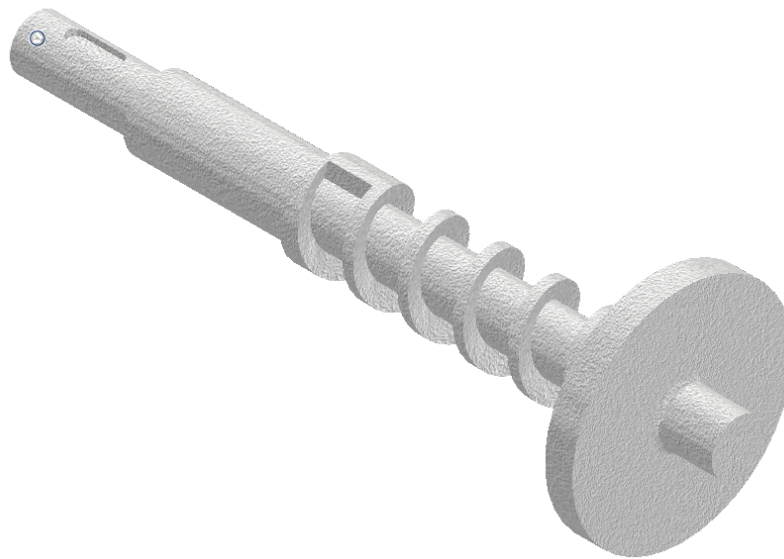


Figura 31: Eje Final. Autoría propia.

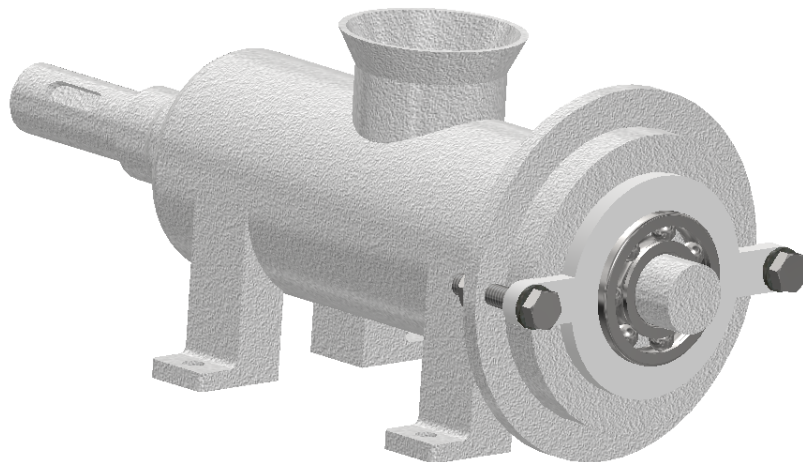


Figura 32: Ensamble del sistema de molienda. Autoría propia.

En las figuras anteriores se puede observar el eje final el cual tiene una sección de husillo el cual se encarga de transportar el maíz hacia el disco de molienda. El eje se coloca en el subensamble de sistema de molienda, que también se puede observar en la imagen anteriormente consignada. El subensamble de molienda consta de una carcasa la cual alberga el tornillo extrusor y además contiene un disco de molienda el cual complementa el disco de molienda sobre el eje. En este subconjunto también se coloca un rodamiento y el sistema de fijación del disco de molienda.

5.1.2. Cuña

Para la cuña se va a utilizar el mismo material de Aluminio 2017, pero a un factor de seguridad de 2, de este modo, se determina la carga ejercida en la cuña:

$$F_c = \frac{2M_1}{D_1} = 95,58 \text{ lb}$$

Para el tamaño de cuña, según el libro de Shigley [7], se recomienda una cuña de $H = W = 6 \text{ mm}$. A partir de este valor, se determinan las longitudes mínimas de la cuña por esfuerzo cortante y por esfuerzo normal.

$$L_{Cc} = \frac{\sqrt{3} F_c F_s}{W S_y} = 0,14 \text{ in}$$

$$L_{Ca} = \frac{2 F_c F_s}{H S_y} = 0,16 \text{ in}$$

De este modo, el largo mínimo de la cuña debe ser de $0,16 \text{ in}$, ahora bien, se utiliza una cuña de longitud $0,61 \text{ in}$ debido a las dimensiones de la sección.

5.1.3. Soldadura

Como se menciono anteriormente, se decidió realizar las uniones de los perfiles cuadrados de la estructura mediante soldadura. Para esto, teniendo en cuenta que los perfiles utilizados en la estructura son perfiles delgados, se decidió utilizar electrodos de referencia E6013 de diámetro $1/16$ según lo recomendado en la industria. Ahora bien, para verificar que las soldaduras de la estructura soportaran y cumplieran correctamente, se decidió realizar verificar y realizar los cálculos de una de las soldaduras (un cordón entre perfiles), utilizando valores de carga sobredimensionados, llevando este cordón estructura a un caso critico. Ahora bien, el caso de estudio fue el filete de soldadura entre un perfil horizontal superior (sobre el cual se encuentra apoyado el molino y la placa superior) y uno de los perfiles verticales que se encuentra soldado en la parte inferior del perfil horizontal. En la siguiente figura es posible apreciar lo ubicación de la soldadura estudiada.

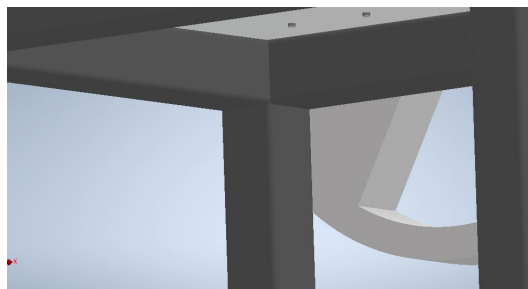


Figura 33: Soldadura a estudiar.

En la figura anterior se observa la unión de los perfiles superiores, sin embargo no se aprecia como el perfil superior longitudinal (el mas extenso) llega hasta el final de la mesa y los otros perfiles son lo que llegan a el. Ahora bien, la soldadura estudiada es el filete que se encuentra entre el perfil horizontal superior y el perfil vertical.

Inicialmente, se presentan las propiedades del perfil cuadrado, cuyo material es un HR grado 50 (dimensiones y propiedades del material) y las propiedades del electrodo E6013, los cuales fueron obtenidos de las tablas 9-3 y 9-6 del libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

Propiedades perfil cuadrado.

- $S_u t = 65,3 \text{ kpsi}$
- $S_y = 50 \text{ kpsi}$
- Longitud = 50 mm

- Espesor(h) 2,5 mm

Propiedades electrodo E6013.

- $S_{ut} = 62ksi$
- $S_y = 50ksi$
- Fuerza permisible por longitud = 0,930kip/in
- Fuerza cortante permisible en la garganta 18ksi

Para la carga decidió considerar el peso del molino, el peso de la placa metálica que se apoya sobre los perfiles, el peso propio del perfil y además se considero el peso de un adulto de 80kg que se apoya sobre ese perfil. Es importante aclarar que esto se hace con el objetivo de estudiar una condición extrema, sin embargo, es claro que realmente el peso del molino y de la placa se distribuye, al igual que el peso del adulto no se dirige todo a esa soldadura.

A partir de las propiedades y de la carga es posible iniciar con los cálculos. Primero utilizando el metodo del código de soldadura, se calculó y estudio la resistencia del material de aporte, para luego compararla con la carga y determinar si la resistencia del material de aporte era satisfactoria o no, como se muestra a continuación.

$$F_{permisible} = 0,930kip/in \cdot 1,9685in = 1,830kip$$

Teniendo en cuenta que la carga es de 0,17658 kip, se puede afirmar que la resistencia del metal de aporte cumple satisfactoriamente. Luego se determina el cortante en la unión adyacente a las soldaduras.

$$\tau_{perm} = 0,4S_y = 0,4 \cdot 50kpsi = 20kpsi$$

Y el esfuerzo cortante en el metal base adyacente a la soldadura es el siguiente:

$$\tau = \frac{F}{hl} = \frac{0,17658kip}{(0,098in)(1,9685in)} = 0,911kpsi$$

Como el esfuerzo cortante permisible es mayor al del metal base adyacente, este cumple correctamente.

Finalmente, se procedió a calcular la unión bajo fatiga para una vida infinita, para lo cual además de las propiedades dadas anteriormente, se tiene un coeficiente de fatiga de 1,5 ya que se asemeja a un tipo de filete transversal en la punta. Ahora bien, inicialmente se determinaron primero los factores de corrección de Marin.

- **Superficie:** Considerando un proceso de laminado en caliente y a partir de un valor de $S_{ut} = 65,3kpsi$, entonces $K_a = 0,6239$
- **Tamaño:** Como se presenta un esfuerzo cortante sobre la garganta se tiene $K_b = 1$
- **Carga:** Como se presenta carga a flexión, el valor es de $K_c = 1$
- **Temperatura:** La temperatura de la estructura no sobrepasara valores de 50 grados, por lo tanto $K_d = 1$

- **Confiabilidad:** Se va a tener una confiabilidad del 99,9 %, lo cual corresponde a un valor de $k_e = 0,753$

Con todo lo anterior, se tiene que el límite de resistencia a la fatiga es:

$$S_e = S'_e \cdot C_{sup} \cdot C_{tam} \cdot C_{car} \cdot C_{con} = 23,3 \text{ kpsi}$$

Finalmente, teniendo en cuenta la fuerza aplicada y que el área cortante es $0,73625 \text{ in}^2$, y luego de determinar el esfuerzo primario que es de $359,754 \text{ psi}$, se obtiene el factor de seguridad a fatiga.

$$n_f = \frac{23343}{359,754} = 64,885$$

Como se observa, el factor de seguridad a fatiga cumple con creces, esto se debe a que en realidad las fuerzas bajo las que se encuentra la estructura son muy bajas en comparación con la resistencia que brinda una soldadura.

5.1.4. Tornillos

Para el cálculo de uniones atornilladas se tiene en cuenta el punto de conexión entre el motor DC serie 56 y la base tensora como se muestra en la siguiente figura.

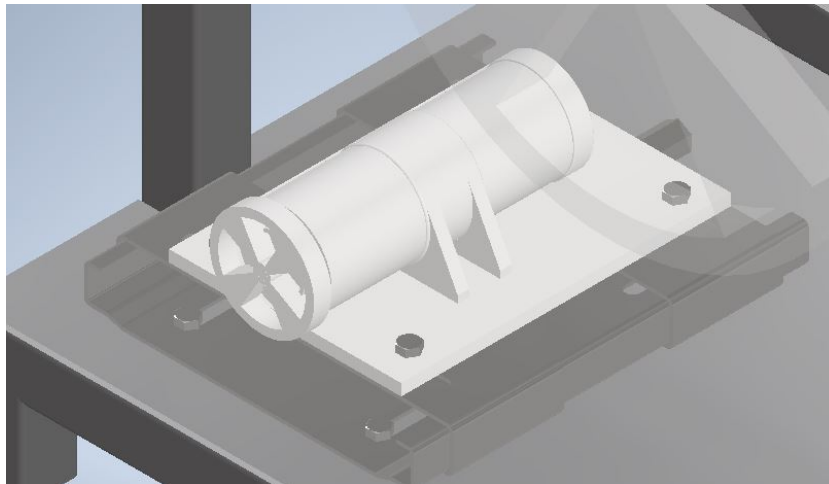


Figura 34: Esquema unión atornillada.

A continuación se describe el proceso realizado para determinar los diferentes elementos involucrados en la unión de componentes a demás de los límites recomendados para una operación segura de este mecanismo.

1. Selección medida recomendada para el perno

A partir de las dimensiones de la base tensora se obtiene el diámetro aproximado del tornillo, con esto se busca en los diámetros nominales consignados en catálogos para tornillos UNC y se selecciona el más cercano por debajo de la medida tomada. Para esta aplicación se selecciona un diámetro nominal de tornillo de $7/16 \text{ in}$, se busca la información de este tornillo para este y se consigna en un cuadro para facilitar el acceso a variable involucradas en cálculos posteriores como se muestra a continuación.

Información tornillo	
Serie	UNC
Designación	4/9
Diámetro mayor nominal (in)	0,4375
Area diametro mayor Ad (in^2)	0,150330117
Roscas por pulgada N	14
Area esf. Tensión At (in^2)	0,1063
Area diametro menor Ar (in^2)	0,0933
Diámetro menor dr (in)	0,344663966
Diámetro medio dm (in)	0,391081983

Figura 35: Información tornillo UNC 7/16.

Una vez definida la denominación, se requiere definir la longitud del perno, para esto se utiliza la siguiente ecuación:

$$L = h_t + l + l_r \quad (13)$$

Donde L es la longitud del perno, h_t es la altura de la tuerca correspondiente a la misma denominación del tornillo, l es el agarre y l_r es una longitud recomendada de desfase de dos roscados del tornillo para asegurar un buen funcionamiento. De este modo, se calcula:

$$L = (3/8 + 1/2 + 2/11)in \quad (14)$$

$$L \approx 1,056in \quad (15)$$

Se buscan longitudes estándar cercanas y superiores a la calculada para obtener una longitud de perno(L) de $1\frac{1}{4}$ in.

2. Longitudes derivadas tornillo

Ahora se calculan las longitudes asociadas a la longitud del perno. Para facilitar la comprensión de estas distancias muestra un esquema del tornillo.

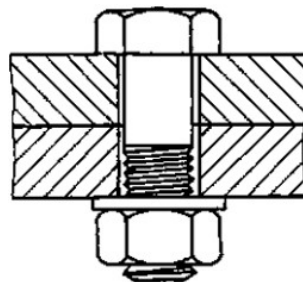


Figura 36: Esquema tornillo.

De la longitud del perno se calcula la longitud de rosca con la ecuación aplicable a pernos inferiores a 6 in así:

$$L_T = 2d + \frac{1}{4}$$

$$L_T = 2(0,4375) + \frac{1}{4}in$$

$$L_T = \frac{9}{8}in = 1,125in$$

La longitud no roscada en el agarre l_d se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$l_d = L - L_T$$

$$l_d = (1\frac{1}{4} - 1,125)in$$

$$l_d = \frac{1}{8}in = 0,125in$$

La longitud roscada en el agarre l_t se calcula por.

$$l_t = l - l_d$$

$$l_t = (\frac{1}{2} - 0,125)in$$

$$l_t = \frac{3}{8}in = 0,375in$$

3. Rigidez de perno y elementos

- Rigidez de perno

Para el calculo de rigidez de perno se debe aplicar una formula expresada en función de diversos factores dependientes del tornillo, la formula es:

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d}$$

Donde A_d es el área del diámetro mayor, A_t es el área del esfuerzo de tensión, E el módulo de elasticidad del perno y las demás son longitudes ya conocidas. Se reemplaza y se obtiene:

$$k_b = \frac{0,150 * 0,1063 * 28,5}{0,150 * 0,375 + 0,1063 * 0,125}$$

$$k_b = 6,54Mlbf/in$$

- Rigidez de elementos

Para el calculo de rigidez de elementos se considera una ecuación diferente:

$$k_m = \frac{\pi E d \tan \alpha}{2 L n \left(\frac{(l \tan \alpha + d_w - d)(d_w + d)}{(l \tan \alpha + d_w + d)(d_w - d)} \right)}$$

En este punto se realizan simplificaciones válidas para el mecanismo diseñado, también se normaliza el factor $\tan \alpha$ por 0.5774, esto se puede realizar ya que el método del cono de presione para este análisis normaliza $\alpha = 30$ obteniendo así:

$$k_m = \frac{0,5774 \pi E d}{2 L n \left(5^{\frac{(0,5774 l + 0,5 d)}{(0,5774 l + 2,5 d)}} \right)}$$

Con esta simplificación, ya se conocen todos los valores involucrados en el calculo y arroja como resultado:

$$k_m = 19,28 \text{ Mlbf/in}$$

4. Constantes y factores finales

- Constante de rigidez

Una vez calculada la rigidez del perno y de los elementos es posible calcular la constante C aplicando la siguiente formula:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

Se reemplazan los valores calculados y el resultado de la constante de rigidez es $C = 0.253$.

- Precarga recomendada

En el caso de la precarga recomendada, para calcular esta se requiere conocer el área de esfuerzo a tensión A_t y la resistencia de prueba mínima para el material, que en este caso es $S_p = 120$ kpsi, también se aplica la un factor de 0.75 para cargas dinámicas o uniones no permanentes.

$$k_i = 0,75 A_t S_p$$

$$k_i = 9,567 \text{ kip}$$

- Factor de carga y fuerza de separación

Finalmente, se utiliza la ecuación de factor de carga para determinar la fuerza de separación óptima para que este mecanismo no presente ninguna falla.

$$N = \frac{C n P}{S_p A_t - F_i}$$

Se diseña el mecanismo para un factor de carga $n=2$ por lo que de la ecuación anterior se despeja la fuerza P y se calcula la fuerza de separación deseada.

$$P = \frac{N(S_p A_t - F_i)}{C n P}$$

Donde n es el número de pernos, en esta aplicación se toma $N=4$ y finalmente se calcula la carga o fuerza de separación adecuada para este mecanismo.

$$P = 25,183 \text{ kip}$$

5.2. Diseño por selección

5.2.1. Selección del motor

Para seleccionar el motor que se va a adquirir para la máquina, es necesario tener en cuenta sus propiedades mecánicas con el fin de determinar si es apropiado para las condiciones de funcionamiento previamente propuestas en los cálculos de parámetros de ingeniería, donde se necesita principalmente un motor capaz de transmitir una potencia mínima de 172 W . Cabe resaltar que operar un motor a un funcionamiento de 100% no es lo recomendado, por lo que seleccionar una potencia un poco mayor es adecuado.

Revisando diversos catálogos, se determina que un motor DC es adecuado teniendo en cuenta que no se contempla necesario un motor trifásico o monofásico para generar movimiento a la máquina. De este modo, la selección del motor se realiza bajo el catálogo de Tercera S.L. donde se puede realizar el pedido del motor con las especificaciones deseadas del catálogo.

Dicho esto, se selecciona un motor de la serie 56 con las siguientes especificaciones:

- *Tipo*: 130
- V_n : 24
- n (*RPM*): 1000
- C_n (*Nm*): 1.86
- P_u (*W*): 190
- K_c (*Nm A⁻¹*): 0.194
- J (*kg m²*): 0.0019
- $term$ (*°C W⁻¹*): 1.2
- R_m (Ω): 0.35
- Ind (*mH*): 6.7
- *Peso* (*kg*): 5.1

De este listado, los parámetros más importantes para tener en cuenta es que es un motor DC que opera a 1000 RPM con un torque de $1,86 \text{ Nm}$, generando una potencia de 190 W . De este modo, si fuera a entregar los 172 W que requiere el sistema, se tendría una eficiencia de $\eta = 90,5 \%$. Además, debido a que entrega una velocidad más alta y un torque más bajo de lo que necesita funcionar la

máquina, se considera pertinente realizar una etapa intermedia de reducción de velocidad mediante una transmisión flexible.

5.2.2. Transmisión flexible

Como se dijo anteriormente, se necesita una etapa de reducción de velocidad con el fin de ajustar los parámetros del motor a los requeridos por la máquina. De este modo, para generar la transmisión entre el motor y el eje de la máquina, se va a utilizar un sistema de polea y correas para generar una transmisión flexible. Las ventajas de utilizar este tipo de transmisión son:

- Costo bajo.
- Durabilidad alta bajo condiciones adecuadas.
- Reducen la propagación de choques y vibraciones.
- Funcionan silenciosamente.
- Las acciones de sobrecarga son limitadas por el deslizamiento.

De este modo, se va a seleccionar una correa trapezoidal y sus poleas correspondientes ya que son las que más se utilizan en la industria. Puntualmente, todas las correas, e incluso las poleas son extraídas del catálogo de SKF: 'SKF Power Transmission belts'.

Dicho esto, lo primero que se debe determinar son los diámetros de las poleas, ya que a partir de esto se tienen las relaciones de velocidad deseadas y la configuración dimensional del sistema. Con base a las especificaciones del sistema y del motor, se tiene que:

$$n = \frac{N_{in}}{N_{out}} = \frac{1000 \text{ RPM}}{196 \text{ RPM}} = 5,1$$

Con una relación de velocidades de 5.1, se realiza un predimensionamiento de los diámetros de las poleas de $D = 450 \text{ mm}$ y $d = 90 \text{ mm}$, teniendo una relación entre ellos de 5. lo cual es bastante cercano a lo que se necesita en el sistema de transmisión.

Ahora, el proceso para seleccionar la correa consistirá en la sección de correa, su longitud, y el número de correas, esto se hará con base al procedimiento otorgado por SKF para facilitar la selección de correas.

Lo primero es determinar el factor de carga C_2 junto con su corrección por condiciones de relación de velocidad. Para arranques suaves de máquinas tipo 1 y de trabajo de 10 h al día, $C_2 = 1$. Sin embargo debido a que se tiene una relación de velocidades mayor a 3,5, su factor de corrección es de 1,25, motivo por el cual se va a tener que: $C_2 = 1,25$.

Con esto, se determina la potencia de diseño:

$$\begin{aligned} P_d &= P_r \cdot C_2 \\ P_d &= 190 \text{ W} \cdot 1,25 \\ P_d &= 238 \text{ W} \end{aligned}$$

Con base a esta potencia de diseño, se debe seleccionar el tipo de sección de correa teniendo una potencia de diseño $P_d = 238 \text{ W}$ y velocidad de polea pequeña de 1000 RPM. Con base a Fig.37, la sección SPZ es ideal para estas condiciones previamente mencionadas.

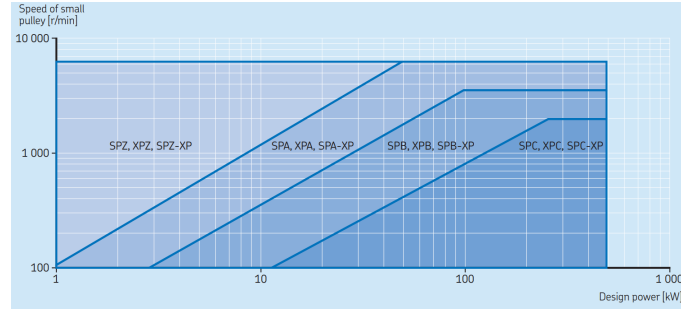


Figura 37: Tipo de sección de correas. [5]

Ya con esta información, es necesario definir la distancia entre centro de las poleas. Para esto, se puede realizar un rango para este valor, dado como:

$$C_{cp_{min}} = 0,7(D + d) = 378 \text{ mm}$$

$$C_{cp_{max}} = 2(D + d) = 1080 \text{ mm}$$

Debido a las configuraciones del montaje deben ser reducidas, se utiliza $C_{cp} = 500 \text{ mm}$ como la distancia entre centros ideal. Con base a esto, se puede calcular el largo de la correa mediante la siguiente expresión:

$$L \approx 2C + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 + d_1)^2}{4C} \quad (16)$$

donde:

- d_1 es el diámetro de la polea más pequeña
- d_2 es el diámetro de la polea más grande
- C es la distancia entre centros de las poleas.

De este modo, usando Ec.16, se tiene que $L = 1994 \text{ mm}$. Seleccionando la correa SPZ más cercana a este valor, se tiene una correa SPZ de largo 2000 mm de referencia PHG SPZ2000, el cual tiene una densidad lineal de $M = 0,072 \text{ kg m}^{-1}$.

Ya teniendo la correa, es necesario determinar la capacidad de potencia P_b de la misma para conocer el número de correas necesarias para el sistema. Refiriéndose a las propiedades de correas de sección SPZ, con una velocidad de polea conductora de 1000 RPM , y un diámetro de 90 mm , se tiene una potencia nominal de $1,46 \text{ kW}$ y una potencia de corrección por relaciones de velocidad de $0,13 \text{ kW}$, motivo por el cual la potencia $P_b = 1,59 \text{ kW}$.

Lo siguiente es determinar C_1 y C_2 , los cuales son factores de corrección por longitud de la correa y que pueden evidenciarse en las tablas 8 y 9 del catálogo [5]. Con base a estas tablas, se determina que:

$$C_1 = 1,01$$

$$C_2 = 0,83$$

A partir de estos factores de corrección, se determina la potencia máxima de la polea:

$$P_r = P_b \cdot C_1 \cdot C_2$$

$$P_r = 1,59 \text{ kW} \cdot 1,01 \cdot 0,86$$

$$P_r = 1,38 \text{ kW}$$

Con todo y lo anterior, teniendo una potencia del mecanismo de 172 W , y una potencia permisible por correa de $1,38\text{ Kw}$, se considera que con una sola correa PHG SPZ2000 es suficiente.

Por último, ya teniendo la referencia de la correa y su cantidad, se pueden seleccionar las referencias de las poleas. Teniendo los diámetros de las poleas ya definidos como $d = 90\text{ mm}$ y $D = 450\text{ mm}$, a partir de un número de gargantas de 1, se va a seleccionar la polea PHP 1SPZ90TB de masa $0,7\text{ kg}$ para la conexión del potro a la transmisión, mientras que en el otro caso se va a tener una polea PHP 1SPZ400TB de masa $7,2\text{ kg}$, el cual si se hace referencia a la sección de diseño del eje, fue el mismo valor utilizado para la polea.

6. Conclusiones y recomendaciones

6.1. Conclusiones

- Fue posible obtener un aumento de la producción disminuyendo el esfuerzo físico al incorporar una transmisión flexible mediante poleas a un sistema eje motor. Así mismo, esta incorporación de transmisión sugirió un cambio en las condiciones cinéticas del sistema, forzando la necesidad de rediseñar el eje del tornillo de molienda para cumplir los requerimientos de esfuerzo a los que se somete.
- Se logró aumentar la velocidad de molienda de granos de maíz hasta lograr una producción de 2 arepas por minutos, esto se logró a partir de la implementación de un motor eléctrico como fuente de potencia al sistema.
- Se pudo diseñar un sistema de transmisión de potencia y uniones mecánicas apropiadas para moler granos de maíz. Esto fue posible mediante la implementación de un sistema de poleas las cuales llevan la potencia de un motor de 190 W hasta el una polea que conduce un tornillo de molienda.
- Fue posible disminuir el esfuerzo motriz del operario de la máquina durante el proceso de molienda de granos de maíz dado que la potencia suministrada para la molienda ya no proviene del operario si no que ahora proviene del motor.

6.2. Recomendaciones

- Se recomienda llevar el diseño conceptual y de detalle aquí desarrollado a la etapa de prototipado, para verificar las condiciones de funcionamiento y observar si es necesario realizar cambios.
- Se recomienda realizar una evaluación de costos, a pesar de que se buscaba la máxima asequibilidad de precios, ya que esto permitiría generar un presupuesto razonable para la fabricación de prototipos y para el desarrollo de subsecuentes etapas.
- Todas las memorias de cálculo se encuentran en el repositorio virtual de Github designado a inicio de curso, en caso de verificación de los cálculos evidenciados.

7. Cronograma

Con todo y lo anterior, se muestra el cronograma general realizado para la elaboración del proyecto.

Etapas\Semana	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Identificación y análisis del problema	X	X	X													
Diseño conceptual			X	X	X	X	X	X								
Diseño en detalle								X	X	X	X	X	X	X	X	X

Cuadro 7: Cronograma establecido del proyecto

8. Referencias

- [1] Ullman, David G., 1944-. (2008). The mechanical design process. Boston, Mau. :McGraw-Hill,
- [2] JATHERAN. (2020). Molinos Eléctricos/ Bases/ Somos Fabricantes [Fotografía].
- [3] PYM COMPUSTAR. (2018). Molino Electrico Para Granos 1hp -molino Garantia 100 % Nuevo [Fotografía].
- [4] Indumira Medellin. (2015). Molino de arepas tamales empanadas [Fotografía].
- [5] NAIZEA. (2019). NAIZEA Molinillo de grano eléctrico para molino de maíz, 110 V 3000 W, molinillo de maíz comercial, molinillo de trigo, molinillo de harina con embudo (molinillo seco) [Fotografía].
- [6] SKF. (2016). SKF Power Transmission belts.
- [7] Budynass,Nisbett(2006)Shigley´s Mechanical Engineering Design.Octava Edición.Consultado el 03/02/2022.

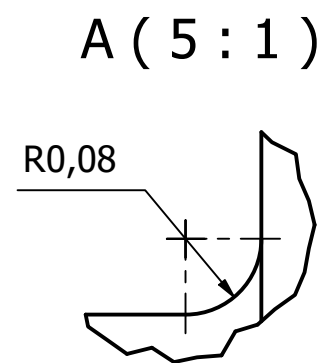
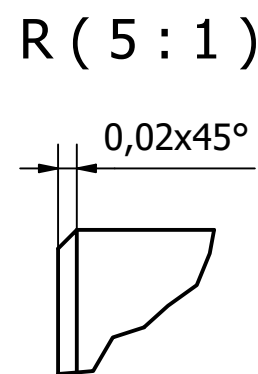
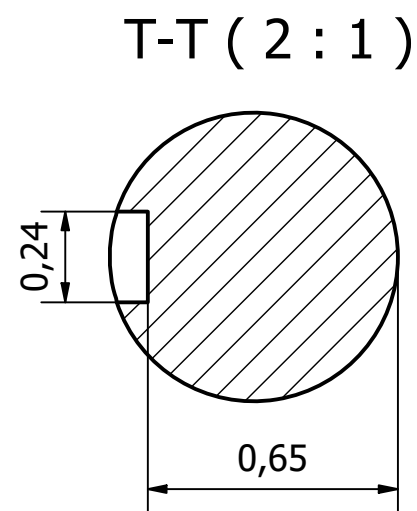
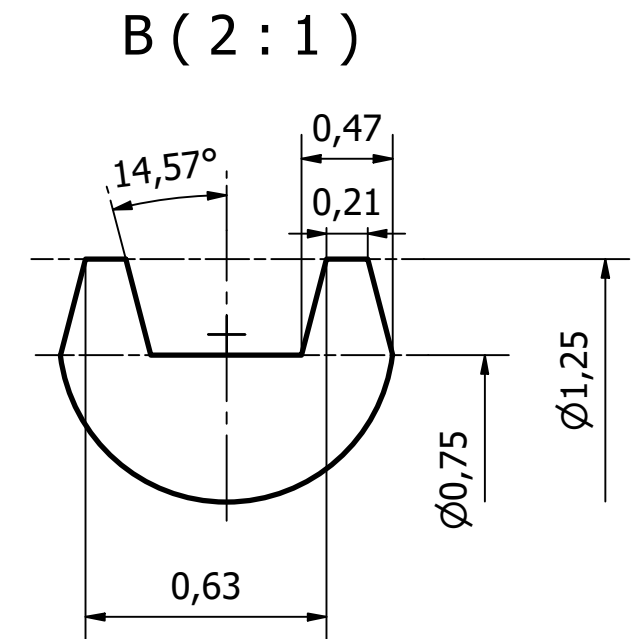
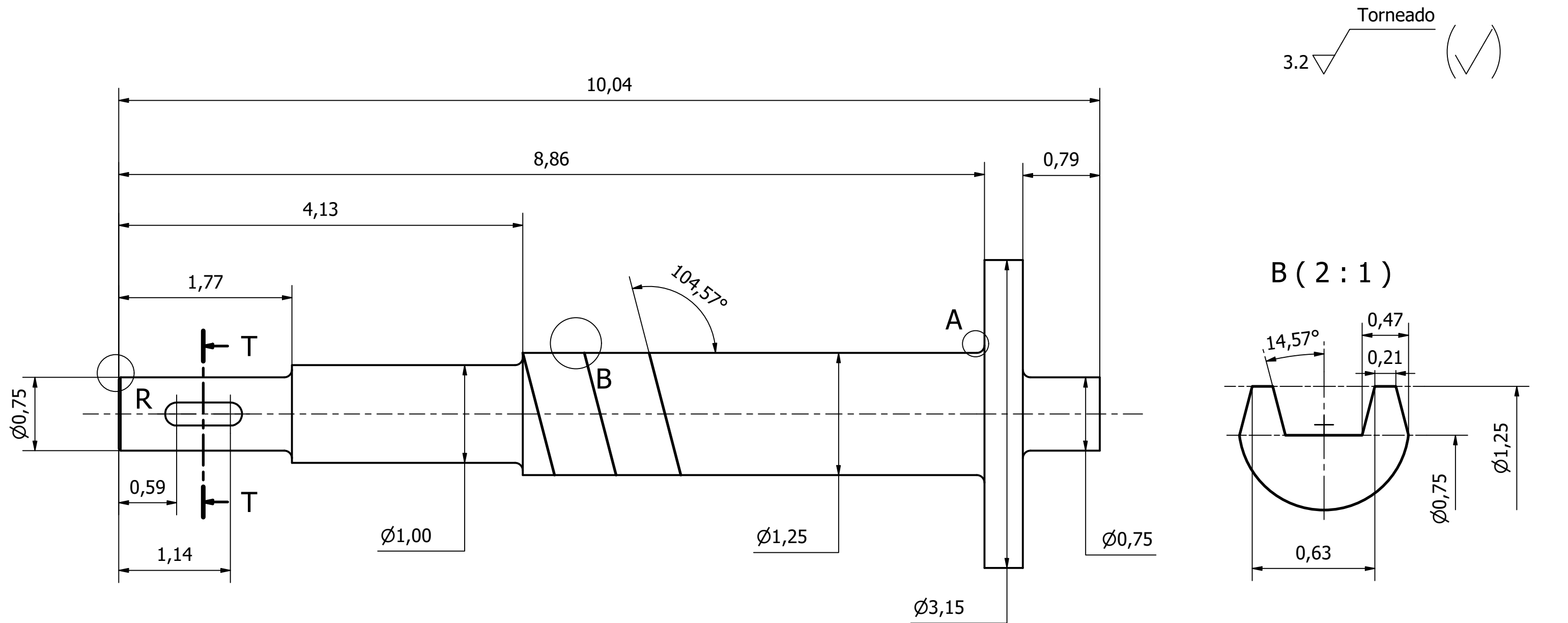
9. Anexos

9.1. Memoria extensa de cálculo

Toda la memoria extensa de cálculo, debido a sus diversos archivos y formatos, se encuentran en la carpeta de memoria de cálculo del repositorio de GitHub del proyecto. [Clic aquí](#) para ir al repositorio.

9.2. Plano de fabricación

En la siguiente página se anexa el plano de fabricación del eje del molino.



El detalle constructivo de chaflán y redondeado aplica a toda geometría del mismo tipo sobre el eje.

Tolerancias Generales	
Medida	Tolerancia
De 0,02 a 0,12	±0,004
De 0,24 a 1,18	±0,008
De 1,18 a 4,72	±0,012
De 4,72 a 15,75	±0,02

DIBUJÓ: Juan Manuel Rubio	FECHA: 10.02.22	FIRMA:	UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA FACULTAD DE INGENIERÍA DEPTO ING. MECÁNICA Y MECATRÓNICA	
REVISÓ: Andrés Holguín	FECHA: 10.02.22	FIRMA:		
APROBÓ: Santiago Marín	FECHA: 10.02.22	FIRMA:	CONJUNTO: Molienda de Maíz	
MATERIAL: Aluminio 2017		CANTIDAD: 1	SUB CONJUNTO: N.A.	
SISTEMA:	FORMATO: A3	ESCALA: 1 : 1	SUB-SUB ENSAMBLE: N.A.	PIEZA: Eje Tornillo
			ÍTEM: N.A.	PLANO N°: 1/1

Nota: Todas las medidas están en pulgadas