

Diseño mecánico de una máquina trituradora para reutilización de polímeros.

Iván Felipe López Gil

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director:

Ing. Jorge Andrés García Barbosa

Universidad Santo Tomás

Facultad de Ingeniería Mecánica

Bogotá, Colombia

2026

Diseño mecánico de una máquina trituradora para reutilización de polímeros.

Iván Felipe López Gil

Dirección:

Ingeniero Jorge Andrés García Barbosa

Universidad Santo Tomás

Facultad de Ingeniería Mecánica

Bogotá D.C

2026

Dedicatoria.

Este proyecto de grado es dedicado a todas aquellas personas que estuvieron junto a mi durante la carrera, en principio a mis padres por apoyarme durante esta bonita etapa, a los docentes que me ayudaron en el proceso de mi proyecto de grado, agradecimiento especial a los ingenieros Jorge Barbosa por su paciencia y dedicación, y Yamid Reyes por ser el precursor del proyecto, a mis amigos quienes estuvieron a mi lado durante toda la carrera, David Alejandro Jimenez Chipatecua, Alan Castro Murcia y Cesar David Estupiñan Ortegon; Quienes fueron un pilar fundamental para cursar este camino y obtener los mejores resultados.

Por último, agradecer a Dios por siempre guiar mis pasos y darme claridad en los momentos de desesperación, solo el sabe cuanto luche por este sueño y todo se lo debo a él.

Tabla de contenido

1	Introducción.....	1
2	Justificación.....	3
3	Objetivos.....	4
3.1.1	General.	4
3.1.2	Específicos.	4
3.1.3	Marco Teórico.....	5
3.1.3.1	Tipos de Plásticos:	5
3.1.3.2	Impacto Ambiental:	5
3.1.3.3	Objetivo del Triturado:	5
4	Diseño conceptual de la máquina trituradora	6
4.1.1	Necesidades del cliente.	6
4.1.2	Especificaciones de ingeniería.....	8
4.1.3	Descomposición funcional.....	11
4.1.4	Propuestas de conceptos.	12
4.1.5	Matriz PUGH.	14
4.1.6	Matriz Triz.....	17
5	Diseño de detalle de la máquina trituradora.	18
5.1.1	Ingeniería básica.	18
5.1.2	Cálculo de Torque para el rotor.	18
5.1.3	Selección del motor.	21
5.1.4	Diseño de transmisión.....	23
5.1.5	Diseño del eje.	24
5.1.6	Evaluación de alternativas de rediseño del eje.....	32
5.1.7	Selección de rodamientos:	34
5.1.8	Diseño de rotor.....	37
5.1.9	Diseño de las cuchillas.	37
5.1.10	Diseño del porta-cuchillas.	38
5.1.11	Diseño de la contra cuchilla.....	38
5.1.12	Diseño de la criba.	38
5.1.13	Diseño de la carcasa o caja del rotor.....	38

5.1.14	Diseño de la tolva de alimentación.	38
5.1.15	Diseño de la estructura portante.	39
5.1.16	Diseño del sistema de control automatizado.....	39
5.1.17	Integración del sistema completo (Ensamblabilidad).	39
5.1.18	Plan de mantenimiento y recomendaciones de operatividad del equipo.	43
6	Conclusiones.....	47
7	Recomendaciones.....	48
8	Bibliografía.....	49
9	Anexos.	50

Lista de tablas

Tabla 1 cantidad de residuos "PET" generados en la sede central 2024	2
Tabla 2 Recolección de datos entrevistas	7
Tabla 3 Descomposición sistema de alimentación.....	8
Tabla 4 Descomposición clasificación y cribado.....	9
Tabla 5 Descomposición sistema de triturado.	9
Tabla 6 Descomposición sistema de transporte	9
Tabla 7 Descomposición mantenibilidad.....	10
Tabla 8 Descomposición Estructural.	10
Tabla 9 Requisitos a tener en cuenta.	10
Tabla 10 Descomposición funcional del sistema.....	12
Tabla 11 Matriz PUGH sistema de alimentación.	14
Tabla 12 Matriz PUGH sistema de triturado.....	15
Tabla 13 Matriz PUGH sistema de regulación de velocidad (transmisión).	15
Tabla 14 Matriz PUGH sistema de clasificación y cribado.....	16
Tabla 15 Matriz PUGH sistema de estructura y soporte.	16
Tabla 16 Matriz Triz.	17
Tabla 17 Resistencia ultima a la tensión.	19
Tabla 18 Tabulación del esfuerzo ultimo a tensión del PET.....	19
Tabla 19 correcciones reales.	31

Lista de figuras

Ilustración 1 Disposición de cuchillas.	20
Ilustración 2 fuerza ejercida por la polea sobre el eje.	24
Ilustración 3 Diagrama de cuerpo libre del eje.	27
Ilustración 4 Diagrama de cortante.	28
Ilustración 5 Diagrama de momento Flector.....	29
Ilustración 6 Flexión alternante.....	30
Ilustración 7 Torsión fluctuante	30
Ilustración 8 Eje escalonado.	32
Ilustración 5 Ensamblaje polea-bushing motor.....	36
Ilustración 6 Ensamblaje polea-eje rotor.	36
Ilustración 7 Ensamblaje poleas-correa (transmisión).	37
Ilustración 8 Rotor.	37
Ilustración 9 Inserto de corte.	38
Ilustración 10 Ensamble estructura base.	39
Ilustración 11 Ensamblaje carcasa o caja del rotor.	40
Ilustración 12 Ensamble porta cuchillas.	40
Ilustración 13 Ensamble base-carcasa-polea rotor.	41
Ilustración 14 Ensamblaje base-caja-motor-transmisión.....	41
Ilustración 15 Ensamblaje con tolva.....	42
Ilustración 16 ensamble tapa de seguridad y riel de post-procesado.	42
Ilustración 17 Ensamblaje finalcon sistema de control start-stop	43

Lista de anexos.

ANEXO A PONDERADO DE ENTREVISTAS REALIZADAS.

ANEXO B MATRIZ TRIZ.

ANEXO C CALCULOS DETALLADOS DEL SISTEMA.

ANEXO D PLANOS CAD DEL SISTEMA.

Glosario

PET: Polietileno tereftalato, polímero termoplástico utilizado para usos varios especialmente en la industria alimenticia.

Torque: Momento de fuerza que produce la rotación.

Rotor: Elemento giratorio de corte donde son alojadas las cuchillas para el corte del material.

Criba: Sistema de clasificación por tamaño de escama.

Resumen

En Colombia, la creciente generación de residuos plásticos, especialmente aquellos derivados de polímeros tipo PET, ha generado una problemática ambiental significativa debido a su baja tasa de degradación y gestión inadecuada. En este contexto, el presente proyecto tiene como objetivo diseñar una máquina trituradora de polímeros orientada a la reutilización de materiales plásticos en un entorno académico, específicamente en la Universidad Santo Tomás.

El desarrollo del proyecto se fundamenta en la aplicación de metodologías de diseño mecánico, particularmente el proceso propuesto por Ullman, integrando herramientas como la descomposición funcional, la matriz PUGH y la matriz TRIZ para la selección del concepto óptimo. Posteriormente, se realizó el diseño de detalle, incluyendo cálculos de torque, selección de motor, dimensionamiento del eje, análisis de transmisión y selección de materiales.

Como resultado, se obtuvo un diseño funcional de una máquina trituradora capaz de procesar botellas PET de 500 ml, generando escamas con un tamaño entre 5 y 8 mm, cumpliendo con los requerimientos de operación, seguridad y eficiencia establecidos.

Se concluye que el diseño propuesto es técnicamente viable para su implementación en entornos académicos, contribuyendo al manejo adecuado de residuos plásticos y fomentando prácticas de reutilización sostenible.

Palabras clave: reciclaje, PET, trituradora, diseño mecánico, reutilización.

Abstract.

In Colombia, the increasing generation of plastic waste, particularly PET-type polymers, has become a significant environmental issue due to their low degradation rate and improper management. In this context, this project aims to design a mechanical crusher for polymer reuse in an academic environment, specifically at Universidad Santo Tomás.

The project is based on mechanical design methodologies, particularly the process proposed by Ullman, integrating tools such as functional decomposition, PUGH matrix, and TRIZ matrix for optimal concept selection. Subsequently, a detailed design phase was developed, including torque calculations, motor selection, shaft dimensioning, transmission analysis, and material selection.

As a result, a functional design of a crusher capable of processing 500 ml PET bottles was obtained, producing flakes between 5 and 8 mm in size while meeting operational, safety, and efficiency requirements.

It is concluded that the proposed design is technically feasible for academic implementation, contributing to proper plastic waste management and promoting sustainable reuse practices.

Keywords: recycling, PET, crusher, mechanical design, reuse.

1 Introducción.

En Colombia, la proliferación descontrolada de polímeros, especialmente plásticos de un solo uso, ha generado una preocupante problemática ambiental. Estos polímeros, persistentes en el medio ambiente debido a su lenta degradación, contaminan cuerpos de agua, suelos y ecosistemas, afectando negativamente la biodiversidad y amenazando la salud de diversas especies. La gestión inadecuada de los desechos plásticos contribuye a la obstrucción de sistemas fluviales y a la generación de vertederos improvisados, exacerbando la contaminación y provocando impactos visuales y olfativos perjudiciales para las comunidades locales. Además, la incineración de estos polímeros libera sustancias tóxicas, comprometiendo la calidad del aire. La falta de conciencia ambiental y la ausencia de políticas efectivas de manejo de residuos plásticos perpetúan esta problemática, demandando la implementación urgente de medidas sostenibles y la promoción de prácticas eco amigables para salvaguardar el entorno colombiano.[1]

Una de las practicas eco amigables más útiles en el caso de los polímeros, es la reutilización de los mismos, dicha práctica tiene requisitos para su aplicación, uno de ellos es que el polímero a reutilizar debe tener pureza y calidad, es decir que no puede contener residuos de ningún tipo, y para poder ser tratado nuevamente es necesario limpiarlo minuciosamente para así evitar la degradación durante el proceso de reciclaje, así mismo el material debe ser triturado para su entrega, debido a que de esa manera se asegura que pueda ser aplicado a la finalidad para la cual este destinado de la manera correcta y sin percances.

En universidades del país tales como la universidad Francisco José de caldas [2], se han llevado a cabo proyectos basados en el lavado y secado de plásticos, con la finalidad misma de lograr su reutilización, así mismo buscaron realizar un prototipo cuyo uso pudiera también ser académico y funcional para la institución y todos los que participen de ella.

Por otro lado, en la universidad de América [3], se llevó a cabo el proyecto de una trituradora para plásticos PET, cuya finalidad al igual que en el proyecto antes mencionado era la reutilización oportuna de los polímeros, con la diferencia que en este proceso se requería que el material ya estuviera desinfectado y se dejaría preparado para ser tratado nuevamente.

Si bien los trabajos desarrollados en las universidades Francisco José de Caldas y Universidad de América constituyen avances importantes en el reciclaje de polímeros, presentan algunas limitaciones. Por ejemplo, en el caso del prototipo de lavado y secado, se brinda un enfoque muy general, cuya adaptación no es centrada en un objetivo claro y una meta trazable que demuestre la eficiencia del prototipo presentado, por otra parte, el proyecto de una trituradora para plásticos PET, no tiene un enfoque especial hacia un nicho de trabajo específico, es decir que se conoce el que se va a hacer, pero plantea una solución muy general al problema presentado.

¿Con lo mencionado con anterioridad a que se pretende llegar?

Con lo analizado anteriormente se puede evidenciar la necesidad de reutilizar los plásticos de una manera eficiente, y cumplir con los procesos mencionados antes de dar un nuevo uso al

material, por eso, por medio del presente documento se busca dar la propuesta de una máquina, cuya finalidad sea triturar el polímero deseado con el fin de poder ser utilizada por la universidad Santo Tomás, con fines académicos brindando una disposición clara a los desechos PET producidos por la misma, la cual bajo datos brindados por la misma universidad ronda mensualmente en 188,23 kg .

Tabla 1 cantidad de residuos "PET" generados en la sede central 2024

CAMPUS	FECHA	TIPO DE RESIDUO	CANTIDAD (KG)
Central	08/08/2024	PET	19,9
Central	08/08/2024	PET	159,93
Central	13/08/2024	PET	8,4
			188,23

Fuente: Universidad Santo Tomas 2025.

2 Justificación

Desarrollar trituradora de plásticos se presenta como una necesidad imperante en el contexto actual, donde la gestión sostenible de residuos y la reducción del impacto ambiental son objetivos prioritarios. Estos dispositivos ofrecen una solución integral para abordar la problemática de los desechos plásticos al proporcionar una vía eficiente para su reutilización. La trituradora desempeñaría un papel fundamental al convertir los plásticos en gránulos o partículas más pequeñas, facilitando así su integración en nuevos productos. Este enfoque integral no solo promueve la economía circular al cerrar el ciclo de vida del plástico, sino que también contribuye a la conservación de recursos al reducir la dependencia de materias primas vírgenes. En última instancia, el desarrollo de estas tecnologías no solo tiene implicaciones medioambientales positivas, sino que también fomenta la innovación en la gestión de residuos, promoviendo un cambio hacia prácticas más sostenibles y responsables.

El desarrollo de una trituradora de plásticos también podría generar beneficios significativos en el ámbito universitario. En primer lugar, brindaría oportunidades educativas valiosas para los estudiantes al integrar tecnología y sostenibilidad en el currículo. Los estudiantes podrían participar en proyectos de investigación, diseño y desarrollo relacionados con esta tecnología, promoviendo habilidades prácticas y conocimientos.

Además, la implementación de este tipo de tecnología en el entorno universitario serviría como un ejemplo concreto de prácticas sostenibles. Las instituciones educativas podrían destacarse como modelos a seguir al adoptar medidas concretas para abordar el problema de los desechos plásticos. Esto no solo inculcaría valores ambientales a los estudiantes, sino que también les proporcionaría experiencias prácticas en la aplicación de soluciones sostenibles en su entorno cotidiano.

Así mismo, se brindaría un apoyo ambiental y se facilitaría el aprendizaje respectivo hacia la gestión de residuos plásticos, y se lograría una implementación académica que permita un uso correcto del reciclaje de plásticos dentro de la universidad.

3 Objetivos.

3.1.1 General.

Diseñar una máquina de triturado para el procesamiento de polímeros termoplásticos para su reutilización.

3.1.2 Específicos.

- Proponer un diseño conceptual para una máquina de triturado de plásticos, considerando los requerimientos del cliente.
- Diseñar a detalle la máquina de triturado para plásticos, considerando criterios de seguridad, ensamblabilidad y mantenimiento.

3.1.3 Marco Teórico.

Reciclaje de Plásticos:

3.1.3.1 Tipos de Plásticos: Comprende las diferentes categorías de plásticos, como PET, HDPE, PVC, etc., y sus propiedades específicas que afectan el proceso de reciclaje.

3.1.3.2 Impacto Ambiental: Analizar el impacto negativo de la acumulación de plásticos en el medio ambiente y la importancia de reducir la dependencia de los recursos vírgenes.

Triturado de Plásticos:

3.1.3.3 Objetivo del Triturado: Entender la necesidad de reducir los plásticos a partículas más pequeñas para facilitar su manipulación, transporte y procesamiento posterior.

Tipos de Trituradoras: Conocer los distintos tipos de trituradoras, como trituradoras de cuchillas, de rodillos y de martillos, y seleccionar la más adecuada para el proyecto.

Procesos Integrados:

3.1.3.4 Flujo de Proceso:

Establecer un entendimiento detallado del flujo de proceso integrado, desde la entrada de plásticos contaminados hasta la obtención de plásticos reciclados de alta calidad.

3.1.3.5 Optimización de Procesos:

Investigar estrategias para optimizar la eficiencia del sistema integrado, minimizar pérdidas y reducir el consumo de recursos.

Sostenibilidad Ambiental:

3.1.3.6 Ciclo de Vida del Plástico:

Analizar el ciclo de vida del plástico y cómo el reciclaje puede contribuir a reducir las emisiones de gases de efecto invernadero y la explotación de recursos naturales.

3.1.3.7 Ecoeficiencia:

Explorar el concepto de ecoeficiencia en el diseño y operación del proyecto para maximizar los beneficios ambientales.

4 Diseño conceptual de la máquina trituradora

La fase de diseño conceptual es aquella donde se pone a prueba la creatividad para ofrecer distintas soluciones basadas en las distintas problemáticas, condiciones y aplicaciones requeridas para el proyecto a desarrollar, en este caso, se busca proponer conceptos de diseño, los cuales serán evaluados bajo la metodología de diseño de Ullman para realizar la selección del mejor concepto y así ser desarrollado y diseñado a detalle de manera correcta para lograr resultados deseados con el mínimo margen de error.

Bajo lo dicho anteriormente se desarrolla la metodología bajo los siguientes ítems.

4.1.1 Necesidades del cliente.

La parte de necesidades del cliente es una zona donde se evalúan los no negociables por parte del usuario hacia el cual es destinado el producto, con base en lo mismo se proponen conceptos que logren suplir esas necesidades de la mejor manera y en pro de la satisfacción del cliente con el prototipo entregado.

En ese orden de ideas y para determinar que busca el cliente o clientes de la máquina, se realiza una entrevista de 10 preguntas a 5 personas relacionadas con el tema y previamente contextualizadas sobre el proyecto, donde se evalúa y da prioridad a lo solicitado por el cliente y requerido para el funcionamiento en óptimas condiciones de la máquina a diseñar.

A continuación, se comparte la lista con las preguntas realizadas.

Pregunta 1. ¿Cree usted que la generación de plástico es una problemática actual que se debe tratar?

Pregunta 2. ¿Qué tipo de materiales o polímeros procesaría principalmente con la trituradora?

Pregunta 3. ¿Cuántas botellas de tamaño personal planea procesar semanalmente?

Pregunta 4. ¿Como cree usted que sea la mejor disposición del material triturado?

Pregunta 5. ¿Cuál es la finalidad que dará al material triturado?

Pregunta 6. ¿Con que frecuencia se utilizara la maquina?

Pregunta 7. ¿Qué tipo de fuente de energía cree que deba disponerse para la máquina?

Pregunta 8. ¿Cuáles de los siguientes aspectos considera más importantes en el diseño?

(Seleccione los tres más relevantes)

- Eficiencia de trituración
- Consumo eléctrico
- Durabilidad de las cuchillas
- Facilidad de mantenimiento
- Nivel de ruido bajo
- Costo inicial
- Seguridad del operario

Pregunta 9. ¿Qué tan importante considera la facilidad de mantenimiento (cambio de cuchillas, limpieza, lubricación)?

Pregunta 10. ¿Qué requisitos adicionales considera importantes que no se hayan mencionado?

Una vez planteadas las preguntas, se procede a crear una tabla cuyo contenido corresponda a los planteamientos de las personas entrevistadas, donde se relacionan las respuestas para así sacar conclusiones, la tabla mencionada es la siguiente.

Tabla 2 Recolección de datos entrevistas

Pregunta	Persona 1	Persona 2	Persona 3	Persona 4	Persona 5
1.	SI	SI	SI	SI	SI
2.	PET y residuos industriales (polietileno, polipropileno polietireno)	Polietileno de alta densidad, polipropileno y PET	Desechos (Polietileno, Psc, PET, Polipropileno y ABS)	Polilefrinas y PET	PET, PLA y PEHD
3.	1500 botellas	Mas de 500	1500 botellas	12-15 kg/hora	minimo 100 botellas
4.	Escamas	Pellet	Pellet o escamas (dependiendo el tipo de tamaño)	Escamas	Escamas limpias y secas
5.	Productos de larga vida y un solo uso como mobiliarios (escritorios, tejas , etc...)	Productos que no tengas que ver con el contacto directo con los seres humanos debido a su reutilización pueden representar ciertos riesgos biológicos	Productos de larga vida y un solo uso.	Productos extruidos como madera plastica, ladrillos y mobiliarios.	Inyección, extrusión, moldeo y prensado.
6.	Uso intermitente (Didáctico)	Uso ocasional	Uso ocasional	Uso intermitente	Uso ocasional
7.	Energía eléctrica, estática por medio de una bicicleta o manual por manivela	Energía eléctrica	Energía eléctrica	Energía eléctrica	Monofasica 110v 60hz y mecánica humana
8.	Facilidad de mantenimiento, durabilidad de las cuchillas y eficiencia de trituración	Facilidad de mantenimiento, seguridad del operario y eficiencia de trituración	Tamaño de partícula, consumo eléctrico y Facilidad de mantenimiento	Durabilidad de las cuchillas, eficiencia de trituración y nivel de ruido bajo	Costo inicial, eficiencia de trituración y seguridad del operario
9.	Muy importante	Muy importante	Muy importante	Moderadamente importante	Muy importante.
10.	Malla para tamaño uniforme (criba), guía de operación de usuarios y recomendaciones	Velocidad de las cuchillas, control manual y que la maquina hable por si sola.	Transmisión de potencia y sistemas de seguridad.	Adecuación del area de operación y generacion de la criba.	Generación del manual de operación operación simplificada peso maximo de 50 kg y señalización.

Fuente: Entrevistas realizadas a docentes e ingenieros afines.
ANEXO A ENTREVISTAS REALIZADAS.

De lo revisado en el **ANEXO A** se puede determinar lo siguiente.

A partir del análisis de las entrevistas realizadas, se concluye que existe un consenso general sobre la generación de residuos plásticos como una problemática actual que requiere atención inmediata, siendo la reutilización una de las estrategias más efectivas

para su mitigación. En este contexto, se identifica al PET como el principal material a procesar por la máquina trituradora, sin descartar la posibilidad de trabajar con otros plásticos como poliolefinas y polietileno. El nivel de procesamiento estimado se sitúa alrededor de 1500 botellas semanales, equivalentes a aproximadamente 45 kg por semana, y la forma más adecuada para la disposición del material triturado son las escamas, ya que no requieren procesos adicionales y permiten múltiples aplicaciones posteriores. La finalidad del material triturado resulta variable y dependerá de las necesidades del cliente, considerando siempre las limitaciones operativas de la máquina. Asimismo, se determina que el uso de la máquina será ocasional, con una frecuencia aproximada de dos a tres veces por semana, y que la fuente de energía más adecuada es la eléctrica, aunque se contempla como alternativa el uso de energía mecánica manual o estática, por ejemplo, mediante una bicicleta. En cuanto a los criterios de diseño, los entrevistados destacan como prioritarios la facilidad de mantenimiento, la eficiencia del triturado y la durabilidad de las cuchillas, enfatizando especialmente la importancia del mantenimiento como un factor clave para el desempeño y la vida útil del equipo. Finalmente, se recomienda prestar especial atención al diseño de la criba, a la señalización de la máquina para garantizar un uso interactivo y sencillo, y a la elaboración de un manual de usuario que facilite su correcta operación.

4.1.2 Especificaciones de ingeniería.

Al realizar un desglose de la descomposición funcional de la maquina se determinan una serie de sistemas que deben estar presentes en el prototipo para la realización de la misma, de acuerdo con los siguientes, más adelante se brindaran opciones con la capacidad de cumplir su cometido en busca de la funcionalidad más optima del prototipo a diseñar, con base a lo anteriormente mencionado, a continuación se presentan los sistemas requeridos con sus funciones, su debida especificación, estándar y criterio de aceptación.

4.1.2.1 Sistema de Alimentación

Tabla 3 Descomposición sistema de alimentación

Función	Especificación de ingeniería	Unidad / Valor	Criterio de aceptación
Recepción de material	Tolva de entrada con capacidad para botellas PET de hasta 1,5L	100×100 mm (mínimo)	Permite alimentación continua sin atascos
Regulación del flujo	Alimentación controlada manual	—	Evita sobrecarga del rotor

Fuente: Estado del arte.

4.1.2.2 Sistema de Clasificación y Cribado

Tabla 4 Descomposición clasificación y cribado.

Función	Especificación de ingeniería	Unidad / Valor	Criterio de aceptación
Control de tamaño	Diámetro de orificios de criba	5–10 mm	Escama uniforme (± 1 mm)
Material de criba	Acero inoxidable o galvanizado	—	Resistente a corrosión y desgaste
Acceso a mantenimiento	Sistema desmontable	—	Cambio en <10 min

Fuente: Estado del arte.

4.1.2.3 Sistema de Trituración / Corte

Tabla 5 Descomposición sistema de triturado.

Función	Especificación de ingeniería	Unidad / Valor	Criterio de aceptación
Corte de material	Rotor con cuchillas rotativas y contra cuchillas fijas	—	Corte uniforme del material principio de funcionamiento de corte y o deformación o compactación
Material de cuchillas	Acero AISI D2 o similar (templado)		Alta resistencia al desgaste
Velocidad de rotor	Rango de operación	400–900 rpm	Ajuste según tipo de PET
Potencia requerida	Motor trifásico	3–7.5 kW	No supera 90% de carga nominal, puede ser potencia mecánica, manual o eléctrica.
Transmisión	Por correas o acople directo, cadenas, variador de frecuencia, entre otras	—	Baja vibración y ruido
Consumo energético	Energía específica	≤ 0.5 kWh/kg	Alta eficiencia energética

Fuente: Estado del arte.

4.1.2.4 Sistema de Transporte / Descarga

Tabla 6 Descomposición sistema de transporte

Función	Especificación de ingeniería	Unidad / Valor	Criterio de aceptación
---------	------------------------------	----------------	------------------------

Transporte del material	Banda, sinfín o gravedad	—	Flujo continuo sin obstrucción
Pérdida de material	Eficiencia de transferencia	$\leq 2\%$	Mínimo desperdicio de escamas

Fuente: Estado del arte.

4.1.2.5 Sistema de Mantenimiento

Tabla 7 Descomposición mantenibilidad.

Función	Especificación de ingeniería	Unidad / Valor	Criterio de aceptación
Accesibilidad	Puertas abatibles con enclavamiento	—	Cumple ISO 14120 (seguridad)
Cambio de cuchillas	Tiempo máximo de mantenimiento	≤ 30 min	Operación segura y rápida
Lubricación	Manual o automática	—	Intervalos definidos en manual técnico

Fuente: Estado del arte.

4.1.2.6 Sistema Estructural y de Soporte

Tabla 8 Descomposición Estructural.

Función	Especificación de ingeniería	Unidad / Valor	Criterio de aceptación
Material del bastidor	Acero estructural A36	—	Resistencia y rigidez adecuadas
Amortiguación	Montajes anti vibratorios	—	Nivel de vibración < 3 mm/s
Peso total	Equipo ensamblado	≤ 150 kg	Portátil o móvil según diseño
Estabilidad	Centro de gravedad controlado	—	Sin vuelco a plena carga
Acabado	Pintura epóxica o galvanizado	—	Protección anticorrosiva ≥ 2 años
Ergonomía			

Fuente: Estado del arte.

4.1.2.7 Requisitos Generales del Sistema

Tabla 9 Requisitos a tener en cuenta.

Aspecto	Especificación técnica
Normas de diseño	ISO 12100 (Seguridad de máquinas), ISO 20607 (Manual), ISO 13857 (Distancias)
Nivel de ruido	≤ 85 dB a 1 m
Eficiencia operativa	$\geq 90\%$ disponibilidad
Seguridad eléctrica	Cumple NTC 2050 e IEC 60204-1

4.1.3 Descomposición funcional.

Para la descomposición funcional es necesario consultar el capítulo 7 del libro The Mechanical Design Process de D.G. Ullman [4]

En este se brindan 6 pasos fundamentales para la realización de una descomposición funcional, los cuales serán presentados y descritos a continuación.

Definir la solución global del sistema: Se debe identificar el objetivo del producto y definirlo en una frase, en este caso será el de “reducir piezas de PET”.

Identificar las entradas y salidas del sistema: Para tener mayor claridad se habla de que las entradas generalmente son “material, energía e información”; mientras que las salidas son material transformado, residuos, señales.

Para lo cual se determina que en el caso del proyecto las entradas son: PET, Energía Eléctrica, Aire/agua (en caso de existir un sistema de limpieza) y la información de operación.

Por otro lado, las salidas identificadas son: El material procesado, Rechazo (materiales no triturables), señales de estado y calor ruido y vibración.

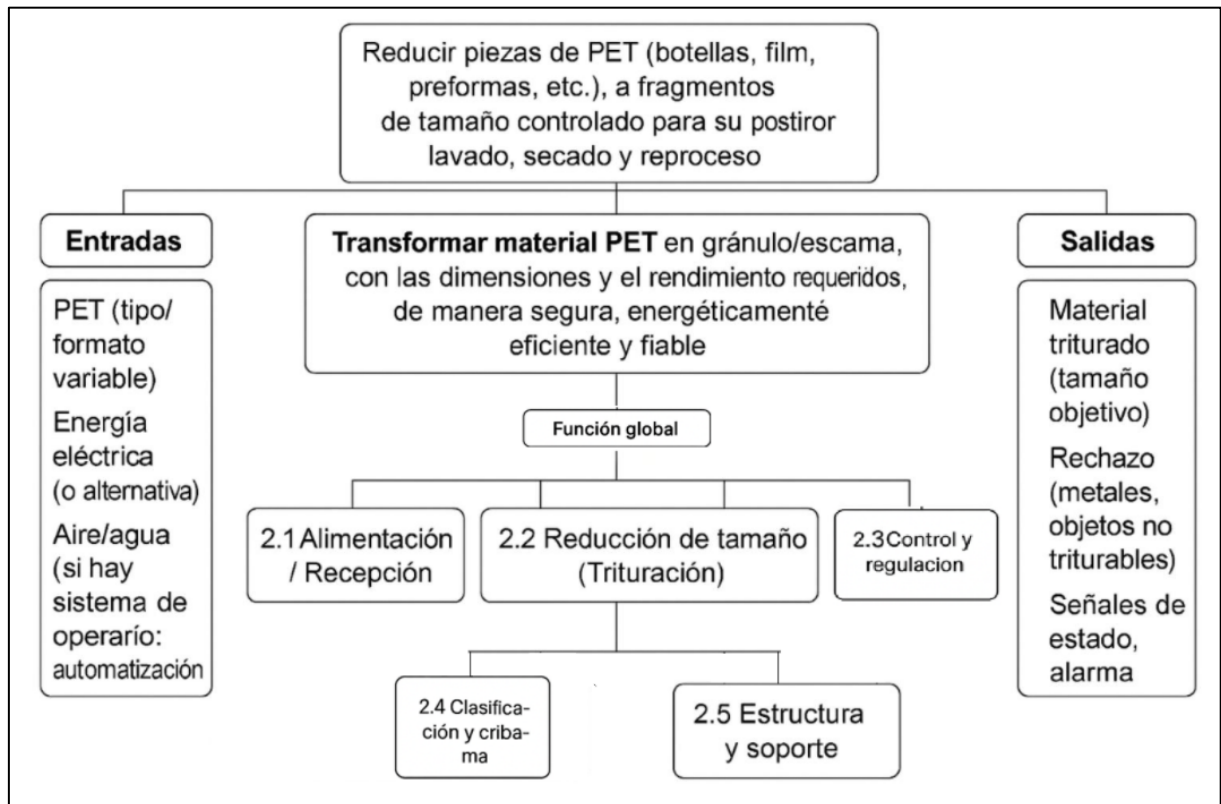
Descomponer la función global en subfunciones: En este paso se debe dividir el proceso principal en etapas lógicas o secuenciales las cuales faciliten el entendimiento del objetivo principal del sistema, en cuyo caso se definen 8 subprocesos como lo son.

La alimentación de material, el pretratamiento, trituración, clasificación, control y regulación, seguridad, mantenimiento y estructura y soporte.

Representar las relaciones entre las funciones: Para esto se selecciona un diagrama funcional Jerárquico, cuya finalidad es mostrar que hace el sistema, para lo cual divide la función global hacia las subfunciones más específicas representando la relación de una manera descendente con líneas verticales que van de una solución global a las específicas. En pocas palabras demuestra como Cada subfunción contribuye al cumplimiento de la función superior.

A continuación, se demuestra el diagrama realizado para comprender y describir la descomposición funcional del sistema.

Tabla 10 Descomposición funcional del sistema.



Fuente: Maquinaria industrial.

4.1.4 Propuestas de conceptos.

Para realizar la propuesta de los conceptos, primero es necesario conocer cuáles son las opciones con las cuales se cuenta para cada una de las funciones principales de la máquina, en ese orden de ideas se realizó la selección de las piezas capaces de suplir la función de manera viable al proyecto, de tal manera que existan opciones para escoger en cada ítem.

1. Alimentación/Recepción.

En primera medida se encuentra el sistema de alimentación y recepción, para el cual se entregan las siguientes opciones basadas en una investigación de cuáles son los más comunes en el mercado y las opciones más viables para las condiciones de la máquina a diseñar.

- Alimentación manual por tolva de gravedad
- Tolva de gravedad con garganta guiada anti atasco
- Alimentación manual asistida por empujador mecánico
- Tolva con rodillo alimentador
- Tolva con compuerta antirreflujo.

2. Reducción de tamaño (Trituración).

Seguidamente se continua con el sistema de Trituración, donde se determina que el método será por cizallamiento debido a que es el método más efectivo para corte de PET, gracias a su corte limpio y sin rebabas, evita la generación de polvo y aporta al ahorro energético al no requerir calor. Pero se debe seleccionar la disposición de corte, donde se encuentran las siguientes opciones.

- Disposición en V.
- Disposición Escalonada.
- Disposición Recta.
- Con dientes.

3.Regulación de velocidad de corte de las cuchillas.

Para el sistema de regulación y control se decide que es necesario un sistema basado en un motor bifásico y bajo parámetros de seguridad para el uso seguro y correcto por parte del usuario, para esto, se proponen las siguientes opciones.

- Regulación VFD (variador de frecuencia).
- Regulación mecánica por engranajes
- Regulación mecánica por correas
- Regulación mecánica por cadena.

4.Clasificación y cribado.

A continuación, para el sistema de clasificación y cribado se define que la disposición final del material es requerida en escamas de un tamaño de entre 5-8 mm, teniendo en cuenta esto, las siguientes son las opciones viables para selección y diseño.

- Criba fija perforada.
- Criba intercambiable modular.
- Criba curva envolvente al eje triturador.
- Criba inclinada por gravedad.
- Criba abatible o deslizante.

5.Estructura y soporte.

Por último, la función de estructura y soporte será definida como el cuerpo de la maquina y debe ser capaz de resistir tanto vibraciones como un peso aproximado de 50 kg, para esto se proponen las siguientes opciones viables.

- Estructura en perfilera de acero al carbono soldada.
- Estructura mixta (perfilera soldada y placas atornilladas).
- Estructura atornillada en perfilera metálica comercial.
- Estructura tipo bastidor con refuerzos triangulado.
- Estructura modular con base soldada y módulos desmontables.

4.1.5 Matriz PUGH.

Una vez conocidas las diferentes opciones presentes por cada función con la cual debe cumplir la máquina, se realiza la matriz PUGH con el objetivo de calificar cada opción para así medir sus ventajas y desventajas sobre las demás y así mismo lograr realizar la selección de la mejor ponderada para conseguir pieza a pieza las opciones más optimas.

Para esto se deben parametrizar ciertos criterios bajo los cuales debe regirse la calificación de cada pieza, dichos criterios serán aplicados de manera diferente a cada función para conseguir una calificación más precisa de lo que se pide de cada una de las opciones.

4.1.5.1 .Alimentación/Recepción.

Los criterios seleccionados de calificación para el sistema de alimentación son los siguientes:

- Simplicidad constructiva (Sim).
- Seguridad del operario (Seg).
- Riesgo de atasco (Ata).
- Peso estructural (Pes).
- Compatibilidad con botellas 500 ml (Com).
- Mantenimiento (Man).

Una vez conocidos los criterios se procede a realizar la matriz cuyos resultados son los siguientes.

Tabla 11 Matriz PUGH sistema de alimentación.

Opción	Sim	Seg	Ata	Pes	Com	Man	Σ
Tolva gravedad	0	0	0	0	0	0	0
Garganta anti atascó	0	+1	+1	0	+1	0	+3
Empujador mecánico	-1	+1	+1	-1	+1	-1	0
Rodillo alimentador	-1	0	+1	-1	+1	-1	-1
Compuerta antirreflujo	0	+1	+1	0	0	0	+2

Fuente: concepto propio.

Opción seleccionada: Tolva con garganta guiada anti atasco.

Esta opción fue seleccionada porque mejora el flujo de alimentación sin aumentar significativamente la complejidad mecánica ni el peso estructural, factores críticos para mantener la máquina por debajo de los 50 kg y compatible con fabricación convencional.

4.1.5.2 Reducción de tamaño (Trituración).

Los criterios seleccionados de calificación para el sistema de Trituración son los siguientes:

- Eficiencia de corte PET (Efi).
- Uniformidad escama 5–8 mm (Uni).
- Durabilidad cuchillas (Dur).
- Consumo energético (110 V) (Ene).

- Complejidad fabricación (Fab).
- Riesgo de atasco (Ata).

Una vez conocidos los criterios se procede a realizar la matriz cuyos resultados son los siguientes.

Tabla 12 Matriz PUGH sistema de triturado.

Opción	Efi	Uni	Dur	Ene	Fab	Ata	Σ
Recta	0	0	0	0	0	0	0
Escalonada	+1	+1	+1	+1	0	+1	+5
En V	+1	+1	0	0	-1	+1	+2
Con dientes	+1	-1	-1	-1	-1	0	-3

Fuente: concepto propio.

Opción seleccionada: Disposición escalonada de cuchillas.

La disposición escalonada fue seleccionada porque permite una trituración progresiva del material, reduciendo picos de carga sobre el eje y el motor, algo fundamental cuando se trabaja con alimentación monofásica de 110 V.

4.1.5.3 Regulación de velocidad de corte de las cuchillas.

Los criterios seleccionados de calificación para el sistema de regulación de velocidad de corte de las cuchillas son los siguientes:

- Compatibilidad 110 V (Com).
- Simplicidad (Sim).
- Mantenimiento (Man).
- Costo (Cos).
- Ajuste de velocidad (Vel).
- Peso sistema (Pes).

Una vez conocidos los criterios se procede a realizar la matriz cuyos resultados son los siguientes.

Tabla 13 Matriz PUGH sistema de regulación de velocidad (transmisión).

Opción	Com	Sim	Man	Cos	Vel	Pes	Σ
Correas	0	0	0	0	0	0	0
VFD	+1	-1	-1	-1	+1	0	-1
Engranajes	0	-1	-1	-1	0	-1	-4
Cadena	0	-1	-1	0	0	-1	-3

Fuente: concepto propio.

Opción seleccionada: Transmisión mecánica por correas.

La regulación mediante correas fue seleccionada por su simplicidad, bajo costo y facilidad de mantenimiento, alineándose con los requerimientos de fabricación convencional y operación académica.

4.1.5.4 Clasificación y cribado.

Los criterios seleccionados de calificación para el sistema de clasificación y cribado son los siguientes:

- Control escama 5–8 mm (Con).
- Simplicidad (Sim).
- Peso total máquina (Pes)
- Limpieza (Lim).
- Mantenimiento (Man).
- Durabilidad (Dur).

Una vez conocidos los criterios se procede a realizar la matriz cuyos resultados son los siguientes.

Tabla 14 Matriz PUGH sistema de clasificación y cribado.

Opción	Con	Sim	Pes	Lim	Man	Dur	Σ
Fija	0	0	0	0	0	0	0
Intercambiable	+1	0	0	+1	+1	0	+3
Curva	+1	-1	-1	0	0	+1	0
Abatible/deslizante	0	0	0	+1	+1	0	+2

Fuente: concepto propio.

Opción seleccionada: Criba intercambiable modular.

Se seleccionó debido a que permite ajustar el tamaño de escama sin modificar el sistema de trituración, aumentando la flexibilidad operativa de la máquina. Adicionalmente al ser intercambiable permite un mejor acceso para limpieza y mantenimiento.

4.1.5.5 Estructura y soporte.

Los criterios seleccionados de calificación para la estructura y soporte son los siguientes:

- Rigidez estructural (Rig).
- Peso total (<50 kg) (Pes).
- Fabricación convencional (Fab).
- Mantenimiento (Man).
- Resistencia a vibración (Vib).
- Modularidad (Mod).

Una vez conocidos los criterios se procede a realizar la matriz cuyos resultados son los siguientes.

Tabla 15 Matriz PUGH sistema de estructura y soporte.

Opción	Rig	Pes	Fab	Man	Vib	Mod	Σ
Soldada	0	0	0	0	0	0	0

Mixta	+1	0	0	+1	+1	+1	+4
Atornillada	-1	+1	+1	+1	-1	+1	+2
Bastidor triangulado	+1	-1	0	0	+1	0	+1
Modular desmontable	0	0	-1	+1	0	+1	+1

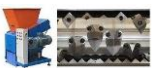
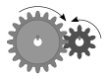
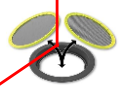
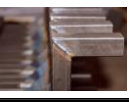
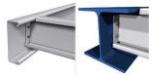
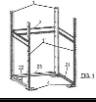
Fuente: concepto propio.

Opción seleccionada: Estructura mixta (perfilería soldada + placas atornilladas). Esta configuración combina la rigidez estructural necesaria para soportar cargas dinámicas de trituración con la modularidad requerida para mantenimiento frecuente.

4.1.6 Matriz Triz.

Una vez realizada la selección por cada una de las funciones requeridas para la maquina se procede a realizar la matriz TRIZ (ANEXO B), con el fin de dejar una trazabilidad sobre las opciones existentes y la selección de las mismas para lograr obtener el concepto final basado en las condiciones brindadas para la parte del diseño a detalle.

Tabla 16 Matriz Triz.

Matriz Triz					
Función	Opciones				
1. Alimentación/Recepción.	Manual por Tolva de gravedad 	Tolva de gravedad con garganta guiada anti atasco 	Alimentación manual asistida por empujador mecánico 	Tolva con rodillo alimentador 	Tolva con compuerta antirreflujo 
2. Reducción de tamaño (Trituración por cizallamiento).	Disposición en V 	Disposición Escalonada 	Con dientes 	Cuchillas rectas con angulo de corte 	
3. Regulación de transmisión de velocidad.	Con VFD 	Por poleas 	Por engranajes 	Por cadenas 	
4. Clasificación y cribado.	Criba fija perforada 	Criba intercambiable modular 	Criba curva envolvente 	Criba abatible 	
5. Estructura y Soporte	Perfilería soldada y placas atornilladas 	Perfilería de acero al carbon soldada 	Estructura atornillada en perfilera metalica 	Tipo bastidor con refuerzos triangulados 	Modular con base soldada y modulos desmontables 

ANEXO B MATRIZ TRIZ.

5 Diseño de detalle de la máquina trituradora.

En el capítulo anterior se realizó la definición de los requisitos funcionales solicitados para el diseño conceptual de la máquina, seguidamente se desarrolló la ingeniería conceptual del proyecto, donde se definió un concepto final compuesto de las opciones mejor calificadas para cumplir con las funciones que se necesitan para la operatividad de la trituradora.

En este capítulo se desarrollará dicho concepto concibiendo el diseño mecánico a detalle del mismo. Para la realización de este es necesario comenzar por una ingeniería básica, la cual comenzara por una estimación de cargas y una selección preliminar de los componentes, continuando con la ingeniería de detalle el cual consta del diseño del eje, del rotor, diseño del conjunto de cuchillas, diseño de la carcasa y bastidor, diseño de transmisión, rodamientos y soporte. Terminando en el diseño CAD con planos y renderizado del ensamblaje total.

5.1.1 Ingeniería básica.

En la parte de ingeniería básica se llevarán a cabo la estimación de cargas y todos los cálculos necesarios para poder realizar la selección de las piezas críticas para determinar el diseño a detalle y comenzar con el diseño CAD.

5.1.2 Cálculo de Torque para el rotor.

En primera medida se realiza el cálculo de torque necesario para la operabilidad de la máquina mediante la ecuación (1), para esto se calcula en primera medida la fuerza requerida para cortar el PET.

$$\text{Donde: } \tau = \frac{F}{A} \quad (1)$$

τ = Resistencia al corte del PET donde se toma un valor de 30MPa. Este valor deriva de la resistencia a la tensión, aplicando relaciones establecidas entre esfuerzo cortante y esfuerzo tensil.

Por lo tanto, en materiales isotrópicos y muchos polímeros semicristalinos como el PET, se aplica la relación clásica determinada por el criterio de Von Mises de la teoría de distorsión de energía:

$$\tau_{shear} \approx 0.5 - 0.6 \sigma$$

Conocido lo anterior se busca el valor en tablas de la resistencia ultima a la tensión (UTS) del PET.

Tabla 17 Resistencia ultima a la tensión.

Polymer Type	Ultimate Tensile Strength (MPa)	Elongation (%)	Tensile Modulus (GPa)
ABS	40	30	2.3
ABS + 30% Glass Fiber	60	2	9
Acetal Copolymer	60	45	2.7
Acetal Copolymer + 30% Glass Fiber	110	3	9.5
Acrylic	70	5	3.2
Nylon 6	70	90	1.8
Polyamide-Imide	110	6	4.5
Polycarbonate	70	100	2.6
Polyethylene, HDPE	15	500	0.8
Polyethylene Terephthalate (PET)	55	125	2.7

Fuente: MatWeb

Se realiza una tabulación entre 0,5 y 0,6% del valor del esfuerzo ultimo a tensión conocido en la Tabla 17 para realizar un promedio y escoger el valor a utilizar de resistencia al corte del PET dicho resultado se encuentra en la Tabla 18, seleccionando un valor conservador aproximado de 30MPa.

Tabla 18 Tabulación del esfuerzo ultimo a tensión del PET.

τ_{Shear}		
Valor a tabular	Valor real (Mpa)	Valor calculado
0,5	55	27,5
0,52	55	28,6
0,54	55	29,7
0,56	55	30,8
0,58	55	31,9
0,6	55	33
	Promedio	30,25

Fuente: Propia.

Seguidamente se determina el Área (A) efectiva de corte del borde de la cuchilla por medio de la ecuación (2).

Para esto es necesario tener en cuenta que la botella no se corta completamente, si no que se “muerde” parcialmente en el área del espesor del PET (aproximadamente 0,35mm) x el ancho de corte instantáneo (el cual se determina como 34 mm por el área de corte de la cuchilla) para así poder hallar el área, la cual equivale a:

$$A = 0,35mm * 34mm = 11,9mm^2 = 11,9 \times 10^{-6}m^2 \quad (2)$$

Y finalmente se calcula la Fuerza con los valores previamente obtenidos de resistencia al corte del PET y área despejados de la ecuación (3).

$$F = \tau * A = 30 MPa * 11,9 \times 10^{-6}m^2 = 357N \quad (3)$$

Como la disposición de las cuchillas es escalonada (Ilustración 1) se realizará un diseño de rotor en donde una sola cuchilla corte a la vez y se multiplica la fuerza por el número de cuchillas como se ve en la siguiente ecuación (4), obteniendo un valor de:

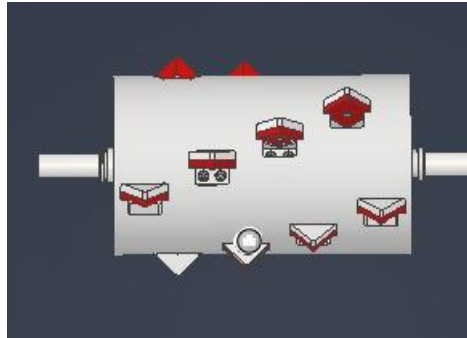


Ilustración 1 Disposición de cuchillas.

$$F_{Total} = F * \text{Nro de cuchillas} = 357N * 1 = 357N \quad (4)$$

Una vez obtenidos los datos de fuerza, se procede a realizar el cálculo del torque requerido para el funcionamiento del rotor, el cual se obtiene del producto entre la fuerza total y el radio del rotor.

Para el dato desconocido que es el radio del rotor se toma un valor estándar para trituradoras pequeñas de 132 mm de diámetro, por tanto, el radio del rotor será de 66 mm o pasado a metros 0,066m

Conocidos los datos se procede a calcular el torque con la ecuación (5) obteniendo el siguiente valor.

$$T = F * r = 357N * 0,066m = 23,5Nm \quad (5)$$

Para continuar es necesario hallar el valor del torque real con la ayuda de la ecuación (6), debido a que los molinos no trabajan en régimen estático y hay picos por botellas enteras, es necesario calcular el valor real del torque requerido utilizando un factor de choque dinámico (K=3 tomado como este valor debido a que el trabajo al cual es sometido es de cargas de impacto) y multiplicándolo por el valor del torque obtenido anteriormente.

$$T_{real} = K * T = 3 * 23,5Nm = 70,68Nm \quad (6)$$

Con base en el resultado obtenido, se determina un valor de entre 65-70 Nm como torque requerido para el rotor, del cual se selecciona un valor de 70 Nm para el diseño.

5.1.3 Selección del motor.

Inicialmente se convierte el valor de torque en potencia, con la siguiente formula (7).

$$P = \frac{T * \omega}{1000} \quad (7)$$

Donde ω es la velocidad angular, la cual se calcula de la siguiente manera en la ecuación (8) y se toma un valor estándar para la velocidad rotacional de 300 rpm el cual es un ideal para el corte de PET:

$$\omega = 2\pi * \frac{300rpm}{60} = 31,42 \frac{rad}{s} \quad (8)$$

Se calcula la potencia con el torque real calculado anteriormente y la velocidad angular, como se evidencia en la siguiente ecuación (9).

$$P = \frac{70,68 Nm * 31,42 rad/s}{1000} = 2,22 KW = 2,97 HP \quad (9)$$

Teniendo en cuenta que el motor esta antes de la reducción por transmisión, se realiza el cálculo con una reducción de 4:1 según se ve en la ecuación (10), donde se calcula exactamente igual que la anterior velocidad angular (ecuación (11)) y potencia (ecuación (12)) teniendo en cuenta que se trabajara a 1750 rpm.

$$T_{reducción} = \frac{T_{real}}{4} = 17,67 Nm \quad (10)$$

$$\omega = 2\pi * \frac{1750rpm}{60} = 183,26 \frac{rad}{s} \quad (11)$$

$$P_{1750rpm} = \frac{17,67 Nm * 183,26 rad/s}{1000} = 3,24 kW = 4,34 HP \quad (12)$$

A partir del cálculo realizado, se obtiene una potencia teórica requerida de aproximadamente 3 a 4 HP, considerando condiciones máximas de carga durante el proceso de corte.

Sin embargo, es importante destacar que este valor corresponde a un escenario conservador, en el cual se asume que el máximo esfuerzo de corte ocurre de manera continua, lo cual representa un corte en seco que no es real. Por tanto, se calcula la potencia real considerando las condiciones de corte intermitente y la inercia del rotor.

Para dichos cálculos se considera que el sistema no trabaja en régimen continuo de corte, sino:

El rotor gira sin carga y acumula energía cinética, entra material y se produce el corte por lo que el rotor cede energía almacenada y el motor repone energía perdida, este comportamiento obedece al principio de un volante de inercia, el cual almacena una energía cinética como se evidencia en la ecuación (13)

$$E = \frac{1}{2} I \omega^2 \quad (13)$$

Dentro de la cual:

E: Energía almacenada.

I: Inercia del rotor.

ω : Velocidad angular del rotor.

Por tanto y como se ve en la ecuación (14), se realiza el calculo de la inercia teniendo en cuenta que la masa del rotor es aproximadamente 8kg y el radio 0,066m.

$$I = \frac{1}{2} m * r^2 = 0,174kg * m^2 \quad (14)$$

Seguidamente se calcula la velocidad angular con la ecuación (15) y finalmente se calcula la energía almacenada con la ecuación (16).

$$\omega = 2\pi * \frac{437,5}{60} = 45,8 \frac{rad}{s} \quad (15)$$

$$E = \frac{1}{2} * (0,0174) * (45,8)^2 = 18,24 J \quad (16)$$

Este resultado indica que el rotor cuenta con aproximadamente 18 J disponibles instantáneamente, lo cual no es despreciable debido a que el corte ocurre en ms y la energía es descargada en un tiempo muy corto. Por tanto, la energía requerida para el corte está dada por la ecuación (17), la cual está dada por el producto entre la fuerza de corte, calculada en 357N y el desplazamiento de corte definido como 1mm o 0,001m.

$$W = F * d = 357N * 0,001 m = 0,357J \quad (17)$$

Este resultado indica que la energía requerida por cada corte es equivalente a aproximadamente 0,357 J, y la energía disponible del rotor es de aproximadamente 18 J, lo cual, calculado el cociente, indica que el rotor tiene energía para realizar aproximadamente 50 cortes sin recibir aporte del rotor. Por lo que se puede concluir que el motor no necesita suministrar una potencia pico de 4 HP sino un promedio, definida por la frecuencia de corte estimada (Ecuación (18)) y la consideración de pérdidas reales (Ecuación (19)), asimismo se tiene en cuenta la intermitencia la cual cuenta con un factor de uso aproximado de 0,2.

$$P_{real} = 5 - 10 * p_{teorico} = 5 * 2,22kW = 11.1kW \quad (18)$$

$$P_{equivalente} = P * Factor \ de \ uso = 4 * 0,2 = 0.8 \ HP \quad (19)$$

Considerando estos factores, se selecciona un motor con una potencia entre 0,75 HP y 1 HP a 110 V, el cual resulta adecuado para aplicaciones de baja capacidad y uso académico, garantizando un funcionamiento eficiente sin sobredimensionar el sistema.

Esta selección responde a criterios de eficiencia energética, simplicidad operativa y disponibilidad en el entorno de uso, siendo coherente con el propósito del prototipo desarrollado.

Se considera además un factor de servicio asociado a cargas variables, el cual es compensado mediante la reducción de la velocidad mediante la transmisión y la naturaleza intermitente del proceso de trituración.

5.1.4 Diseño de transmisión.

Una vez seleccionada la relación de 4:1 se calcula la velocidad de rotación necesaria con un estándar de 1750rpm la cual es la velocidad de un motor de 1 HP o 0.7457 kW, se evidencia en la ecuación (20).

$$n_{rotor} = \frac{1750rpm}{4} = 437rpm \quad (20)$$

Por eficiencia se ajusta de 437rpm a un rango de entre 380-420rpm, los cuales son condiciones inmejorables para trabajar el PET.

Seguidamente se realiza la selección de las poleas teniendo en cuenta que la relación 4:1 se selecciona lo siguiente para la polea del motor y del rotor.

- Polea del motor Ø 75 mm
- Polea Eje Ø 300 mm
- Banda tipo A

5.1.5 Diseño del eje.

El eje del rotor es un componente esencial para el diseño de las demás piezas, ya que constituye el elemento central del sistema. Este funciona como la columna vertebral de la máquina, soportando el rotor e integrando los rodamientos. Además, su movimiento permite llevar a cabo la función principal del equipo, que consiste en la reducción de tamaño del PET mediante corte mecánico para su reciclaje.

Para poder determinar los diámetros y continuar realizando el diseño de las demás piezas es necesario considerar en primera instancia lo más importante del diseño, lo cual es el eje, para iniciar con el cálculo del mismo se asume una distancia de 30cm para el mismo, también se debe tener en cuenta que el mismo debe contar con 2 rodamientos, 1 polea, y el rotor con una fuerza aplicada de 210N que es distribuida en un total de 10 cm, donde realizando el cálculo de $210\text{N}/10\text{cm}$ da un total de 21N/cm , una vez considerado lo anterior procedemos a ubicarlo en el espacio con el fin de poder comenzar con los cálculos pertinentes a sumatoria de fuerzas y momentos.

Antes de continuar, es necesario averiguar cuál es la fuerza que ejerce la polea sobre el eje, para esto es necesario hallar la fuerza resultante, la cual se debe calcular con la formula (21).

$$F_r = \sqrt{T_1^2 + T_2^2 + 2T_1 * T_2 * \cos(\theta)} \quad (21)$$

Donde:

T1. Tensión del lado tenso.

T2. Tensión del lado flojo.

θ . Angulo entre ramales.

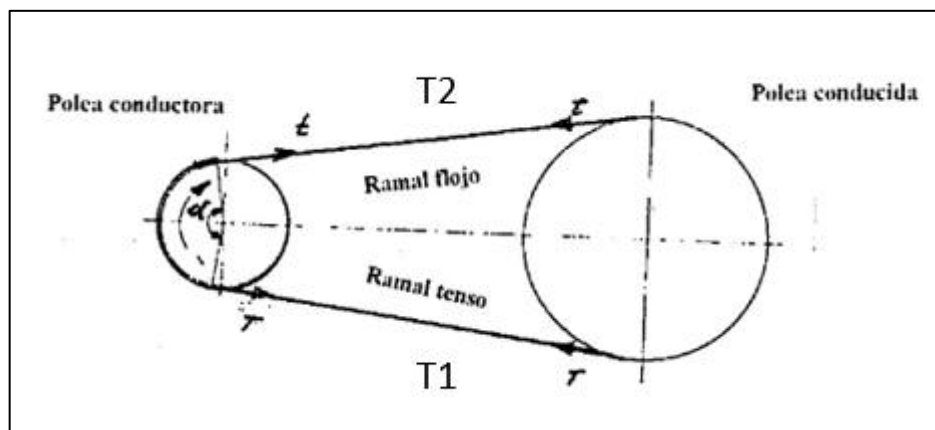


Ilustración 2 fuerza ejercida por la polea sobre el eje.

Para hallar las tensiones en lado tenso y flojo, primero es necesario plantear un sistema de ecuaciones donde se involucran las fórmulas de fuerza tangencial y la relación de Euler, las cuales, permitirán despejar las tensiones en función de las anteriormente mencionadas para determinar los valores por medio de la ecuación (22).

Fuerza tangencial.

$$F_t = T1 - T2 = \frac{1000 * Potencia}{v} \quad (22)$$

Para utilizar esta fórmula es necesario conocer el valor de la potencia en kW.

Para determinar la v (velocidad lineal de la correa) es necesario conocer los datos de la formula (23).

$$v = \frac{\pi * d * n}{60000} \quad (23)$$

En este caso se pueden utilizar los valores de cualquier lado del sistema de transmisión debido que nos dará lo mismo, es decir que puede utilizarse la velocidad rotacional y diámetro de la polea del rotor, o del motor, igualmente para comprobar se realiza el cálculo de ambas obteniendo la ecuación (24) y la ecuación (25).

$$v_{motor} = \frac{\pi * 75mm * 1750rpm}{60000} = \frac{6.87m}{s} \quad (24)$$

$$v_{Rotor} = \frac{\pi * 300mm * 437rpm}{60000} = \frac{6.87m}{s} \quad (25)$$

Una vez obtenida la velocidad se calcula la fuerza tangencial vista en la ecuación (26).

$$F_t = T1 - T2 = \frac{1000 * 0.7457kW}{\frac{6.87m}{s}} = 108.54N \quad (26)$$

Seguidamente se realiza la relación de Euler (T1/T2) como se ve en la ecuación (27).

$$\frac{T1}{T2} = e^{\mu * \alpha} \quad (27)$$

- μ es el coeficiente de fricción del caucho con el acero que es tomado como 0,25
- α es el ángulo de contacto el cual se define en la ecuación (28).

$$\alpha = \pi - \frac{\Delta d}{C} \quad (28)$$

- Δd es la diferencia de diámetros donde se resta el mayor con el menor de los diámetros de las poleas (300mm-75mm) obteniendo un valor de 225mm
- C es la distancia entre centros donde se asume una distancia de 400 mm

Obteniendo la ecuación (29).

$$\alpha = 2,579 \text{ rad (29)}$$

Continuando con la relación de Euler la cual es la ecuación (30).

$$\frac{T1}{T2} = e^{0,25*2,579} = 1.9 \text{ (30)}$$

Por último, se resuelve el sistema despejando los torques de la ecuación (31) y ecuación (32).

$$T2 = \frac{Ft}{e^{0,25*2,579}-1} = 120.6N \text{ (31)}$$

$$T1 = T2 - Ft = 12.06N \text{ (32)}$$

Con estos valores encontrados se procede a reemplazar en la ecuación (33) de fuerza resultante, donde también se asume el ángulo entre ramales como 0 debido a que las correas son paralelas, por tanto.

$$F_{r=\sqrt{T1^2+T2^2+2T1*T2*\cos(\theta)}} = 132.66N \text{ (33)}$$

Para esto en primera medida se presenta un diagrama de cuerpo libre (DCL) el cual se ve en la Ilustración 3.

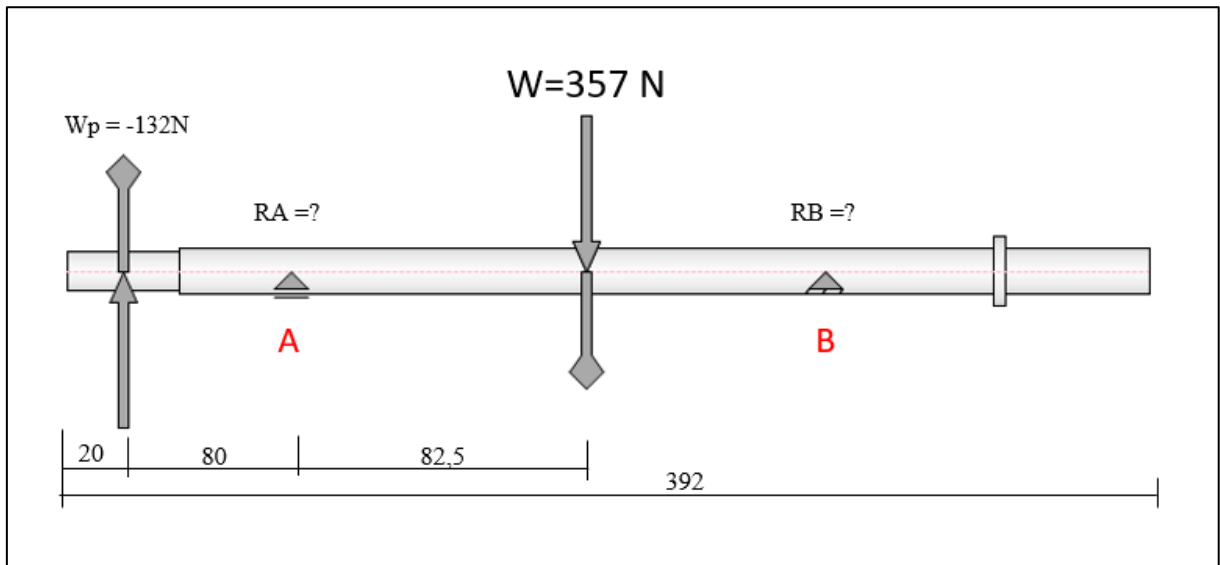


Ilustración 3 Diagrama de cuerpo libre del eje.

Seguidamente se realiza la sumatoria de fuerzas en Y (34), donde se obtiene:

$$\Sigma F_y = 0 \quad (34)$$

$$R_A + R_B - 357N - 132N = 0 \quad (34)$$

$$R_A + R_B = 489N \quad (34)$$

Se continua con una sumatoria de momentos en A.

Se toma como referencia el punto a para consideración de las distancias a las cuales están sometidas las fuerzas, comenzando por la polea, ubicada a 100 mm y una fuerza radial de -132N, seguidamente se ubica la carga W equivalente a -357N y una distancia de 82,5mm, y por último el apoyo en b el cual aún no conocemos, pero se encuentra ubicado a 165mm y se procede a solucionar la ecuación (35) y consecutivamente la ecuación (36).

$$\Sigma M_A = 0 \quad (35)$$

$$R_B(165mm) - 357N(82.5mm) + (-132N)(100mm) = 0 \quad (35)$$

$$R_B = 98.5N \quad (35)$$

Por tanto:

$$R_A = 489N - 98.5N = 390.5N \quad (36)$$

Una vez obtenidos los resultados se procede a realizar el diagrama de cortante (Ilustración 4) con la ayuda del acelerador de diseño de inventor 2026, donde obtenemos los siguientes gráficos (V(x)).

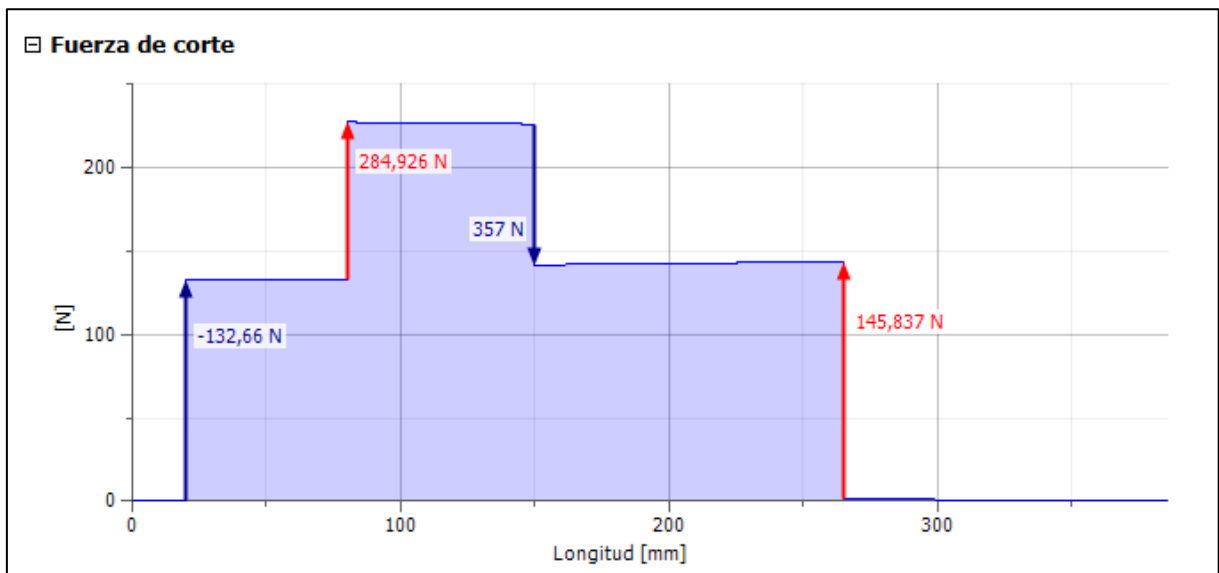


Ilustración 4 Diagrama de cortante.

Del anterior diagrama se puede determinar que las cargas son desbalanceadas hacia el lado izquierdo, el cortante máximo se encuentra cerca del punto a, lo cual indica que es una zona crítica estructuralmente hablando, esto quiere decir que el eje no debe ser cilíndrico uniforme sino más bien escalonado, cerca del punto A debe estar la zona más robusta del eje, deben evitarse las chavetas en zonas críticas y deben ser utilizados filetes grandes en los cambios de sección.

Después del diagrama de cortante es necesario concebir el diagrama de momento flector (Ilustración 5), el cual permite visualizar gráficamente la variación de los momentos internos a lo largo de un elemento bajo cargas, identificando los valores máximos y mínimos donde puedan ocurrir los mayores esfuerzos y por tanto ayude a determinar un sugerido para el diámetro del eje.

Siendo integrado por tramos, primero es calculado en el punto A como se ve en la ecuación (37).

$$M_A = 132N * 100mm = \frac{13200N}{mm} \quad (37)$$

Seguidamente en el punto de carga W como se ve en la ecuación (38)

$$M_W = -132N(182.5mm) + 390.5N(82.5mm) = \frac{8176.25N}{mm} \quad (38)$$

Comparando, se determina que el momento máximo está en el punto A, es decir que esta es considerada la zona crítica real del eje, a continuación, se evidencia en el gráfico.

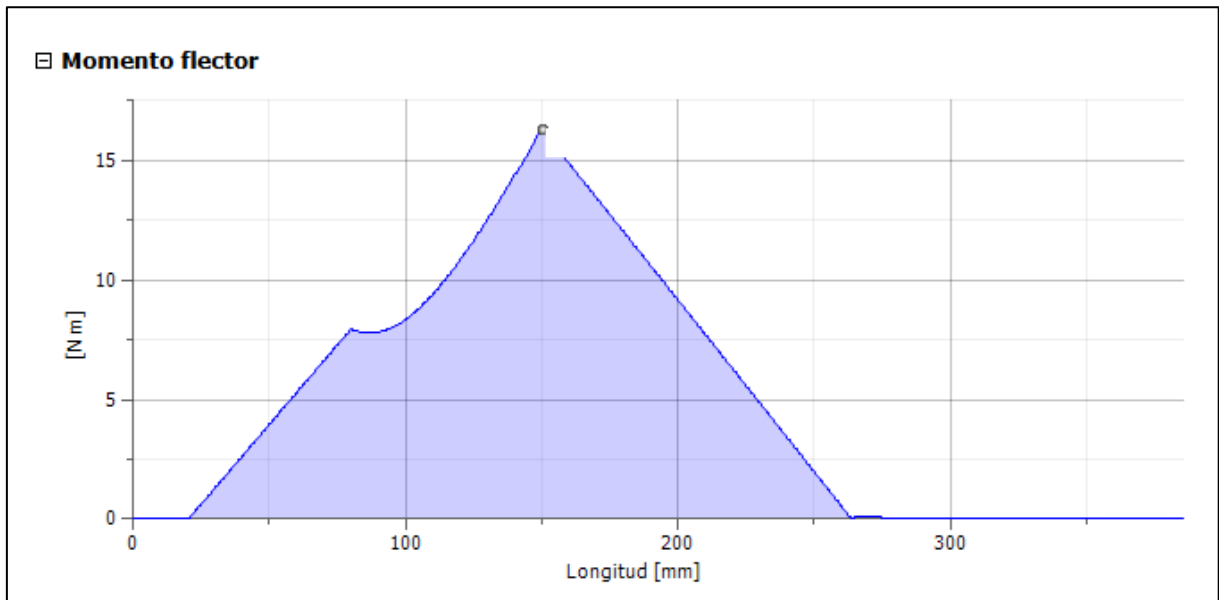


Ilustración 5 Diagrama de momento Flector.

Una vez evidenciado el momento flector máximo en el punto A, se puede continuar realizando la estimación del cálculo del diámetro del eje, el cual se regirá bajo la norma ASME y VON MISES, donde se combina la flexión y la torsión para hallar el valor del diámetro base del eje.

Con estos datos se calculan M' con la formula (39), y T' con la formula (40), los cuales nos ayudaran a calcular el Momento equivalente (M_{eq}) visto en la ecuación (41), el cual después será utilizado para el cálculo del diámetro mínimo teórico que se encuentra en la ecuación (42).

$$M' = M_{max} * k_b = 19800 \quad (39)$$

$$T' = T * k_t = 13230 \quad (40)$$

$$M_{Eq} = \sqrt{M'^2 + T'^2} = \frac{23950N}{mm} \quad (41)$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi * T_{adm}} * M_{Eq} = \sqrt[3]{0.0926 * 23950} \quad (42)$$

$$d = 13.2mm \quad (42)$$

El diámetro mínimo permitido para el diseño del eje será de 13,2 mm.

Al verificar las cargas a las cuales está sometida la máquina, se identifican cargas como las cíclicas e impactos, cuya principal repercusión suele ser la fatiga la cual afectaría en principal medida al eje, por tanto, es necesario identificar que el tipo de fatiga presente en el diseño es de alto ciclo, lo cual indica que cuenta con una cantidad de 10^5 ciclos durante su vida útil, además de contar con esfuerzos relativamente bajos y carga repetitiva.

El eje esta sometido a flexión alternante (Ilustración 6) y Torsión fluctuante (Ilustración 7).

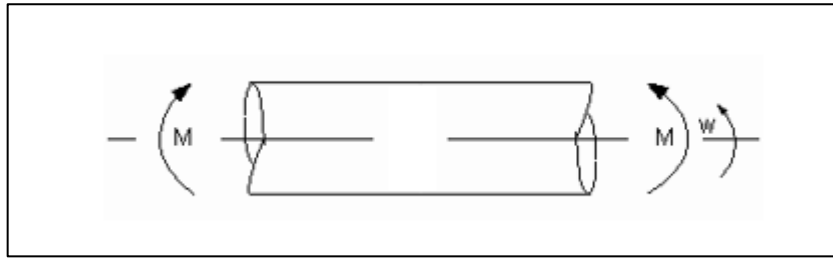


Ilustración 6 Flexión alternante.

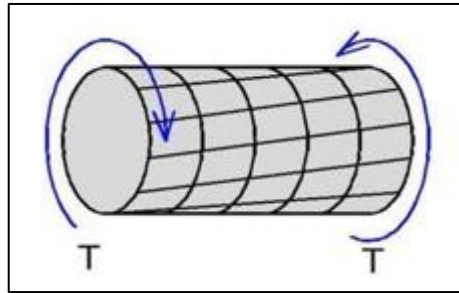


Ilustración 7 Torsión fluctuante

Evidenciando los 2 tipos de esfuerzos a los cuales son sometidos, es necesario calcular un esfuerzo equivalente dado por la ecuación (43), con el objetivo de hallar el límite de fatiga y el factor de seguridad con el cual cuenta el eje para trabajar.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2} \quad (43)$$

Para solucionar la ecuación (43) es necesario primero conocer el valor de la flexión alternante (σ_b) ecuación (44) para la cual se necesitan los valores de M_{max} conocido en la ecuación (37) y el diámetro del eje que es de 18mm.

$$\sigma_b = \frac{32M_{max}}{\pi * d^3} = 73,1 \text{ MPa} \quad (44)$$

Asimismo, es necesario conocer el valor de la torsión fluctuante (τ) definido por la ecuación (45), para la cual son requeridos los valores del torque real calculado en la ecuación (6) pasado a N*mm y el diámetro del eje.

$$\tau = \frac{16T}{\pi * d^3} = 61,6 \text{ MPa} \quad (45)$$

Con los valores previamente obtenidos se calcula el esfuerzo obtenido con la ecuación (46).

$$\sigma_{eq} = \sqrt{73,1^2 + 3(61,6)^2} = 126 \text{ MPa} \quad (46)$$

Lo cual al ser comparado con el límite de fatiga ideal del acero AISI 1045, el cual es de 282MPa, el cual debe ser normalizado con correcciones reales (Tabla 19).

Tabla 19 correcciones reales.

Factor	Valor
Superficie (maquinado)	0.8
Tamaño	0.85
Carga	0.9
Temperatura	1
Confiabilidad (90%)	0.9

Obtenido de concepto de Shigley.

Donde al realizar el cálculo con las correcciones se obtiene la ecuación (47).

$$S_e = 282 * 0,8 * 0,85 * 0,9 * 0,9 = 155,3 \text{ MPa} \quad (47)$$

Lo cual comparado con el esfuerzo equivalente brinda un resultado para el factor de seguridad que se evidencia en la ecuación (48).

$$n = \frac{S_e}{\sigma_{eq}} = 1.23 \quad (48)$$

Este resultado indica que el factor de seguridad obtenido es bajo, aunque se encuentra dentro de un rango aceptable de operación. No obstante, su uso no es recomendable para condiciones de trabajo prolongadas, debido a que la máquina estará sometida a cargas de carácter cíclico y de impacto, las cuales pueden reducir la vida útil del componente. A pesar de esto, el sistema puede operar sin inconvenientes en aplicaciones de corta duración o con tiempos de operación limitados, donde las exigencias mecánicas no se mantengan de forma continua.

Bajo esta información se realiza el eje (Ilustración 8) con 4 secciones como se evidencia a continuación, en la primera sección de izquierda a derecha se apoyará la polea transmisora, con

un diámetro de 15mm x 40mm de longitud, la segunda sección la cual es la más crítica, contara con un diámetro de 18mm y 290mm de longitud, la tercera con un diámetro de 25mm y 4mm de distancia y por último una sección de 17mm de diámetro por 58mm de longitud.



Ilustración 8 Eje escalonado.

5.1.6 Evaluación de alternativas de rediseño del eje.

Una vez establecido el diámetro mínimo teórico del eje (13,2 mm) bajo el criterio ASME de esfuerzos combinados de flexión y torsión, y considerando que la sección crítica del eje escalonado fue diseñada con un diámetro real de 18 mm en AISI 1045, resulta pertinente evaluar alternativas de rediseño que permitan aumentar el factor de seguridad (FS) del componente, ya sea mediante el incremento del diámetro de la sección crítica, la aplicación de tratamientos térmicos al material seleccionado, o el cambio hacia un acero de mayor resistencia mecánica.

Para esta evaluación se mantiene la metodología y los valores de carga utilizados en el cálculo original del eje (Momento flector máximo $M_{max} = 13.200 \text{ N}\cdot\text{mm}$, Torque de diseño $T = 11.025 \text{ N}\cdot\text{mm}$, factores de choque $K_b = 1,5$ y $K_t = 1,2$), obteniendo un momento equivalente que se evidencia en la ecuación (49):

$$M_{eq} = \sqrt{((K_b * M_{max})^2 + (K_t * T)^2)} = \sqrt{((19800)^2 + (13230)^2)} = 23813,3 \text{ Nmm} \quad (49)$$

Alternativa 1: variación del diámetro de la sección crítica

Manteniendo el esfuerzo cortante admisible empleado en el diseño original ($S_{adm} = 55 \text{ MPa}$, AISI 1045) y variando únicamente el diámetro de la sección crítica del eje, el esfuerzo equivalente ($\sigma_{eq} = 16 \cdot M_{eq} / (\pi \cdot d^3)$) y el factor de seguridad resultante ($FS = S_{adm} / \sigma_{eq}$) se comportan de la siguiente manera:

Tabla 19 Factor de seguridad en función del diámetro de la sección crítica ($S_{adm} = 55 \text{ MPa}$).

Diámetro d (mm)	σ_{eq} (MPa)	FS = S_{adm}/σ_{eq}
13.2	52.73	1.04
15.0	35.93	1.53
17.0	24.69	2.23
18.0	20.80	2.64
20.0	15.16	3.63
22.0	11.39	4.83
25.0	7.76	7.09

Se observa que el diámetro de 18 mm seleccionado en el diseño original entrega un $FS = 2,64$, valor adecuado para una aplicación académica con cargas de impacto, pero susceptible de mejora. Incrementar el diámetro a 20 mm elevaría el FS a 3,63 (+37%), mientras que un diámetro de 22 mm permitiría alcanzar un FS cercano a 4,83. Sin embargo, aumentar el

diámetro incrementa proporcionalmente el peso del eje, el tamaño de los rodamientos requeridos y, en consecuencia, el costo y el peso total del ensamblaje —factor crítico dado el requerimiento de diseño de mantener el equipo por debajo de 150 kg.

Alternativa 2: tratamiento térmico y cambio de material

Como alternativa complementaria o sustitutiva al aumento de diámetro, se evalúa el efecto de aplicar tratamientos térmicos al AISI 1045 (normalizado, templado y revenido) y de sustituir el material por un acero aleado de mayor resistencia (AISI 4140), manteniendo fijo el diámetro en los valores de interés práctico (13,2 mm teórico, 17 mm y 18 mm de las secciones reales del eje, y 20 mm como alternativa intermedia). En este caso, el factor de seguridad se calcula respecto al límite de fluencia (S_y) real de cada condición de material, lo cual constituye un criterio más representativo que el esfuerzo admisible fijo usado en la Alternativa 1:

Tabla 20 Factor de seguridad según material, tratamiento térmico y diámetro (criterio S_y).

Material / Tratamiento	S_y (MPa)	d (mm)	σ_{eq} (MPa)	FS = S_y/σ_{eq}
AISI 1045 (laminado en caliente)	310	13.2	52.73	5.88
AISI 1045 (laminado en caliente)	310	17.0	24.69	12.56
AISI 1045 (laminado en caliente)	310	18.0	20.80	14.91
AISI 1045 (laminado en caliente)	310	20.0	15.16	20.45
AISI 1045 (normalizado)	375	13.2	52.73	7.11
AISI 1045 (normalizado)	375	17.0	24.69	15.19
AISI 1045 (normalizado)	375	18.0	20.80	18.03
AISI 1045 (normalizado)	375	20.0	15.16	24.74
AISI 1045 (templado y revenido)	490	13.2	52.73	9.29
AISI 1045 (templado y revenido)	490	17.0	24.69	19.85
AISI 1045 (templado y revenido)	490	18.0	20.80	23.56
AISI 1045 (templado y revenido)	490	20.0	15.16	32.32
AISI 4140 (normalizado)	655	13.2	52.73	12.42
AISI 4140 (normalizado)	655	17.0	24.69	26.53
AISI 4140 (normalizado)	655	18.0	20.80	31.50
AISI 4140 (normalizado)	655	20.0	15.16	43.21
AISI 4140 (templado y revenido)	950	13.2	52.73	18.02
AISI 4140 (templado y revenido)	950	17.0	24.69	38.48
AISI 4140 (templado y revenido)	950	18.0	20.80	45.68
AISI 4140 (templado y revenido)	950	20.0	15.16	62.66

Los resultados evidencian que, para un mismo diámetro, el tratamiento térmico tiene un impacto considerablemente mayor sobre el factor de seguridad que el incremento del diámetro. Por ejemplo, en la sección crítica de 18 mm, pasar de AISI 1045 laminado en caliente ($FS = 14,9$) a AISI 1045 templado y revenido ($FS = 23,6$) representa un incremento del 58% sin modificar geometría, peso ni costo de mecanizado. El cambio a AISI 4140 normalizado eleva el FS a 31,5, y en su condición templada y revenida alcanza valores superiores a 45, si bien estas dos últimas alternativas implican mayor costo de material y procesos de manufactura más exigentes.

Selección de la alternativa de rediseño recomendada

Considerando que el diseño original ya satisface el criterio de aceptación bajo el esfuerzo admisible del documento ($FS = 2,64$ con $d = 18$ mm), y que el objetivo del rediseño es aumentar el margen de seguridad sin penalizar significativamente el peso del equipo (requisito ≤ 150 kg) ni elevar de forma importante los costos de fabricación, se recomienda priorizar el tratamiento térmico sobre el aumento de diámetro:

- Opción recomendada: mantener el diámetro de 18 mm en la sección crítica y aplicar tratamiento de temple y revenido al AISI 1045, elevando el FS de 2,64 (criterio Sadm) —equivalente a un $FS=14,9$ frente al S_y real sin tratar— hasta un $FS \approx 23,6$ frente al S_y del material tratado, sin modificar geometría, peso ni los componentes de transmisión y rodamientos ya seleccionados.
- Opción alternativa (mayor margen): si se requiere un margen adicional ante cargas de impacto no contempladas en el factor de choque ($K=3$), puede combinarse un incremento moderado de diámetro (18 a 20 mm) con AISI 1045 normalizado, lo que eleva el FS por encima de 24 sin recurrir a aceros aleados de mayor costo.
- Opción descartada: el uso de AISI 4140 templado y revenido, si bien ofrece el mayor FS de la matriz evaluada (>45), se considera sobredimensionado para las cargas reales del prototipo (uso académico, operación intermitente), incrementando innecesariamente el costo de material y maquinado frente al beneficio marginal obtenido.

En síntesis, el tratamiento térmico del eje (temple y revenido del AISI 1045) constituye la alternativa de rediseño más eficiente en términos de relación costo-beneficio para incrementar el factor de seguridad del eje, al no requerir modificaciones en el diámetro, los rodamientos, las poleas ni la geometría general ya validada del ensamblaje.

5.1.7 Selección de rodamientos:

La selección del rodamiento rígido de bolas 6203 para el apoyo del eje se fundamenta en el análisis estático del sistema, donde se determinaron reacciones máximas del orden de 390 N en el apoyo A y aproximadamente 100 N en el apoyo B, evidenciando que las cargas radiales son relativamente bajas dentro del contexto de diseño. Considerando un diámetro de eje de 17 mm, el rodamiento 6203 se ajusta directamente a la geometría sin necesidad de adaptadores, cumpliendo con la normalización ISO. Adicionalmente, este rodamiento presenta una capacidad de carga dinámica cercana a 9 500 N, lo cual es significativamente superior a la carga aplicada, garantizando un amplio margen de seguridad y una vida útil L_{10} extremadamente elevada incluso bajo condiciones de operación continua a 500 rpm, velocidad muy inferior a su

límite operativo. Asimismo, su configuración como rodamiento rígido de bolas lo hace adecuado para soportar cargas predominantemente radiales con posibles componentes axiales pequeñas, propias del funcionamiento del sistema con polea y rotor. Finalmente, su amplia disponibilidad comercial, facilidad de montaje y bajo costo lo convierten en una solución técnicamente adecuada y económicamente eficiente para la máquina diseñada.

5.1.7.1.1 Selección de poleas y correa transmisora:

Para realizar la selección de las poleas y la correa transmisora en primera medida fue necesario evaluar el diámetro del eje principal, la distancia de centros y el diámetro del eje del motor para poder agregar de manera correcta las poleas con sus debidos bushings, para esto, se utiliza la ayuda de la página de SKF.

Primeramente, se elige la sección de la correa en V, generalmente para los molinos de corte se tienen en cuenta especificaciones como. El servicio pesado con golpes, polvo y carga variable. Conocida esta información se procede a realizar la selección de la correa basados en el cálculo de potencia y torque.

Donde la potencia será determinada por la potencia del motor seleccionado, en este caso 1 HP o 0,7457 kW a 1750 rpm según lo determinado anteriormente en el diseño de transmisión. Y el torque se determina de la siguiente manera.

$$T = \frac{P * 60}{2\pi * n} = \frac{0,7457 \text{ kW} * 60}{2\pi * 1750 \text{ rpm}} = 4,07 \text{ N/m}$$

Con dichos datos conocidos se procede a seleccionar una correa tipo A, esto debido a que requiere diámetros mínimos pequeños, soporta potencias de entre 1 y 3 HP a 1800rpm por correa y es económica, común y comercial en molinos livianos. También se determina que con una sola correa se logra soportar el trabajo sin ningún problema.

Continuando con la selección se procede a evaluar las poleas, a las cuales anteriormente se asignan unas dimensiones de 75mm para la polea del motor y 300mm para la polea del rotor, esto con el objetivo de respetar la relación de transmisión determinada en un comienzo de 1:4, los diámetros fueron seleccionados teniendo en cuenta los valores mínimos recomendados para el tipo de correa seleccionada y valores estándar de catálogos como SKF que permitieran conseguir las poleas de forma sencilla comercialmente.

En primera medida se selecciona la polea para el motor, la cual cuenta con un diámetro primitivo de 71mm y exterior de 75mm, cuya medida es perfecta para lo que requiere el proyecto, por otro lado, es necesario conseguir un bushing capaz de acoplar la polea con el eje del motor de 38,3 mm a 14 mm una vez acoplado queda de la siguiente manera el ensamble de la polea.

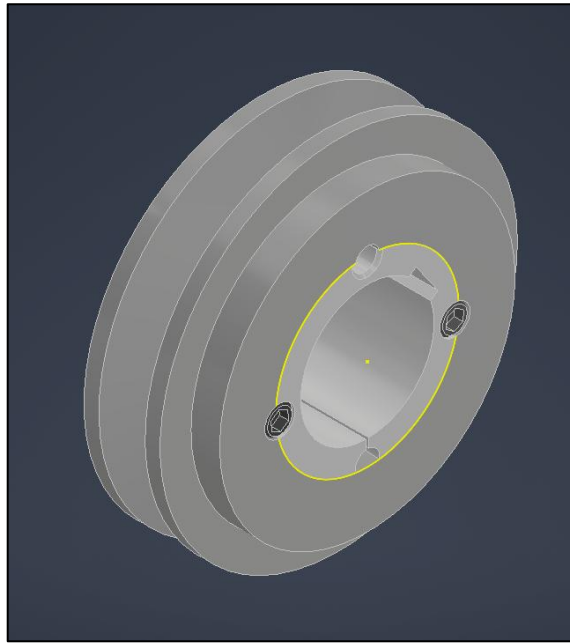


Ilustración 9 Ensamblaje polea-bushing motor.

Después de realizar la selección y acople de la polea del motor, se procede a realizar la selección y acople de la polea del rotor, en donde se tiene como información primordial que el diámetro externo de la polea debe ser de 400mm y el diámetro del eje donde debe encajar la polea es de 15mm y el bushing conseguido para el acople de la polea al eje es comercial, una vez acoplado todo el ensamble al eje del rotor se ve de la siguiente manera.



Ilustración 10 Ensamblaje polea-eje rotor.

Finalmente se realiza el ensamble de las poleas junto con la correa, la cual al final se selecciona una de referencia A56 de la marca SKF capaz de compatibilizar con las poleas seleccionadas y cumplir funcionalmente sin ninguna dificultad, para lograr un ensamble real, primero se asume la distancia de centros entre las poleas, la cual será de 400mm, la cual es una distancia un poco por encima de la mínima funcional y que no comprometa la vida útil del sistema de transmisión, y teniendo como resultado una longitud funcional de 1421mm o 56". Obteniendo el siguiente esquema del ensamble.

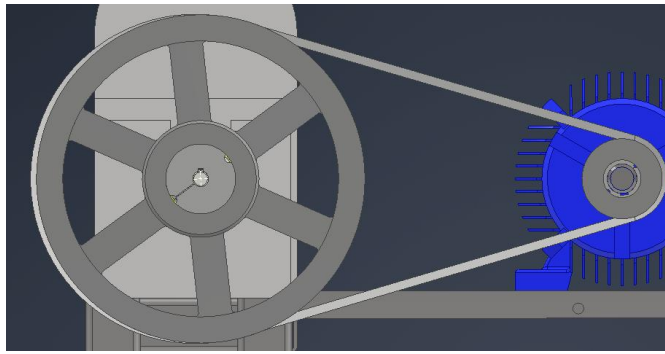


Ilustración 11 Ensamblaje poleas-correa (transmisión).

5.1.8 Diseño de rotor.

El rotor seleccionado para el diseño mecánico está concebido como un rotor con porta-cuchillas. Dicho rotor contara con una longitud total de 220 mm y un grosor de 132 mm, el cual contara con un total de 8 escalones cuchillas donde se realiza un corte escalonado con solo una cuchilla simultánea.

La geometría seleccionada ya es utilizada comercialmente en algunas trituradoras de la industria, generalmente es utilizada en prototipos de un solo eje con contra cuchilla, así mismo se adapta fácilmente a la funcionalidad requerida brindando estabilidad gracias a su corte simultaneo y eficiencia para el corte de botellas PET de 500ml.

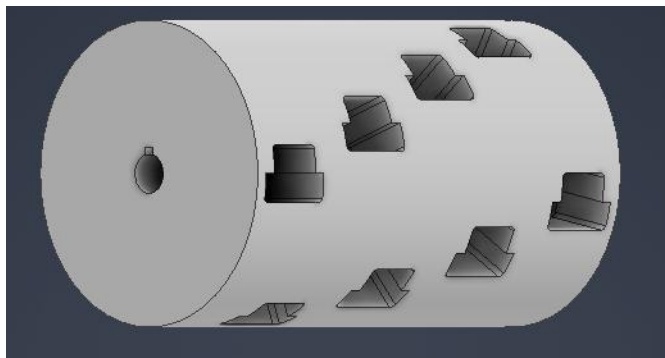


Ilustración 12 Rotor.

5.1.9 Diseño de las cuchillas.

Las cuchillas son la parte más importante si del corte se habla, pues estas son las encargadas de reducir la película de plástico de forma tal que se convierta en varias escamas cuyo uso pueda reasignarse para su reutilización.

Para el diseño de las cuchillas se tuvo en cuenta el tamaño disponible dentro del rotor, y la distribución que se podía brindar de una manera equidistante, para lo mismo se decide un tamaño de 25mm x 25mm con un espesor de 6 mm y un ángulo de corte de 29°, así mismo los insertos cuentan con 4 superficies de corte, las cuales ofrecen 4 servicios funcionales afilados capaces de alargar la vida útil de la máquina, así mismo son de fácil intercambio y comercialmente fáciles de conseguir.

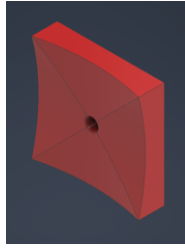


Ilustración 13 Inserto de corte.

5.1.10 Diseño del porta-cuchillas.

El porta inserto debe soportar la cuchilla de corte (inserto) de manera tal que quede fija y esté en un ángulo adecuado para desgarrar el material, se generan 2 agujeros tanto en el porta inserto como en el rotor para poder anclarlos y evitar posibles movimientos que puedan afectar el corte, así mismo para fijar el inserto se deja un espacio en el centro para poder pasar un tornillo cuya utilidad impida el movimiento del inserto de corte

5.1.11 Diseño de la contra cuchilla.

La contra cuchilla es la pieza donde se recargará toda la fuerza de corte de las cuchillas del rotor, esta pieza se diseña de tal manera que tenga el mismo ángulo de corte del inserto y posee un total de 8 espacios de corte, correspondiente a las 8 posiciones de las cuchillas en el rotor, se ancla a la pared de la carcasa con tornillos de ajuste y se ubica de tal manera que la sincronía del movimiento del rotor permita el mínimo espacio posible para desgarrar de la mejor manera el material reduciendo la recirculación.

5.1.12 Diseño de la criba.

La criba es la pieza encargada de clasificar si el material procesado ya es óptimo para reutilizar o no, la misma posee una geometría que recubre el rotor, permitiendo la menor cantidad de espacio entre ambas para permitir que el material que aún no es óptimo vuelva a ser procesado hasta volverse funcional para su reutilización, dicha geometría está diseñada para impedir el paso de escamas de tamaño mayor a 3mm, y es sujeta a las paredes laterales de la carcasa.

5.1.13 Diseño de la carcasa o caja del rotor.

El objetivo de la carcasa del rotor es crear un espacio cerrado, el cual facilite la recirculación del PET cortado hasta quedar del tamaño adecuado, esto se logra creando una caja cerrada, la cual cuenta con unas dimensiones cuya capacidad encierre perfectamente el rotor, logre soportar la contra cuchilla y la criba cuya funcionalidad es controlar el tamaño del material dispuesto posteriormente al corte, en caso de no tener el tamaño requerido permitirá volver a procesar el material, la misma se diseña de tal manera que sea intercambiable de manera sencilla soportada a las paredes de la carcasa con unos tornillos.

5.1.14 Diseño de la tolva de alimentación.

La tolva es el lugar por el cual ingresará el material a procesar (botellas PET de 500ml), el objetivo de la misma es acercar el material al rotor y así mismo impedir el refluo del mismo hacia el exterior, por eso mismo se realiza con una geometría cuyo ángulo de entrada sea opuesto al sentido de giro del rotor, esto impedirá que el material se devuelva y así mismo permitirá la recirculación del mismo.

5.1.15 Diseño de la estructura portante.

Se realiza de tal manera que soporte el peso de las demás piezas del prototipo, en este caso se seleccionan perfiles estructurales cuadrados y soldados para la base de la máquina, así mismo se seleccionan perfiles en ángulo para los rieles del motor, estos con el objetivo en primer lugar de soportar el mismo, y en segunda medida facilitar la tensión de la correa por medio de los rieles y tornillería con arandelas y tuercas que fijen el motor a la estructura una vez esté tensada la correa, así mismo se colocan patas diseñadas específicamente para poder anclar la trituradora al suelo del lugar donde estará dispuesta

5.1.16 Diseño del sistema de control automatizado.

El sistema de control automatizado funciona como arranque y paro de la máquina, el mismo cuenta con 3 botones, los cuales son el start, stop y por último el paro de emergencia, cada uno cuenta con una función específica para iniciar, frenar, reanudar o cancelar la inercia del motor, facilitando el uso por parte del usuario

5.1.17 Integración del sistema completo (Ensamblabilidad).

En primera medida se arma la estructura base, sobre la cual irá soportada la caja o carcasa del rotor, a la misma irán anclados 2 perfiles en ángulo estructurales cuya función es soportar el motor y facilitar la tensión de la correa.

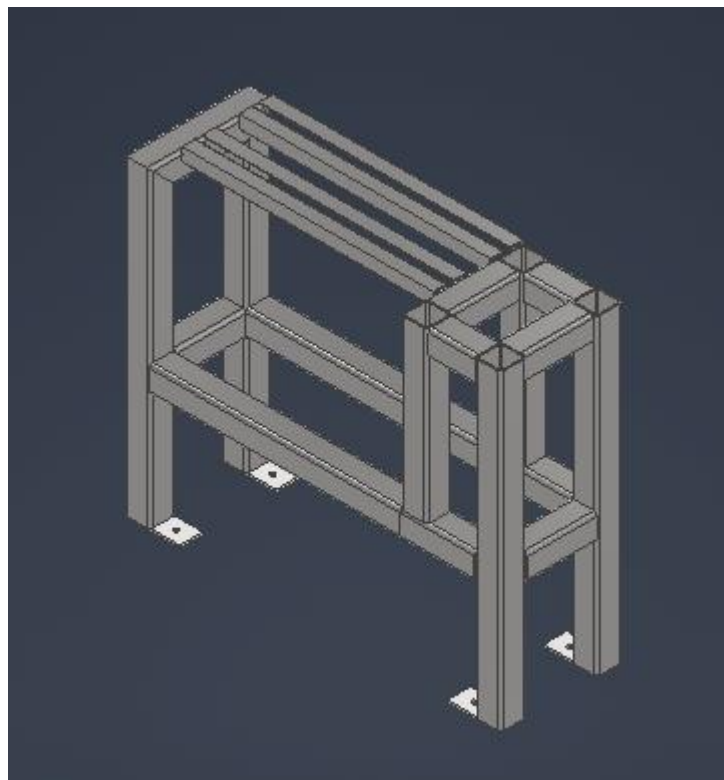


Ilustración 14 Ensamble estructura base.

La caja contará con 4 paredes principales, la contra cuchilla y la criba, las cuales sirvan como cama para el eje principal e irán ensambladas de la siguiente manera.

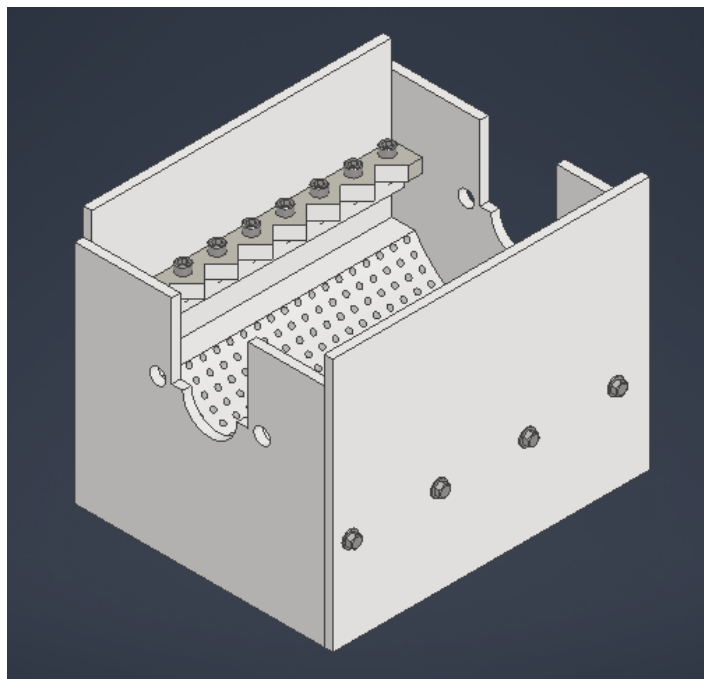


Ilustración 15 Ensamblaje carcasa o caja del rotor.

Seguidamente se realiza el subensamblaje del rotor y el eje, donde se anclarán primero los porta insertos al rotor, seguidamente se montarán los insertos, una vez realizado este montaje se ensamblará el rotor al eje principal, se agregarán los rodamientos con sus respectivas chumaceras y la polea de transmisión y serán adjuntados a la carcasa base quedando de la siguiente manera.

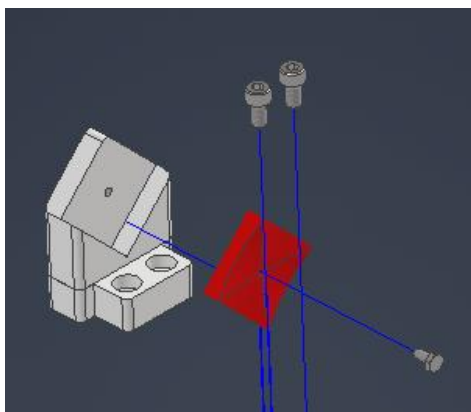


Ilustración 16 Ensamble porta cuchillas.

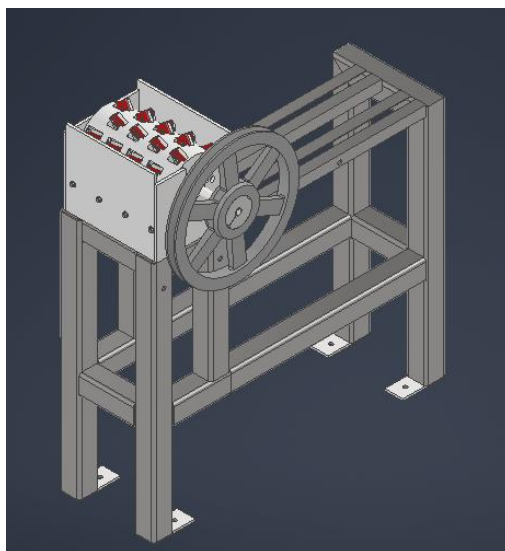


Ilustración 17 Ensamble base-carcasa-polea rotor.

Continuando con el ensamble se agrega el motor a los perfiles previamente mencionados, se le monta la polea con su debido bushin y se ajustan a la distancia definida como la de centros entre las poleas, así mismo se monta la correa a las poleas y se tensiona de manera óptima para el funcionamiento como se ve a continuación.

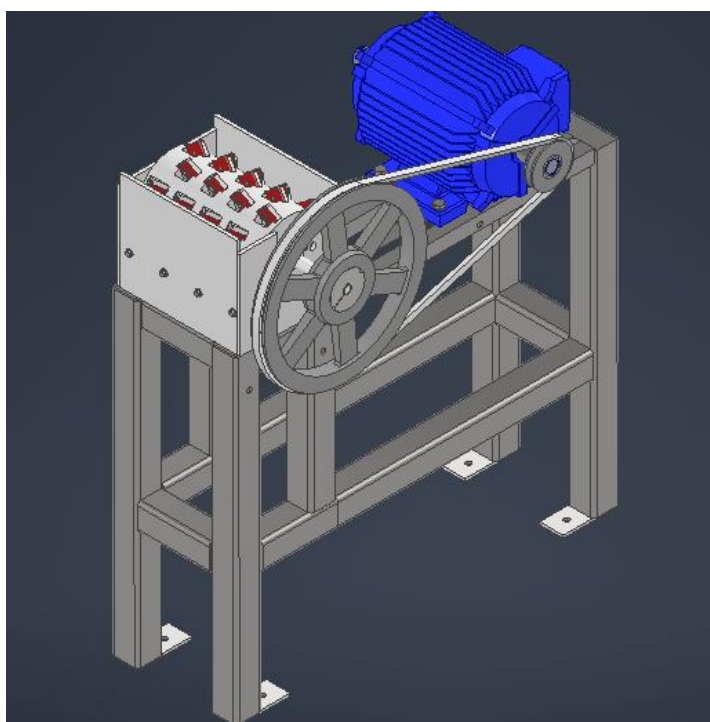


Ilustración 18 Ensamblaje base-caja-motor-transmisión.

Después de agregar el motor, se monta la tolva, la cual será anclada al eje principal por medio de los tornillos de las chumaceras y unas placas metálicas capaces de soportar y juntar la carcasa con la tolva, lo cual se debe ver así.

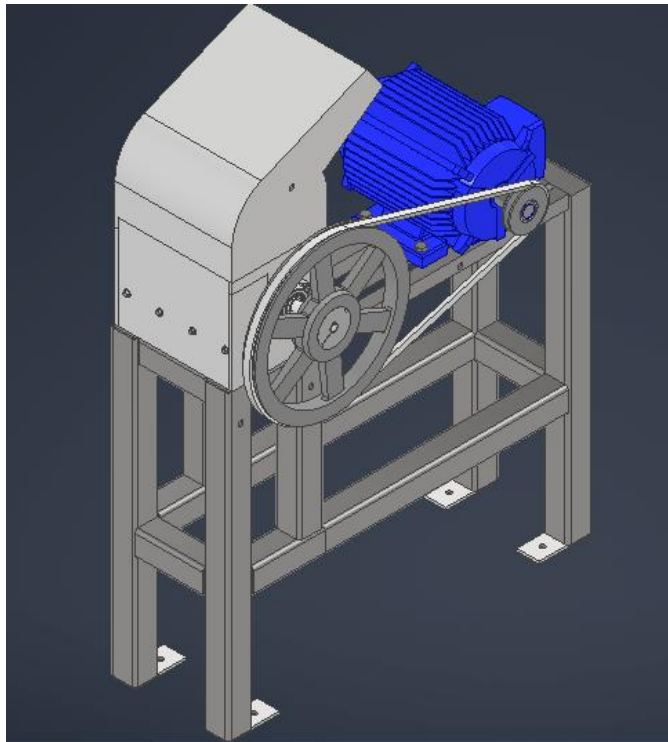


Ilustración 19 Ensamblaje con tolva.

Seguido al montaje de la tolva se procede a montar un riel capaz de guiar el material procesado hacia un depósito donde quede dispuesto para su reutilización, así mismo se monta una tapa para cubrir el sistema de transmisión, donde se incluyen las poleas y la correa, brindando mayor seguridad al usuario que opere la trituradora, dicha tapa será anclada al sistema por medio de tornillos colocados en pestañas dispuestas en la parte de la estructura base y la tolva.

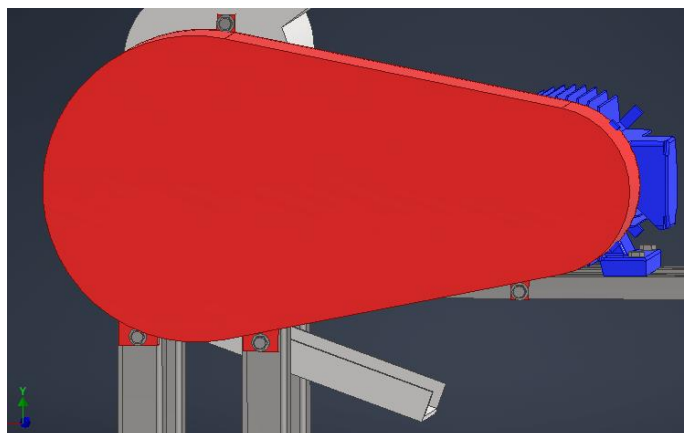


Ilustración 20 ensamble tapa de seguridad y riel de post-procesado.

Por último, se agrega el sistema de control correspondiente a 2 pulsadores y una tapa base cuya disposición se encuentra en la parte posterior de la maquina facilitando la operabilidad de la misma.

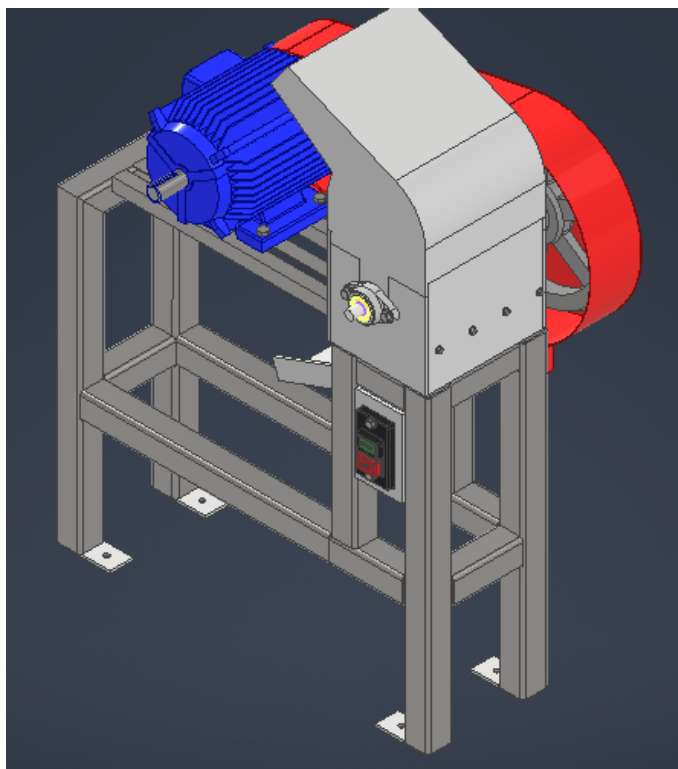


Ilustración 21 Ensamblaje final con sistema de control start-stop

5.1.18 Plan de mantenimiento y recomendaciones de operatividad del equipo.

Para cumplir con los criterios planteados desde un comienzo se sugieren actividades preventivas con el fin de buscar detectar desgastes o anomalías antes de que se conviertan en fallas graves e irreversibles para la máquina, así mismo se busca garantizar que el equipo funcione de forma segura y eficiente y por consiguiente reducir al mínimo los mantenimientos correctivos y paros de máquina.

A continuación, se presentan las actividades propuestas con su debido paso a paso y un cronograma para llevar el control de las mismas.

5.1.18.1 Inspección diaria

Tiempo: 10–15 min

Pasos:

1. Desenergizar el equipo.
2. Revisar visualmente la tolva y la carcasa
3. Para el sistema de transmisión, encender brevemente, verificar ruidos anormales, verificar vibraciones.
4. Confirmar correcto funcionamiento del botón start/stop

5.1.18.2 Limpieza del sistema

Tiempo: 15–20 min

Pasos:

- 1.Desconectar la máquina.
- 2.Abrir carcasa (según diseño desmontable).
- 3.Retirar residuos de PET en rotor y criba.
- 4.Limpiar con aire comprimido o cepillo.
- 5.Cerrar y asegurar.

5.1.18.3 Revisión de transmisión (correa y poleas).

Tiempo: 20 min

Pasos:

- 1.Verificar tensión de correa (no debe patinar).
- 2.Revisar alineación de poleas.
- 3.Ajustar posición del motor (según rieles).
- 4.Inspeccionar desgaste o grietas.

5.1.18.4 Lubricación de rodamientos.

Tiempo: 15 min

Pasos:

- 1.Localizar rodamientos (tipo 6203).
- 2.Aplicar grasa en sus chumaceras.
- 3.No sobrecargar.
- 4.Verificar temperatura después de operación

5.1.18.5 Mantenimiento de cuchillas

Tiempo: 30–60 min

Pasos:

- 1.Abrir carcasa
- 2.Retirar porta-cuchillas.

- 3.cambiar posición de los insertos (tienen 4 filos útiles).
4. Si están desgastados reemplazar, verificar ajuste contra cuchilla y volver a montar.

5.1.18.6 Revisión estructural

Tiempo: 30 min

Pasos:

- 1.Inspeccionar el bastidor y los tornillos.
- 2.Reapretar uniones.
- 3.Revisar vibraciones anormales.

5.1.18.7 Mantenimiento semestral

Tiempo: 2–3 horas

Pasos:

- 1.Desarme parcial del equipo
- 2.Limpieza profunda
- 3.Inspección completa del eje, la criba y el rotor
- 4.Verificación de juego en rodamientos.
- 5.Reemplazo de componentes desgastados.

Las actividades anteriormente mencionadas se deben realizar con la regularidad requerida, para el caso de las actividades que deban realizarse diariamente, se sugiere realizar antes de cada uso de la máquina, esto con el objetivo de que la operación de la maquina sea correcta y se presenten percances, para esto se brinda el siguiente cronograma.

Anexos E CRONOGRAMA PLAN DE MANTENIMIENTO

5.1.19 Recomendaciones de operatividad de la máquina.

A continuación, se presentan recomendaciones para la operatividad de la máquina, con el fin de salvaguardar la vida de la maquina y así mismo del operario.

5.1.19.1 Condiciones de operación

Es necesario no superar el 90% de la carga del motor, controlar la alimentación de material para evitar la sobrecarga del sistema.

5.1.19.2 Seguridad

Nunca se deben introducir las manos en la tolva y siempre utilizar los EPP (guantes, gafas y protección auditiva.)

5.1.19.3 Uso del material

Es necesario procesar únicamente PET limpio y evitar materiales metálicos y plásticos rígidos no diseñados.

5.1.19.4 Operación correcta

Es necesario encender la maquina sin carga, introducir el material progresivamente, evitar alimentación continua excesiva y detener si hay vibraciones o ruidos anormales.

5.1.19.5 Buenas prácticas

Según los planteamientos se debe evitar operar mas de 2-3 ciclos por día, se debe mantener la maquina limpia y es necesario registrar los mantenimientos realizados en el cronograma.

6 Conclusiones.

La aplicación de la metodología de diseño de Ullman permitió estructurar de manera sistemática el desarrollo de la máquina trituradora, facilitando la toma de decisiones durante las diferentes etapas del proceso de diseño y contribuyendo al cumplimiento de los requerimientos establecidos.

La recopilación de información mediante entrevistas a expertos resultó ser la estrategia más adecuada para la identificación de necesidades y criterios de diseño, debido al carácter técnico y especializado del proceso de trituración y reciclaje de materiales plásticos.

Los análisis de ingeniería realizados permitieron dimensionar los componentes críticos del sistema, incluyendo el eje, el sistema de transmisión y el conjunto de corte, para su correcto funcionamiento bajo las condiciones de operación definidas para el proyecto.

El estudio realizado evidenció que la configuración del sistema de corte influye significativamente en los requerimientos energéticos de la máquina. En particular, la disposición escalonada de las cuchillas favorece una reducción de la potencia demandada por el motor al distribuir progresivamente los esfuerzos de corte y aprovechar de manera más eficiente la energía almacenada en el volante de inercia.

Se determinó que la masa del rotor constituye un parámetro de diseño relevante, debido a su influencia directa sobre el momento de inercia y la capacidad de almacenamiento de energía, contribuyendo a la estabilidad operativa del sistema y a la reducción de picos de demanda de potencia.

La evaluación a fatiga realizada sobre el eje principal permitió verificar que los esfuerzos alternantes generados durante la operación permanecen por debajo del límite de resistencia a la fatiga del material seleccionado. El factor de seguridad obtenido fue de 1,23, lo que indica que el componente puede operar bajo las condiciones de carga establecidas con una vida útil teóricamente infinita, garantizando la confiabilidad estructural del diseño.

El análisis de ensamblabilidad permitió establecer una secuencia lógica de montaje de los componentes, contribuyendo a simplificar los procesos de fabricación, mantenimiento y ensamble de la máquina.

7 Recomendaciones.

- Se recomienda realizar la construcción de un prototipo funcional con el fin de validar experimentalmente los resultados obtenidos en el diseño.
- Es importante evaluar el comportamiento del sistema bajo condiciones reales de operación, incluyendo variables como desgaste de cuchillas, vibraciones y consumo energético.
- Se sugiere optimizar la selección del motor mediante pruebas experimentales que permitan ajustar los requerimientos reales de potencia.
- Es necesario evaluar las opciones presentadas como alternativas para el aumento del factor de seguridad del eje.

8 Bibliografía.

- [1] Martín Aláez, F. J. (2021). *Los principios de autosuficiencia y de proximidad en el traslado de residuos: Análisis de la sentencia del Tribunal de Justicia (Sala Octava) de 11 de noviembre de 2021*. <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.23703.24483>
- [2] Hoyos Mateus, D., & Hoyos Mateus, M. R. (2017). *Diseño de una trituradora de PET* [Trabajo de grado, Universidad Autónoma de Occidente]. Repositorio Institucional. <http://hdl.handle.net/11349/5292>
- [3] Caviedes Aguirre, J. D. (2020). *Diseño de una máquina trituradora para plástico PET* [Trabajo de grado, Fundación Universidad de América]. <https://hdl.handle.net/20.500.11839/7904>
- [4] Ullman, D. G. (2017). *The mechanical design process* (5th ed.). McGraw-Hill Education.
- [5] Shigley, J. E. (2011). *Diseño en ingeniería mecánica* (9.ª ed.). McGraw-Hill.
- [6] Callister, W. D. (2008). *Ciencia e ingeniería de materiales* (7.ª ed.). Reverté.
- [7] MatWeb. (s. f.). *Material property data: Tensile strength*. Recuperado el 24 de junio de 2026, de <https://www.matweb.com/reference/tensilestrength.aspx>
- [8] International Organization for Standardization. (2010). *ISO 12100:2010. Safety of machinery—General principles for design—Risk assessment and risk reduction*.
- [9] Instituto Colombiano de Normas Técnicas y Certificación. (2022). *NTC 1486. Documentación: Presentación de trabajos escritos, tesis y otros trabajos de grado*.

9 Anexos.

Anexos A PONDERACION DATOS DE ENTREVISTA

[ENTREVISTAS RECOPIACION DE DATOS \(2\) \[ENTREVISTA...DATOS \(2\) | Excel\]](#)

Anexos B MATRIZ TRIZ.

- [MATRIZ TRIZ PROYECTO TRITURADORA \(2\)](#)

Anexos C HOJA DE CALCULOS

[Hoja de calculos trituradora \(1\) \[Hoja de ca...radora \(1\) | Excel\]](#)

Anexos D PLANOS DE PROYECTO DE GRADO

Planos proyecto de grado.

Anexos E CRONOGRAMA PLAN DE MANTENIMIENTO

Cronograma plan de mantenimiento.