

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

Diseño de un sistema móvil para triturar biomasa (hojarasca) en
huertas de cacao

PROYECTO INTEGRADOR

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico

Presentado por:

Teddy César Espino Rivadeneira

Luis Fernando Macías Pazmiño

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2021

DEDICATORIA

*A todas las personas que mantienen
viva la pasión por las ciencias e
ingeniería.*

AGRADECIMIENTO

Agradezco a todas las personas empáticas
que me apoyaron en el camino.

Teddy Espino

Agradecido con Dios y con mi familia por ser
mi motivación para culminar con mi carrera.

Luis Macias

DECLARACIÓN EXPRESA

“Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; Teddy Cesar Espino Rivadeneira y Luis Fernando Macías Pazmiño damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual”



Teddy César
Espino Rivadeneira



Luis Fernando
Macías Pazmiño

EVALUADOR

.....

Miguel Quilambaqui, PhD.

Profesor tutor y profesor de la materia

RESUMEN

Este proyecto surgió de la necesidad de aprovechar los nutrientes que posee la hojarasca en las huertas de cacao ante la escasez de fertilizantes sintéticos que hay en la actualidad. El tamaño y tiempo de descomposición de la hojarasca de cacao hace que su acumulación llegue a ocupar grandes volúmenes, y se tenga que manejar de formas poco efectivas o que suponen un trabajo elevado para los agricultores, quienes en muchas ocasiones desconocen el aprovechamiento que pueden darle a esta biomasa. El objetivo de este proyecto fue el de diseñar una máquina móvil para el aprovechamiento de la biomasa, que permita la trituración de la hojarasca de cacao con la finalidad de involucrar al productor agrícola en el proceso del reciclado de los desperdicios vegetales, de este modo poderle ofrecer una alternativa sostenible para proveer de los nutrientes al cultivo de cacao, por la descomposición de la hojarasca en un menor tiempo en el ciclo del cultivo.

Para el diseño se evaluó los elementos de la trituradora de forma analítica de acuerdo a principios y criterios ingenieriles. El modelo CAD de la trituradora y simulación de distintos elementos fueron realizados en Inventor. Para la verificación del diseño final de la trituradora se hizo los análisis de deformaciones, vibraciones y del ensamble con el software Ansys. Se comprobó que las cuchillas y eje de transmisión pueden operar por 10 años sin fallar y además por medio de un análisis estático se determinó que los esfuerzos producidos son menores que los esfuerzos de fluencia del material por lo que poseen un factor de seguridad aceptable. Luego de obtener un listado de los materiales y componentes necesarios para la construcción de la máquina, se procedió a estimar un costo total del proyecto, siendo este de \$1043, el cual es cercano al rango encontrado en el mercado internacional. En nuestro país, no se fabrican esos tipos de máquinas.

Palabras clave: hojarasca, trituradora, sistema móvil, biomasa, diseño.

ABSTRACT

This project arose from the need to take advantage of the nutrients that the litter in cocoa orchards possesses due to the current shortage of synthetic fertilizers. The size and time of production of the cocoa litter causes its accumulation to occupy large volumes, and it has to be handled in ineffective ways or that involve a lot of work for farmers, who in many cases are unaware of the use they can give to this biomass. The objective of this project was to design a mobile machine for the use of biomass, which allows the crushing of cocoa litter with the purpose of involving the agricultural producer in the process of recycling vegetable waste, in this way being able to offer a sustainable alternative to provide nutrients to the cocoa crop, by weakening the litter in a shorter time in the crop cycle.

For the design, the elements of the crusher were evaluated analytically according to engineering principles and criteria. The CAD model of the crusher and simulation of different elements were made in Inventor. For the verification of the final design of the crusher, the analysis of deformations, vibrations and the whole were done with the Ansys software. It was found that the blades and transmission shaft can operate for 10 years without failing and also through a static analysis it is concluded that the stresses produced are less than the yield stresses of the material, therefore it has an acceptable safety factor. After obtaining a list of the materials and components necessary for the construction of the machine, a total cost of the project was estimated, this being \$1043, which is close to the range found in the international market. In our country, such types of machines are not manufactured.

Keywords: litter, crusher, mobile system, biomass, design.

ÍNDICE GENERAL

| | |
|--|-----|
| RESUMEN..... | i |
| ABSTRACT | ii |
| ÍNDICE GENERAL | iii |
| ABREVIATURAS..... | vi |
| SIMBOLOGÍA | vii |
| ÍNDICE DE FIGURAS | ix |
| ÍNDICE DE TABLAS..... | xi |
| CAPÍTULO 1..... | 2 |
| 1. INTRODUCCIÓN | 2 |
| 1.1. Definición del Problema..... | 2 |
| 1.2. Justificación del proyecto | 3 |
| 1.3. Objetivos | 6 |
| 1.3.1. Objetivo General | 6 |
| 1.3.2. Objetivos Específicos..... | 6 |
| 1.4. Marco teórico..... | 6 |
| 1.4.1. Cacao (Theobroma cacao L.) | 6 |
| 1.4.2. Materia orgánica | 7 |
| 1.4.3. Hojarasca..... | 7 |
| 1.4.4. Trituración..... | 7 |
| 1.4.5. Tipos de trituradoras | 8 |
| 1.4.6. Trituradora de mandíbula..... | 8 |
| 1.4.7. Molino triturador de martillo | 9 |
| 1.4.8. Molino de disco..... | 10 |
| 1.4.9. Trituradora de cuchillas..... | 10 |

| | |
|---|----|
| CAPÍTULO 2..... | 12 |
| 2. METODOLOGÍA | 12 |
| 2.1. Especificaciones técnicas..... | 12 |
| 2.2. Análisis funcional..... | 13 |
| 2.3. División modular | 13 |
| 2.4. Soluciones para el módulo 1 | 14 |
| 2.4.1. Movimiento a hojarasca: | 14 |
| 2.4.2. Ingreso de hojarasca: | 15 |
| 2.4.3. Salida de hojarasca: | 17 |
| 2.4.4. Alternativa de solución del módulo 1 | 19 |
| 2.5. Soluciones para el módulo 2 | 19 |
| 2.5.1. Entrada de hojarasca a cámara de triturado: | 19 |
| 2.5.2. Salida de hojarasca de cámara de triturado: | 20 |
| 2.5.3. Alternativas de solución del módulo 2..... | 22 |
| 2.6. Soluciones para el módulo 3 | 22 |
| 2.6.1. Accionamiento motriz:..... | 22 |
| 2.6.2. Transmisión de movimiento: | 23 |
| 2.6.3. Triturado de hojarasca: | 25 |
| 2.6.4. Alternativas de solución del módulo 3..... | 26 |
| 2.7. Alternativas de diseño | 27 |
| 2.8. Selección de la mejor alternativa..... | 28 |
| 2.8.1. Evaluación del peso específico de cada criterio | 29 |
| 2.8.2. Evaluación del criterio Facilidad de fabricación. | 29 |
| 2.8.3. Evaluación del criterio Costo..... | 29 |
| 2.8.4. Evaluación del criterio Volumen de trabajo..... | 30 |

| | | |
|-----------------|---|----|
| 2.8.5. | Evaluación del criterio Energía requerida. | 30 |
| 2.8.6. | Conclusión de la evaluación de alternativas. | 30 |
| 2.9. | Diseño del sistema de alimentación | 30 |
| 2.10. | Diseño del sistema de corte | 32 |
| 2.11. | Diseño del sistema de transmisión | 38 |
| CAPITULO 3..... | | 57 |
| 3. | RESULTADOS Y ANÁLISIS | 57 |
| 3.1. | Resultados de diseño | 57 |
| 3.1.1. | Resultado de cálculo de cuchillas | 57 |
| 3.1.2. | Resultado de cálculo de eje | 56 |
| 3.1.3. | Selección de motor | 56 |
| 3.1.4. | Selección de bandas, poleas y engranes | 56 |
| 3.1.5. | Selección de rodamientos | 58 |
| 3.1.6. | Resultado de cálculo de cámara de trituración | 58 |
| 3.2. | Análisis por elementos finitos: | 58 |
| 3.2.1. | Diseño de la estructura de la máquina..... | 58 |
| 3.3. | Análisis de costos..... | 73 |
| CAPÍTULO 4..... | | 79 |
| 4. | CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES | 79 |
| 4.1. | Conclusiones..... | 79 |
| 4.2. | Recomendaciones..... | 80 |
| BIBLIOGRAFÍA | | |
| APÉNDICES | | |

ABREVIATURAS

| | |
|-----------------|---|
| AISI | American Iron and Steel Institute |
| ANECACAO | Asociación Nacional de Exportadores. de Cacao del Ecuador |
| ASTM | American Society for Testing and Materials |
| B | Boro |
| cm | Centímetro |
| cm ² | Centímetros cuadrados |
| F | Fluor |
| ha | Hectárea |
| HP | Caballos de fuerza |
| ICCO | International Cocoa Organization |
| K | Potasio |
| m | Metro |
| Mg | Magnesio |
| mm | Milímetro |
| N | Nitrógeno |
| t | Tonelada |

SIMBOLOGÍA

| | |
|-----------------------|--|
| $prod_{anual}$ | Producción anual de hojarasca |
| $cap_{procesamiento}$ | Capacidad de procesamiento de la máquina |
| $hojas_{seg}$ | Hojas trituradas por segundo |
| m_{hoja} | Masa de la hoja |
| $V_{cámara}$ | Volumen de la cámara de trituración |
| ρ_{hoja} | Densidad de la hoja |
| $S_{sys,tallo}$ | Resistencia de corte de la hoja |
| E_{corte} | Energía de corte de la hoja |
| A_{corte} | Área de corte de la cuchilla |
| F_{corte} | Fuerza de corte |
| M_{corte} | Torque requerido de corte |
| V_{corte} | Velocidad tangencial en el extremo de corte |
| w_{corte} | Velocidad angular de corte |
| P_{corte} | Potencia de corte |
| S_y | Resistencia a la fluencia |
| S_{ut} | Resistencia a la tensión |
| S'_e | Límite de resistencia a la fatiga |
| k_a | Factor de superficie |
| k_b | Factor de tamaño |
| d_e | Diámetro equivalente |
| k_c | Factor de carga |
| S_e | Límite de resistencia a la fatiga modificado |
| M_m | Momento medio |
| M_{max} | Momento máximo |
| M_{min} | Momento mínimo |
| M_a | Momento alternante |
| I_c | Momento de inercia de área de la cuchilla |
| $b_{cuchilla}$ | Ancho de la cuchilla |
| $L_{cuchilla}$ | Longitud de la cuchilla |
| $t_{cuchilla}$ | Espesor de la cuchilla |

| | |
|--------------|--|
| σ_f | Esfuerzo de flección medio |
| n_f | Factor de seguridad a la fatiga |
| P_{mov} | Potencia de movimiento |
| F_t | Fuerza ejercida para el desplazamiento |
| v_{mov} | Velocidad de desplazamiento |
| η | Eficiencia de transmisión |
| c | Resistencia de rodadura |
| g | Aceleración gravitacional |
| F_r | Fuerza de resistencia de rodadura |
| P_{total} | Potencia total requerida para el motor |
| N_{corte} | Relación de transmisión para el corte |
| W_{motor} | Velocidad rotacional del motor |
| W_{corte} | Velocidad rotacional necesaria para el corte |
| f_s | Factor de servicio |
| P_{dis} | Potencia de diseño |
| n_{bandad} | Número de bandas necesarias |
| P_{banda} | Potencia transmisible por banda |
| θ_d | Ángulo de contacto entre las poleas |
| D | Diámetro de la polea mayor |
| d | Diámetro de la polea menor |
| L_b | Longitud de la banda |
| W_{ruedas} | Velocidad rotacional de las ruedas |
| D_{rueda} | Diámetro de las ruedas |
| σ_B | Esfuerzo máximo de flexión |
| τ_S | Esfuerzo máximo de corte |
| σ_T | Esfuerzo máximo de tensión |
| f_{max} | Deflexión máxima |
| d_{eje} | Diámetro del eje seguro |
| P_0 | Carga equivalente estática |
| F_r | Fuerza radial |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1.1 Funcionamiento de una trituradora | 8 |
| Figura 1.2 Trituradora de mandíbula | 9 |
| Figura 1.3 Molino triturador de martillos | 9 |
| Figura 1.4 Molino de disco | 10 |
| Figura 1.5 Trituradora de cuchillas | 10 |
| Figura 2.1 Flujograma para el diseño del proyecto | 12 |
| Figura 2.2 Estructura con ruedas | 14 |
| Figura 2.3. Estructura portátil | 15 |
| Figura 2.4 Recolector manual de hojas Gardena..... | 16 |
| Figura 2.5. Cepillo giratorio | 16 |
| Figura 2.6. Impulsor de aspiradora..... | 17 |
| Figura 2.7. Expulsión lateral. | 18 |
| Figura 2.8 Expulsión trasera..... | 18 |
| Figura 2.9 Sistema de aspirado..... | 19 |
| Figura 2.10. Sistema con impulso del cepillo giratorio | 20 |
| Figura 2.11 Sistema de aspirado..... | 21 |
| Figura 2.12. Sistema de cuchillas..... | 21 |
| Figura 2.13. Motor de combustión mono cilindro | 22 |
| Figura 2.14 Motor eléctrico..... | 23 |
| Figura 2.15 Transmisión por banda..... | 24 |
| Figura 2.16 Transmisión por cadena | 24 |
| Figura 2.17 Cuchillas de corte..... | 25 |
| Figura 2.18 Impulsor de aspiradora modificado..... | 26 |
| Figura 2.19 Alternativa 1 | 27 |
| Figura 2.20 Alternativa 2 | 27 |
| Figura 2.21 Alternativa 3 | 28 |
| Figura 3.1 Transmisiones del sistema. | 57 |
| Figura 3.2. Estructura de la máquina trituradora..... | 59 |
| Figura 3.3 Cargas y restricciones del modelo a analizar..... | 60 |
| Figura 3.4. Deformaciones de la estructura con tubos de 7/8[in] | 60 |
| Figura 3.5 Deformaciones de la estructura con tubo de 1[in]..... | 61 |
| Figura 3.6 Deformaciones de la estructura con tubos de 1 1/4[in] | 61 |
| Figura 3.7 Deformaciones en el modo de vibración 2. Tubo de 7/8[in] | 63 |

| | |
|--|----|
| Figura 3.8 Deformaciones en el modo de vibración 2. Tubo de 1[in]. | 63 |
| Figura 3.9 Deformaciones en el modo de vibración 2. Tubo de 1 1/4[in] | 64 |
| Figura 3.10 Configuración del modelo para el análisis armónico | 64 |
| Figura 3.11 Deformaciones del análisis armónico. Tubo de 7/8[in]..... | 65 |
| Figura 3.12. Deformaciones del análisis armónico. Tubo de 1[in]..... | 65 |
| Figura 3.13. Deformaciones del análisis armónico. Tubo de 1 1/4[in]..... | 66 |
| Figura 3.14 Geometría de cuchilla de corte | 67 |
| Figura 3.15 Cuchilla como elemento tipo cascarón | 67 |
| Figura 3.16 Cargas y restricciones para la cuchilla..... | 68 |
| Figura 3.17 Deformaciones totales de la cuchilla..... | 68 |
| Figura 3.18 Esfuerzos equivalentes de Von Mises de la cuchilla | 69 |
| Figura 3.19 Factor de seguridad a fatiga de la cuchilla..... | 69 |
| Figura 3.20 Geometría modificada de la cuchilla. | 70 |
| Figura 3.21 Cuchilla modificada modelada como superficie. | 70 |
| Figura 3.22 Cargas y restricciones para la cuchilla, geometría modificada..... | 71 |
| Figura 3.23 Deformaciones totales, cuchilla modificada | 71 |
| Figura 3.24 Esfuerzos equivalentes de Von Mises, cuchilla modificada | 72 |
| Figura 3.25 Factor de seguridad a fatiga, cuchilla modificada | 72 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|----|
| Tabla 2.1 Especificaciones técnicas de la máquina trituradora..... | 12 |
| Tabla 2.2 Alternativas de solución del módulo 1..... | 19 |
| Tabla 2.3 Alternativas de solución del módulo 2..... | 22 |
| Tabla 2.4 Alternativas de solución del módulo 3..... | 26 |
| Tabla 2.5 Evaluación del peso específico de cada criterio..... | 29 |
| Tabla 2.6. Evaluación del criterio Facilidad de fabricación..... | 29 |
| Tabla 2.7 Evaluación del criterio Costo | 29 |
| Tabla 2.8 Evaluación del criterio Volumen de trabajo | 30 |
| Tabla 2.9 Evaluación del criterio Energía requerida | 30 |
| Tabla 2.10 Conclusión de la evaluación de alternativas | 30 |
| Tabla 2.11 Fuerzas aplicadas al eje | 48 |
| Tabla 2.12 Reacciones sobre el eje..... | 48 |
| Tabla 2.13 Propiedades físicas y esfuerzos en el eje. | 48 |
| Tabla 3.1 Opciones de perfiles tubulares. | 59 |
| Tabla 3.2 Resumen de resultados del análisis estático de la estructura. | 61 |
| Tabla 3.3 Modos de vibración de la trituradora..... | 62 |
| Tabla 3.4 Resumen de resultados del análisis armónico, frecuencia 41.67 [Hz]..... | 66 |
| Tabla 3.5 Resumen de resultados de los análisis estáticos de las cuchillas | 72 |
| Tabla 3.6 Costos de elementos del grupo bastidor..... | 73 |
| Tabla 3.7 Costos de elementos del grupo triturador | 74 |
| Tabla 3.8 Costos de elementos del grupo motriz..... | 74 |
| Tabla 3.9 Costos de mano de obra..... | 75 |

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Definición del Problema

En el cultivo de cacao, la fertilización del suelo es uno de los aspectos más demandantes de insumos. El suelo debe contener suficientes nutrientes para que las plantaciones tengan un adecuado crecimiento y producción. En los sistemas agrícolas se puede aprovechar los desperdicios vegetales, convirtiéndolos en nutrientes más asimilables para todo tipo de cultivos agrícola. En este caso, ese elemento es la biomasa(hojarasca) que de forma natural cumple la función de la fotosíntesis y luego cae de los árboles de cacao, acumulándose en el suelo La biomasa comprende todos los elementos vegetales (hojas, ramas, frutos no comerciales) que caen al suelo provenientes de las especies que componen la vegetación (Guo & Sims, 1999).

Como resultado de una mala nutrición por crecer en un suelo de baja fertilidad, las plantas quedan afectadas con ramas y tallos débiles, que marcarán su limitada productividad durante las etapas posteriores. De acuerdo a estudios sobre sistemas intensivos de producción, la demanda de nutrientes del cacao, al entrar en su etapa productiva, es de 212 kg de Nitrógeno, 23 kg de Fósforo, 321 kg de Potasio, 140 kg de Calcio, 71 kg de Magnesio, 7.1 kg de Manganeso y 0.9 kg de Zinc por hectárea (Amores Puyutaxi, Suárez Capello, & Garzón Catota, 2010).

Los suelos quedan descompensados al final de esta etapa de producción de tal forma que necesitan ser mantenidos en niveles adecuados de macro y micronutrientes, razón por la cual muchas veces se agregan compuestos químicos llamados fertilizantes, los cuales se transforman en elementos químicos (N, P, K) para alimentar a las plantas y que puedan cumplir todas sus funciones. La agregación de esos elementos puede ser de forma también natural y orgánica, por medio de la descomposición de los desperdicios vegetales. Cuando se usan los fertilizantes químicos se paga por ellos altas cantidades de dinero, que no muchas veces están al alcance de los pequeños y medianos productores. También la materia prima requerida para la elaboración de los

fertilizantes, normalmente es importada. Finalmente, es conocido que se presenta el problema, por el uso de fertilizantes químicos, así como de herbicidas e insecticidas, los cuales pueden deteriorar la calidad del suelo, afectando la micro fauna, reduciéndola significativamente, e incluso, desapareciéndola (Monge, 1999).

A la fecha presente del año 2021, el mundo enfrenta una crisis mundial de fertilizantes (Saltos, 2021). El abastecimiento de alimentos está en peligro por el impacto de la escasez de fertilizantes químicos nitrogenados. El motivo principal es el alza de la principal materia prima necesaria para elaborarlos, el gas natural, el cual ha alcanzado niveles sin precedentes, superando incluso a los vistos en el año 2008, cuando el precio del petróleo tuvo una gran escalada. Esto ha movido a los agricultores a reemplazar los fertilizantes químicos por abonos orgánicos que cumplan su función con igual eficacia. El precio de utilizar abonos orgánicos puede llegar a ser incluso menor que el de utilizar fertilizantes comunes, como la urea, por lo que la implementación de métodos para la obtención de nutrientes naturales se sitúa en un campo de interés y sostenibilidad para la agricultura moderna, llegando a hacer que los agricultores continuamente dediquen esfuerzos a la búsqueda de alternativas para la fertilización de los cultivos. Todo esto ha llamado la atención hacia el aprovechamiento de la hojarasca, que es la participante principal en la dinámica de los macro y micronutrientes.

Para que la hojarasca libere sus nutrientes y los devuelva al suelo es necesario llevar a cabo su descomposición, la cual consiste en procesos físicos y químicos que la reducen a sus componentes químicos elementales. En muchos casos se pueden usar técnicas de compostaje, para ayudar a un mayor aprovechamiento de la materia orgánica. Este proceso es uno de los más importantes para el ciclo de nutrientes (Barajas-Guzmán & Alvarez-Sánchez, 2003). Mediante la trituración se ayuda a que la descomposición de hojarasca se lleve a cabo. En ausencia de máquinas trituradoras, la hojarasca suele quedar simplemente reposando durante mucho tiempo en el suelo, desaprovechándose así sus nutrientes, porque el proceso de descomposición sucede a un ritmo muy bajo cuando la biomasa se encuentra en forma de grandes partículas.

También se encuentra que la hojarasca, ante la falta de máquinas trituradoras, es acumulada en sacos para su posterior transporte hacia espacios donde es quemada, o bien es vendida sin tener en cuenta su valor real como elemento orgánico aprovechable como abono para las plantas.

En América Latina se utilizan grandes cantidades de fertilizantes químicos con adiciones de nitrógeno de entre 100 a 300 kg N ha⁻¹ año⁻¹ (Bornemisza, 1982). La materia orgánica además de aportar nitrógeno también aporta diversos otros nutrientes como fósforo, potasio, calcio, magnesio (Jaimez & Franco, 1999). Y además la hojarasca posee gran cantidad de microorganismos que participan en la dinámica de los nutrientes.

Se busca, desde luego, reducir los costos de producción mediante el uso de materia orgánica (MO) en reemplazo de los fertilizantes químicos. En Quevedo, provincia de Los Ríos, se reportó un aporte de hojarasca de cacao de 2.404 kg ha⁻¹ año⁻¹ (Huila, y otros, 2016), una cantidad que, al ser reciclada como abono, puede generar beneficios económicos importantes tomando en cuenta su equivalente en fertilizantes inorgánicos, dando una visión de la importancia que se le debe dar a la descomposición de la hojarasca y, por tanto, al uso de una máquina trituradora que cumpla con aspectos de diseño competentes para las demandas actuales.

1.2. Justificación del proyecto

El proceso de descomposición de hojarasca requiere de acciones de corte que reduzcan el tamaño de la MO para su posterior mineralización. En vista de que la hojarasca cae dispersamente por toda la superficie de la huerta, se necesita de un gran trabajo manual para recogerla, acumularla y finalmente, si va a ser reciclada, llevarla a una máquina que la triture. Actualmente las máquinas que se encuentran en estas plantaciones de cacao funcionan de tal manera que la hojarasca tiene que ser depositada por una abertura de la máquina manualmente, generalmente por una tolva. Demandando así una alta cantidad de mano de obra. Eso ha producido el apareamiento de una actividad denominada procesamiento de la tierra de sembrado,

la cual una vez triturada por esas máquinas, su producto se destina a los principales mercados de plantas en el Ecuador.

Dada la situación, es conveniente el uso de una máquina que realice este trabajo mientras va recorriendo el suelo, es decir, de naturaleza móvil, para que este proceso de trituración sea ágil y cómodo. Mientras la hojarasca va siendo triturada también va siendo incorporada al suelo dispuesta como materia orgánica. La inversión no debe ser muy alta por lo que se descarta un vehículo. El motor será empleado para la acción de triturado solamente, y el movimiento de la máquina provisto por una persona que la empuje, ofreciendo facilidad de manejo.

Es conveniente una máquina que realice este trabajo mientras va recorriendo el suelo, es decir, de naturaleza móvil, para que este proceso de trituración sea ágil y cómodo. Mientras la hojarasca va siendo triturada también va siendo incorporada al suelo dispuesta como fertilizante. La inversión no debe ser muy alta por lo que se descarta un vehículo. El motor será empleado para la acción de triturado solamente, y el movimiento de la máquina provisto por una persona que la empuje, ofreciendo facilidad de manejo.

Dentro de los aspectos relevantes del proyecto, está el de **salud pública**. De acuerdo a un estudio (Ortiz & Flores, 2008), la principal motivación de los consumidores para adquirir productos orgánicos es el cuidado de la salud. Los productos cultivados orgánicamente presentan niveles más bajos de nitratos, ya que en estos no se utilizan fertilizantes con nitrato sintético. Estos compuestos N-nitrosos son cancerígenos en muchas especies de animales (Blancas & Hervás, 2001), y aunque no exista una evidencia clínica de que también son cancerígenos para las personas, es conocido que reducen la cantidad de oxígeno que transporta la sangre, porque convierten la hemoglobina de la sangre en metamoglobina, dejando a las células del cuerpo sin suficiente oxígeno para que funcionen adecuadamente (Vega, 2017).

Otro aspecto es el de **seguridad y bienestar**. Se diseña una máquina móvil, la cual evitaría mayores esfuerzos en los trabajadores agrícolas, asociados con recoger del suelo las grandes cantidades de hojarasca que se encuentran esparcidas por toda la superficie de las huertas de cacao. Se propone una máquina que no requiere de acercar las manos hacia elementos que pueden ser peligrosos, tales como los ejes portadores de cuchillas, ya que la máquina realiza su función con su simple desplazamiento a través del suelo. Este desplazamiento se logra con un empuje de parte del operario desde una posición segura respecto a la trituradora.

También se tiene en cuenta los aspectos **globales**, al ser una máquina que evitaría el hábito nocivo de quemar residuos de las plantaciones de cacao, reduciendo la emisión de CO₂ a la atmósfera. También, al reducir el uso de fertilizantes químicos, generará un gran ahorro de combustible fósil, contribuyendo a la respuesta ante la creciente amenaza del cambio climático (O'Ryan & Olivia, 2007).

Como aspecto **social y cultural**, se hace una concientización del aprovechamiento de los recursos naturales y también permite que los espacios en las plantaciones tengan menos obstáculos, facilitando el recorrido a través de ellos. Mejora el uso de espacios al evitar acumulaciones de sacos llenos de hojarasca.

En el aspecto **económico**, se diseña una máquina con elementos sencillos que no representarán un gran costo de producción. Se espera que la rentabilidad se alcance en corto tiempo con el dinero que se ahorra en fertilizantes inorgánicos, convirtiéndose así en una inversión viable.

Como aspecto **técnico**, se realiza el diseño de una máquina de fácil implementación, uso y mantenimiento. El funcionamiento de la máquina se ajusta a la comodidad del operario. Su tiempo de vida se proyecta extensamente conforme a la ejecución de los mantenimientos pertinentes.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo General

Diseñar una máquina móvil para la trituración de la hojarasca de cacao, presentes en suelo de las huertas cacaoteras.

1.3.2. Objetivos Específicos

- a) Determinar todas las variables que influyen en el proceso de la trituración de las hojarascas de cacao.
- b) Diseñar todos los componentes de la máquina trituradora móvil y que la misma cumpla las expectativas del mercado.
- c) Prototipar los componentes de la máquina trituradora móvil.
- d) Establecer los parámetros técnicos para el uso de este tipo de máquinas en el campo.

1.4. Marco teórico

1.4.1. Cacao (*Theobroma cacao* L.)

El cacao tiene su origen en la amazonia conformada por los países de la cuenca amazónica Colombia, Perú, Ecuador y Brasil. En griego, *Theobroma* significa 'comida de los dioses'. Esta fruta mide entre 10 y 32 cm de largo y entre 7 y 10 cm de ancho. Tiene forma de haba alargada y su pulpa es gelatinosa y dulce. Crece en climas con altas precipitaciones y de temperatura estable entre 25 y 28 °C. Toma entre 5 a 8 años obtener frutos desde el cultivo (PROECUADOR, 2013).

De acuerdo a la ICCO (Organización internacional del cacao) mundialmente se producen aproximadamente 4'155,000 toneladas de cacao, la mayor parte desde el continente africano con el 73%, luego el continente americano con 18%, y finalmente Asia y Oceanía con el 9%.

El cultivo de cacao en Ecuador es muy tradicional y genera alta cantidad de ingresos y trabajo para muchas personas. Ecuador es el primer productor mundial de cacao fino y de aroma con un 70% de la producción mundial, seguido muy de lejos por

Indonesia (10% del total mundial). Este tipo de cacao es muy demandado ya que es considerado el mejor del mundo por su sabor y nutrientes, y en 2015 se llegaron a exportar 236,677 toneladas (ANECACAO, 2015).

1.4.2. Materia orgánica

La materia orgánica está conformada principalmente por carbono, nitrógeno, oxígeno, hidrógeno, azufre y fósforo. Se encarga de regular la fertilidad química por medio de los nutrientes que provee a las plantas, y participa en el mantenimiento de la biodiversidad y la estructura física de los suelos (Julca *et al.*, 2006).

Los suelos con altos contenidos de materia orgánica presentan mejor estructura, aumentan su porosidad y por tanto su aireación, penetración y retención de agua, sufren menos pérdidas por erosión y mantienen temperaturas más constantes.

1.4.3. Hojarasca

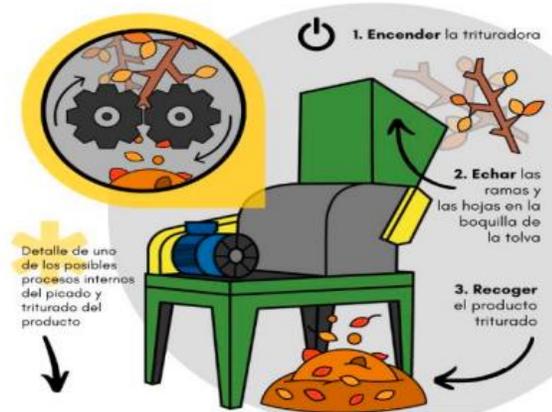
Es la acumulación de hojas y ramas de diferentes tamaños y en diferente estado de descomposición que son aprovechadas por hongos, bacterias, micro y macro invertebrados. Más de la mitad de la absorción de nutrimentos en los bosques se debe a la reincorporación de la hojarasca al suelo, y representa la principal fuente de minerales disponibles (Del Valle-Arango, 2003).

Su descomposición constituye un tema de estudio de gran interés por los enormes beneficios que esto conlleva, dentro de ellos, los económicos, lo cual motiva a conocer los factores que afectan a su proceso de descomposición. Algunos de estos factores son: la composición química de la hojarasca, el efecto de los factores climáticos, y el efecto de los organismos del suelo.

1.4.4. Trituración

Es la reducción de sustancias sólidas en trozos de menor tamaño por molido o machacado. Para elegir el tipo de trituradora a emplearse, se toma en consideración los siguientes parámetros:

- Capacidad
- Tipo de material a triturar
- Grado de reducción a obtener



**Figura 1.1 Funcionamiento de una trituradora
(Calero, 2021)**

1.4.5. Tipos de trituradoras

El principio de funcionamiento de las máquinas trituradoras consiste en que, a partir de un torque proporcionado por un motor, se transmite movimiento a un eje con cuchillas las cuales realizaran una fuerza de corte con la que pueden triturar o moler un material hasta reducir su volumen. Luego, el material triturado pasa a una malla metálica con agujeros del tamaño que se desea obtener de los trozos del material procesado, denominada tamiz.

En la industria se utilizan distintos tipos de trituradoras, dependiendo del material que vaya a ser triturado y del tamaño que se desee obtener. Los principales tipos de trituradora son:

1.4.6. Trituradora de mandíbula

Es ideal para trituración primaria y secundaria, es decir, para tamaños grandes de material. Reduce partículas de gran tamaño mediante compresión. Tiene una configuración en forma de "V" con una placa de mordaza móvil que ejerce una fuerza sobre la partícula comprimiéndola contra la placa de mordaza fija.

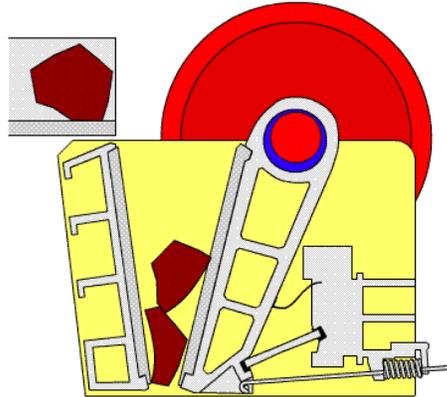


Figura 1.2 Trituradora de mandíbula
(Stone crusher CN, 2012)

1.4.7. Molino triturador de martillo

El material es introducido en la tolva del molino, típicamente por gravedad, y es golpeado por varios martillos que están acoplados a un eje que gira a alta velocidad dentro de la caja porta cuchillas. El material se tritura por impacto de los martillos repetidas veces para obtener así el material procesado y homogéneo (Maquinova, 2007).

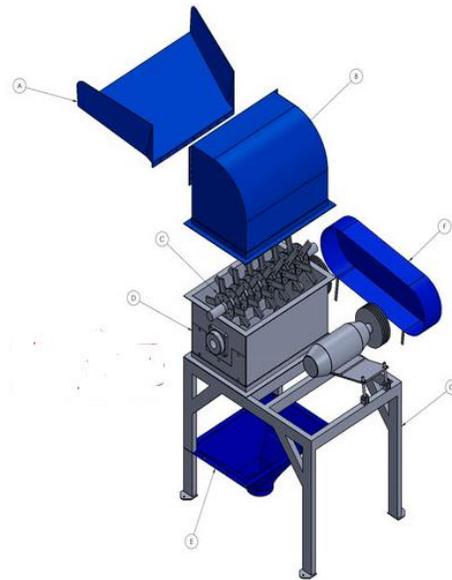


Figura 1.3 Molino triturador de martillos
(Maquinova, 2007)

1.4.8. Molino de disco

El material cae entre dos discos, uno giratorio que trabaja a elevadas velocidades y el otro fijo, provocando que la fricción y la presión trituren al material. Este tipo de molino posee dientes continuos en los discos tanto en el giratorio como en el fijo. El material procesado llega a una rejilla de paso y finalmente a su depósito final.



**Figura 1.4 Molino de disco
(SIRCA, 2012)**

1.4.9. Trituradora de cuchillas

En estas máquinas, se lleva a cabo la trituración por medio de cizalladura. La cámara de corte contiene un sistema con efecto de tipo tijera, conformada por dos clases de cuchillas. Unas son las cuchillas móviles que se localizan en el eje conducido por la alimentación del motor, y las otras son las cuchillas fijas que están instaladas en la estructura interna del triturador. Los factores que afectan al desempeño del equipo son la fuerza de impacto, el calor generado en la zona de corte, la velocidad de giro del eje, y el diseño del sistema de entrada para el material de alimentación.



**Figura 1.5 Trituradora de cuchillas
(SIRCA, 2012)**

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

Este proyecto se realizó siguiendo un proceso de diseño dividido por etapas, como se puede ver en la Figura 2.1 mediante un flujograma. Para la primera etapa, se consideraron los requerimientos de la máquina a fin de formular alternativas de diseño para el triturado de hojarasca. También se realizó una división del funcionamiento de la máquina por módulos para ordenar las funciones sobre las que se plantean soluciones. Utilizando una matriz de decisión, se escogió la mejor alternativa para la trituradora.

Para la siguiente etapa se hizo un diseño de forma por medio de dibujos a mano alzada para ilustrar la idea que se tiene del prototipo. Luego, se realizó el diseño detallado de la máquina, compuesta por un sistema de triturado que consiste en un eje portador de cuchillas instalado de forma vertical con sus respectivas cuchillas, cojinetes, separadores y poleas. Como siguiente paso se hizo la selección del sistema de transmisión y de generación de potencia de acuerdo a las condiciones de operación en el triturado de las hojas. Luego, se simularon los elementos de la máquina con la función de elementos finitos del programa Inventor 2021 con licencia educativa proporcionada por ESPOL.

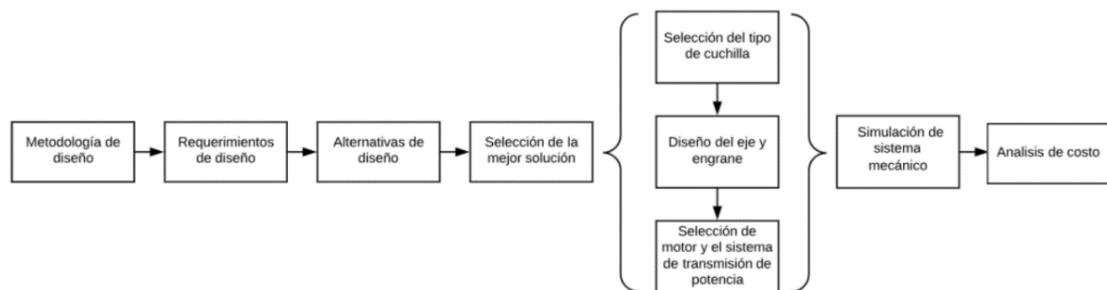


Figura 2.1 Flujograma para el diseño del proyecto

2.1. Especificaciones técnicas

Las especificaciones técnicas son la base para diseñar una máquina que se ajuste a las necesidades del usuario. En la siguiente tabla se muestra en detalle las especificaciones técnicas que debe cumplir el diseño a realizarse.

Tabla 2.1 Especificaciones técnicas de la máquina trituradora

| Producto | | Última revisión | |
|---------------------------|---------|-----------------|--|
| Trituradora de hojarasca | | 6/11/21 | |
| Especificaciones | | | |
| Concepto | Propone | R/D | Descripción |
| Función | C | R | Movimiento a la ubicación de la hojarasca |
| | C | R | Triturado de las hojas |
| | C | R | Esparcimiento de la hojarasca triturada |
| Dimensiones | C | D | Altura máxima de 750 mm |
| | C | R | Capacidad de procesamiento de 100 kg/h |
| Movimientos | C | D | Movimiento en línea por pasada de triturado |
| | D | D | Desplazamiento que siga el relieve del terreno |
| | D | D | Maniobrabilidad para giros de 180° |
| Energía | D | R | Encendido por pulsador |
| | D | D | Relación de transmisión ajustable |
| | C | R | Motor eléctrico o por combustión |
| Materiales | D | R | Materiales resistentes a corrosión |
| Señales y control | C | R | Direccionamiento manual |
| Fabricación y montaje | D | D | Diseño modular |
| | C | R | Menor cantidad de partes posible |
| | C | R | Fácil montaje |
| | C | D | Estructura soldada |
| | D | D | Producción por lotes |
| Vida útil y mantenimiento | D | R | Diseño robusto resistente a condiciones de trabajo exigentes |
| | C | R | Fácil mantenibilidad |

Propone: C: cliente, D: diseñador

R/D: R: requerimiento, D: deseado

2.2. Análisis funcional

Para detallar el funcionamiento de la trituradora se realiza un análisis funcional. De esta manera se obtiene las operaciones que realiza la máquina.

Nivel 0:

Describe la función global de la máquina a diseñar. Para este proyecto es triturar hojarasca localizada en el suelo de la plantación.

[ANEXO]

Nivel 1:

El nivel 1 describe los modos de funcionamiento de la máquina. Para este proyecto se usará solo el modo de funcionamiento normal.

[ANEXO]

Nivel 2:

El nivel 2 ofrece una descripción detallada de las operaciones requeridas para la trituración del producto. Además, en este nivel se realiza la división modular de la trituradora.

[ANEXO]

2.3. División modular

A partir del análisis funcional se pueden agrupar las funciones principales que realiza la trituradora en módulos.

[ANEXO]

Módulo 1: Ingreso y salida de la hojarasca:

La función de este módulo es permitir el ingreso de la hojarasca dispersa en el terreno a la máquina para su procesamiento. Además, una vez finalizado el triturado del producto, en este módulo se incluye la manera en que salen los residuos y son dispersados en el terreno.

Módulo 2: Manejo de la hojarasca:

En este módulo se cumple la función de dirigir el producto dentro de la máquina desde la entrada a la cámara de triturado, y, una vez triturado el producto dirigirlo desde la cámara de triturado hacia la salida la máquina.

Módulo 3: Triturado de la hojarasca:

La función de este módulo es proveer la energía necesaria para triturar las hojas que ingresan a la máquina y transmitirla a las cuchillas de corte.

2.4. Soluciones para el módulo 1

2.4.1. Movimiento a hojarasca:

Estructura con ruedas:

Consiste en una máquina con forma de vehículo que es movida por el usuario a través del terreno.

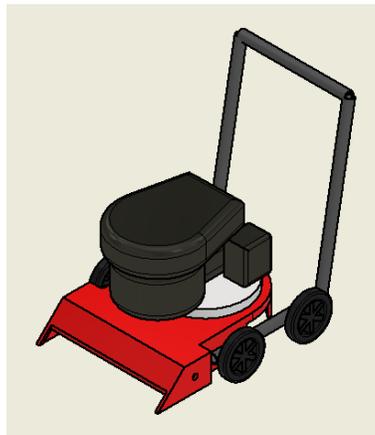


Figura 2.2 Estructura con ruedas

Ventajas:

- Fácil de transportar.
- Gran volumen de triturado.

Desventajas:

- Mayor cantidad de componentes.
- No puede acceder a todos los lugares.

Estructura portátil:

Consiste en un tipo de máquina que debe ser cargada por el usuario por el área de la hojarasca.

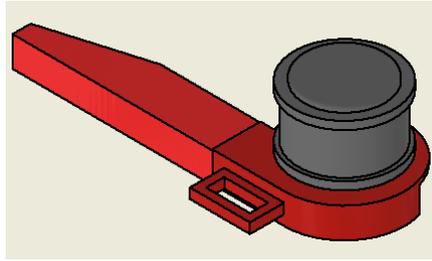


Figura 2.3. Estructura portátil

Ventajas:

- Tamaño compacto.
- Menor cantidad de componentes.
- Fácil manejo.

Desventajas:

- Menor volumen de triturado.
- Menos ergonómico para el usuario.

2.4.2. Ingreso de hojarasca:

Cepillo giratorio:

Basado en un recolector de hojas encontrado en el catálogo virtual de la tienda Agrieuro, Figura 2-4, se propone el uso de un cepillo giratorio que está conectado con el eje de las ruedas el cual va impulsando las hojas con su movimiento rotatorio por medio de un cepillo elaborado con múltiples cerdas de plástico. Este sistema no puede recoger elementos grandes como frutas, bellotas u otros sólidos por la flexibilidad del material del cepillo. Sin embargo, es ideal para recoger hojas y tallos, por lo que resulta una opción muy viable para la aplicación del proyecto.



**Figura 2.4 Recolector manual de hojas Gardena
(Agrieuro, 2016)**

En la abertura delantera de la máquina se colocan cepillos que al girar recogen con los dientes las hojas esparcidas en el suelo.

Ventajas:

- Silencioso.
- No requiere motor.
- Económico.
- Ecológico.

Desventajas:

- Efectividad limitada.
- Desgaste del elemento.

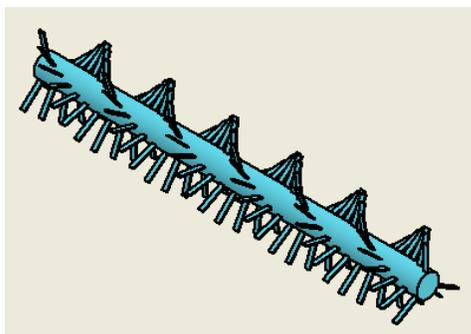


Figura 2.5. Cepillo giratorio

Aspiradora:

Se coloca una aspiradora dentro de la máquina conectada a la abertura delantera de tal manera que produce un efecto de succión que hace ingresar las hojas.

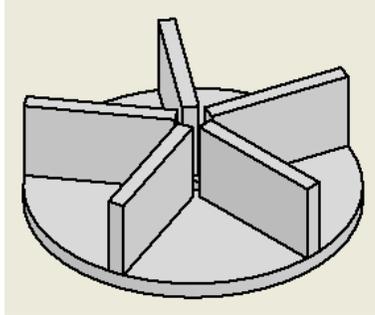


Figura 2.6. Impulsor de aspiradora

Ventajas:

- Gran poder de succión.
- Fuerza de succión variable.

Desventajas:

- Mayor consumo de energía.
- Diseño complejo.
- Costoso.

2.4.3. Salida de hojarasca:

Una vez que se ha triturado la hojarasca se procede a sacarla de la máquina y esparcirla por el terreno. Se puede conseguir esta función con las alternativas a continuación.

Expulsión lateral:

Se realiza una apertura en un lateral de la máquina para expulsar por ahí la masa triturada.



Figura 2.7. Expulsión lateral.

Ventajas:

- Distancia de expulsión ajustable.

Desventajas:

- Posibilidad de expulsión del producto lejos de zona de interés.

Expulsión trasera:

Se realiza una apertura en la parte trasera de la máquina para que salga por ahí la hojarasca triturada.

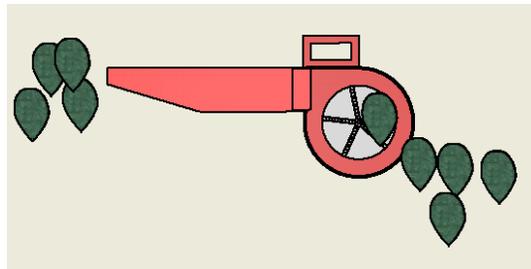


Figura 2.8. Expulsión trasera

Ventajas:

- Expulsión de hojas en el punto de triturado.

Desventajas:

- Posibilidad de ensuciar al usuario.

2.4.4. Alternativa de solución del módulo 1

Tabla 2.2. Alternativas de solución del módulo 1

| Función | Componente | | |
|------------------------|-----------------------|---------------|---------------------|
| Movimiento a hojarasca | Estructura con ruedas | | Estructura portátil |
| Ingreso de hojarasca | Cepillo giratorio | Aspiradora | |
| Salida de hojarasca | Expulsión lateral | | Expulsión trasera |
| | Alternativa 1 | Alternativa 2 | Alternativa 3 |

2.5. Soluciones para el módulo 2

2.5.1. Entrada de hojarasca a cámara de triturado:

Succión de aspiradora:

Mediante la fuerza de succión de la aspiradora, las hojas ingresan a la cámara de triturado.

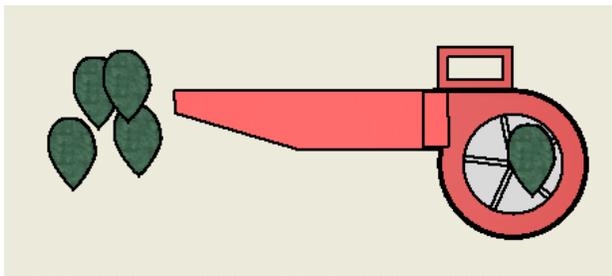


Figura 2.9. Sistema de aspirado

Ventajas:

- Reducción del número de componentes.
- Volumen transferido variable.

Desventajas:

- Mayor consumo de energía.
- Diseño complejo.

Impulso de cepillos:

Con la fuerza que producen los cepillos al girar, se dirigen las hojas para su trituración.

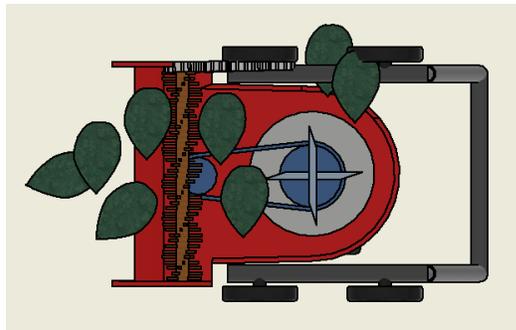


Figura 2.10. Sistema con impulso del cepillo giratorio

Ventajas:

- Menor consumo de energía.
- Económico.

Desventajas:

- Posibilidad de obstrucción.
- Limpieza constante

2.5.2. Salida de hojarasca de cámara de triturado:

Descarga de aspiradora:

El flujo de aire de la aspiradora expulsa los restos triturados.

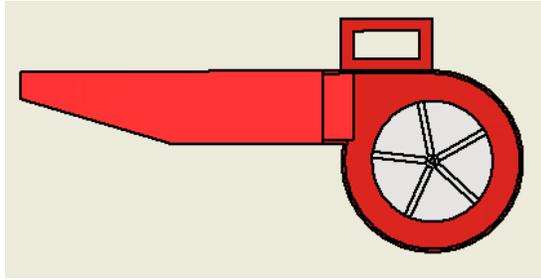


Figura 2.11. Sistema de aspirado

Ventajas:

- Reducción del número de componentes.
- Volumen transferido variable.

Desventajas:

- Mayor consumo de energía.
- Diseño complejo.

Impulso de cuchillas:

Por el impulso que reciben las hojas al ser cortadas con las cuchillas se expulsan los restos triturados.

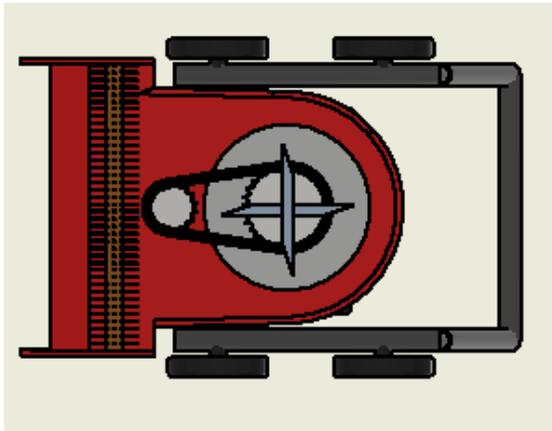


Figura 2.12. Sistema de cuchillas

Ventajas:

- Diseño simple.
- Menor consumo de energía.

Desventajas:

- Eficiencia reducida.
- Dificultad de control de dirección de expulsión.

2.5.3. Alternativas de solución del módulo 2

Tabla 2.3 Alternativas de solución del módulo 2

| Función | Componente | | |
|--|---|---------------|---------------|
| Entrada de hojarasca a cámara de triturado | <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;">Succión de aspiradora</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;">Impulso de cepillos</div> </div> | | |
| Salida de hojarasca de cámara de triturado | <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;">Descarga de aspiradora</div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;">Impulso de cuchillas</div> </div> | | |
| | Alternativa 1 | Alternativa 2 | Alternativa 3 |

2.6. Soluciones para el módulo 3

2.6.1. Accionamiento motriz:

Motor combustión:

La energía mecánica requerida para accionar la trituradora se produce con un motor de combustión de pequeño tamaño.

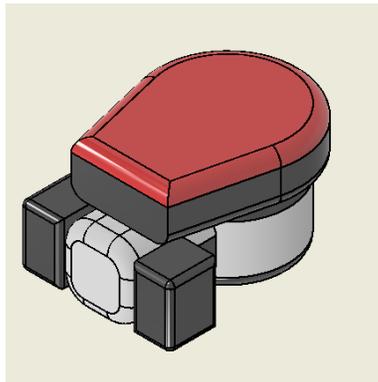


Figura 2.13. Motor de combustión mono cilindro

Ventajas:

- Mayor potencia.
- Facilidad de carga de combustible.

- Mayor autonomía.

Desventajas:

- Menor eficiencia.
- Ruidoso.

Motor eléctrico:

La energía requerida para triturar las hojas se obtiene de un motor eléctrico a batería.

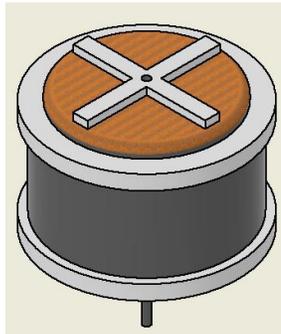


Figura 2.14. Motor eléctrico

Ventajas:

- Mayor eficiencia.
- Funcionamiento silencioso.

Desventajas:

- Menor autonomía.
- Tiempo de carga elevado.

2.6.2. Transmisión de movimiento:

Banda:

La transmisión de la potencia del motor se transmite a las cuchillas mediante el uso de poleas y bandas.



Figura 2.15. Transmisión por banda

Ventajas:

- Bajo ruido.
- Transmisión de potencia a grandes distancias.
- Absorbe vibraciones.

Desventajas:

- Baja relación de transmisión.
- Transmisión de potencia limitada.
- Baja vida útil.

Cadena:

La potencia del motor se transfiere a las cuchillas usando catalinas y una cadena.



Figura 2.16. Transmisión por cadena

Ventajas:

- Transmisión de potencias elevadas.
- Trasmisión constante.
- Vida útil larga.

Desventajas:

- Ruidosa.
- Requiere lubricación.
- Mayores esfuerzos en soportes.

Directo:

La potencia del motor se transmite directamente a las cuchillas.

Ventajas:

- Reducción de componentes.
- Económico.

Desventajas:

- No se puede ajustar la velocidad ni el torque.

2.6.3. Triturado de hojarasca:**Cuchillas de corte:**

El triturado de la hojarasca se realiza con varias cuchillas acopladas a la transmisión.

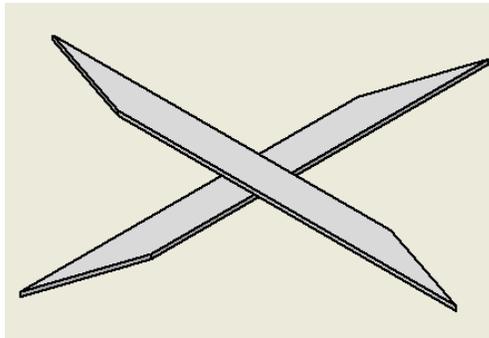


Figura 2.17. Cuchillas de corte

Ventajas:

- Gran capacidad de corte.
- Acoplamiento de numerosas cuchillas.

Desventajas:

- Mayor espacio.
- Riesgo de corte del usuario.

Rodete de aspiradora modificado:

Mediante una adaptación de la geometría de las aletas del rodete de la aspiradora para que se asemejen a cuchillas que trituran las hojas.

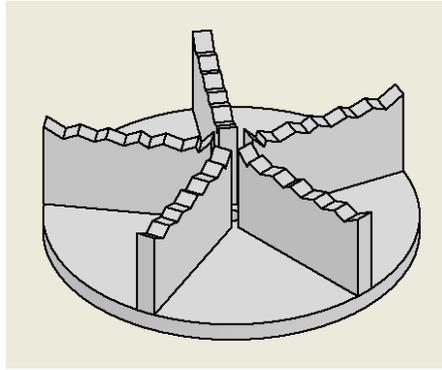


Figura 2.18 Impulsor de aspiradora modificado

Ventajas:

- Reducción de componentes de la máquina.
- Succión a cuchillas de corte.

Desventajas:

- Diseño complejo.
- Efectividad de corte reducida.
- Posibilidad de obstrucción.

2.6.4. Alternativas de solución del módulo 3

Tabla 2.4 Alternativas de solución del módulo 3

| Función | Componente | | |
|---------------------------|--|---|--|
| Accionamiento motriz | <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 100px;">Motor combustión</div> <div style="color: blue; font-size: 20px;">↓</div> </div> <div style="text-align: center;"> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 100px;">Motor eléctrico</div> <div style="color: green; font-size: 20px;">↓</div> </div> </div> | | |
| Transmisión de movimiento | <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 80px;">Cadena</div> <div style="color: blue; font-size: 20px;">↓</div> | <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 80px;">Banda</div> <div style="color: orange; font-size: 20px;">↙</div> | <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 80px;">Directo</div> <div style="color: green; font-size: 20px;">↓</div> |
| Triturado de hojarasca | <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 80px;">Cadena</div> | <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 80px;">Cadena</div> | <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: 80px;">Cadena</div> |
| | Alternativa 1 | Alternativa 2 | Alternativa 3 |

2.7. Alternativas de diseño

Una vez que se plantearon las soluciones para los módulos del funcionamiento de la máquina, se realizaron distintas combinaciones para formar 3 alternativas de diseño conformadas por distintos elementos con sus eventuales ventajas y desventajas. Las combinaciones formadas fueron las siguientes.

2.7.1. Alternativa 1

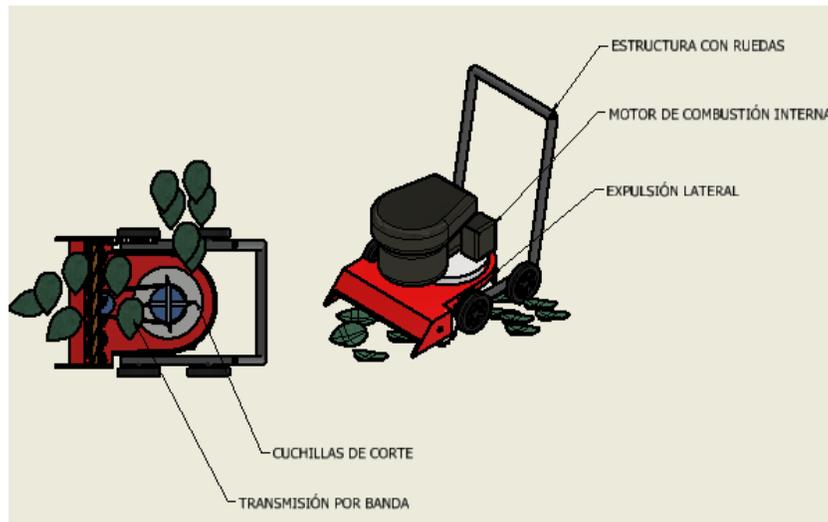


Figura 2.19. Alternativa 1

2.7.2. Alternativa 2

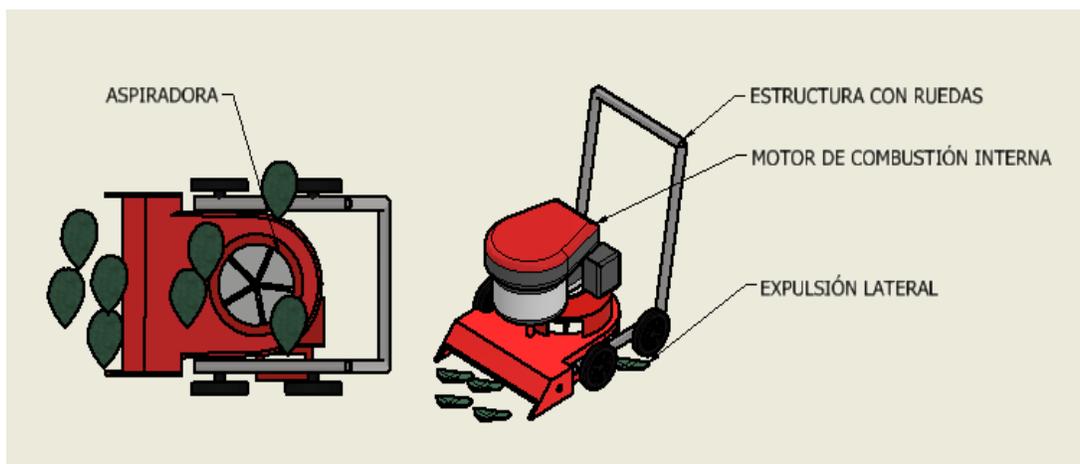


Figura 2.20. Alternativa 2

2.7.3. Alternativa 3

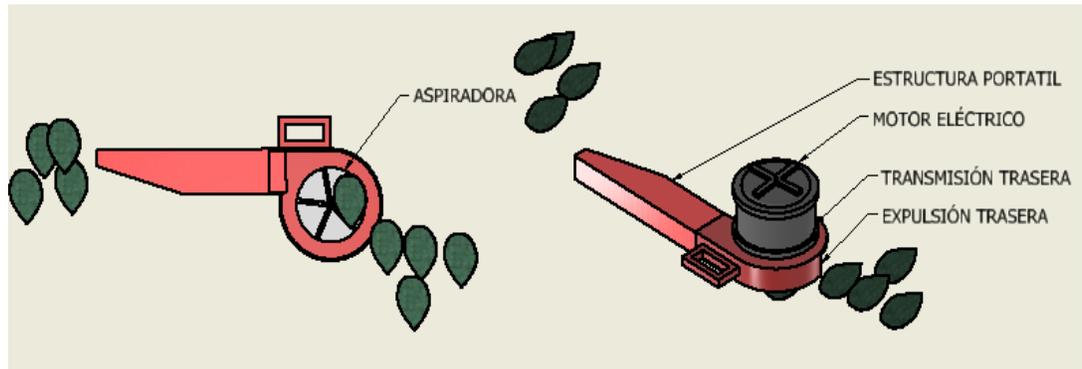


Figura 2.21. Alternativa 3

2.8. Selección de la mejor alternativa

Para elegir la mejor alternativa de diseño se usa el método ordinal corregido de criterios ponderados descrito en (Riba, 2002), donde se indica el orden de preferencia, utilizando el siguiente procedimiento para asignar valores:

- 1 Si la opción de las filas es superior a la de las columnas.
- 0.5 Si la opción de las filas es equivalente a la de las columnas.
- 0 Si la opción de las filas es inferior a la de las columnas.

Finalmente, la evaluación total para cada solución resulta de la suma de productos de los pesos específicos de cada solución por el peso específico del respectivo criterio. Los criterios de valoración que se consideran más importantes para elegir la mejor alternativa son:

Facilidad de fabricación: Requerimientos del diseño son que la máquina se pueda fabricar de manera modular, que tenga pocas piezas, entre otros.

Costo: Es necesario disminuir los costos de fabricación tanto como sea posible.

Volumen de trabajo: Se desea que la capacidad de procesamiento de material sea el mayor posible cumpliendo con los demás requerimientos.

Energía requerida: Es beneficioso que se logre la función requerida usando la menor cantidad de energía mecánica posible.

2.8.1. Evaluación del peso específico de cada criterio

Tabla 2.5. Evaluación del peso específico de cada criterio

| Criterio | Facilidad de fabricación | Costo | Eficiencia de corte | Energía requerida | $\Sigma+1$ | Ponderación |
|---|--------------------------|-------|---------------------|-------------------|------------|-------------|
| Facilidad de fabricación | - | 0 | 1 | 1 | 3 | 0.30 |
| Costo | 1 | - | 1 | 1 | 4 | 0.40 |
| Volumen de trabajo | 0 | 0 | - | 1 | 2 | 0.20 |
| Energía requerida | 0 | 0 | 0 | - | 1 | 0.10 |
| | | | | Suma | 10 | 1 |
| Costo > Facilidad de fabricación > Volumen de trabajo > Energía requerida | | | | | | |

2.8.2. Evaluación del criterio Facilidad de fabricación.

Tabla 2.6. Evaluación del criterio Facilidad de fabricación

| Facilidad de fabricación | Alternativa 1 | Alternativa 2 | Alternativa 3 | $\Sigma+1$ | Ponderación |
|---|---------------|---------------|---------------|------------|-------------|
| Alternativa 1 | - | 1 | 1 | 3 | 0.50 |
| Alternativa 2 | 0 | - | 1 | 2 | 0.33 |
| Alternativa 3 | 0 | 0 | - | 1 | 0.17 |
| | | | Suma | 6 | 1 |
| Alternativa 1 > Alternativa 2 > Alternativa 3 | | | | | |

2.8.3. Evaluación del criterio Costo.

Tabla 2.7. Evaluación del criterio Costo

| Costo | Alternativa 1 | Alternativa 2 | Alternativa 3 | $\Sigma+1$ | Ponderación |
|---|---------------|---------------|---------------|------------|-------------|
| Alternativa 1 | - | 0 | 1 | 2 | 0.33 |
| Alternativa 2 | 1 | - | 1 | 3 | 0.50 |
| Alternativa 3 | 0 | 0 | - | 1 | 0.17 |
| | | | Suma | 6 | 1 |
| Alternativa 2 > Alternativa 1 > Alternativa 3 | | | | | |

2.8.4. Evaluación del criterio Volumen de trabajo.

Tabla 2.8. Evaluación del criterio Volumen de trabajo

| Volumen de trabajo | Alternativa 1 | Alternativa 2 | Alternativa 3 | $\Sigma+1$ | Ponderación |
|---|---------------|---------------|---------------|------------|-------------|
| Alternativa 1 | - | 0.5 | 1 | 2.5 | 0.42 |
| Alternativa 2 | 0.5 | - | 1 | 2.5 | 0.42 |
| Alternativa 3 | 0 | 0 | - | 1 | 0.16 |
| | | | Suma | 6 | 1 |
| Alternativa 1 = Alternativa 2 > Alternativa 3 | | | | | |

2.8.5. Evaluación del criterio Energía requerida.

Tabla 2.9. Evaluación del criterio Energía requerida

| Energía requerida | Alternativa 1 | Alternativa 2 | Alternativa 3 | $\Sigma+1$ | Ponderación |
|---|---------------|---------------|---------------|------------|-------------|
| Alternativa 1 | - | 0.5 | 0 | 1.5 | 0.25 |
| Alternativa 2 | 0.5 | - | 0 | 1.5 | 0.25 |
| Alternativa 3 | 1 | 1 | - | 3 | 0.50 |
| | | | Suma | 6 | 1 |
| Alternativa 3 > Alternativa 2 = Alternativa 1 | | | | | |

2.8.6. Conclusión de la evaluación de alternativas.

Tabla 2.10. Conclusión de la evaluación de alternativas

| Conclusión | Facilidad de fabricación | Costo | Volumen de trabajo | Maniobrabilidad | Σ | Prioridad |
|---|--------------------------|----------|--------------------|-----------------|----------|-----------|
| Alternativa 1 | 0.50x0.3 | 0.33x0.4 | 0.50x0.2 | 0.25x0.1 | 0.41 | 1 |
| Alternativa 2 | 0.33x0.3 | 0.50x0.4 | 0.25x0.2 | 0.25x0.1 | 0.38 | 2 |
| Alternativa 3 | 0.17x0.3 | 0.17x0.4 | 0.25x0.2 | 0.50x0.1 | 0.22 | 3 |
| Alternativa 1 > Alternativa 2 > Alternativa 3 | | | | | | |

De este análisis se concluye que la mejor opción para cumplir con los requerimientos es la ALTERNATIVA 1.

2.9. Diseño del sistema de alimentación

Producción de hojarasca:

De acuerdo con el trabajo de (Mera, Ramirez, & Leiva, 2017) en una finca de cacao se producen en promedio $2 \left[\frac{t}{ha \cdot año} \right]$ de hojarasca. Además, en el estudio realizado por (Secretaría Técnica del Comité Interinstitucional para el Cambio de la Matriz Productiva-Vicepresidencia del Ecuador, 2013) se establece que, en Ecuador, el tamaño promedio de una finca pequeña es $20[ha]$. Con estos valores es posible calcular la producción media de una finca cacaotera.

$$prod_{anual} = producción\ por\ ha \times tamaño\ de\ finca \quad (2.1)$$

$$prod_{anual} = 2 \left[\frac{t}{ha \cdot año} \right] \times 20[ha]$$

$$prod_{anual} = 40 \left[\frac{t}{año} \right]$$

Capacidad de procesamiento de la máquina:

Una vez establecida la producción existente, es necesario determinar la capacidad de procesamiento de la máquina. Se tomará como base una jornada de trabajo de la máquina de una hora diaria y en 120 días durante el periodo de cosecha del cacao.

$$cap_{proc} = \frac{prod_{anual}}{jornada_{trabajo}} \quad (2.2)$$

$$cap_{proc} = \frac{40 \left[\frac{t}{año} \right] \times \frac{1000 \left[\frac{kg}{t} \right]}{1}}{120 \left[\frac{dia}{año} \right] \times 1 \left[\frac{h}{dia} \right]}$$

$$cap_{proc} = 333.33 \left[\frac{kg}{day} \right] = 23.81 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

A partir de las características físicas de la hoja de cacao disponible en (BioEnciclopedia, 2008) se estima una masa por hoja de $50[g]$, con este valor es posible determinar el número de hojas que se trituran por segundo.

$$hojas_{seg} = \frac{cap_{proc}}{m_{hoja}} \quad (2.3)$$

$$hojas_{seg} = \frac{23.81 \left[\frac{kg}{h} \right] \times \frac{1 \left[\frac{h}{s} \right]}{3600}}{0.050 \left[\frac{kg}{hoja} \right]}$$

$$hojas_{seg} = 4.6 \left[\frac{hojas}{s} \right]$$

Después de haber obtenido la capacidad de producción, es posible establecer un tamaño mínimo de la cámara de triturado. Asumiendo que el tiempo de procesamiento del producto es de 5[s] y una altura de la cámara de triturado de 15[cm], en base a otras máquinas trituradoras y podadoras encontradas en el mercado, se obtiene un volumen estimado.

$$V_{camara} = \frac{t_{trituracion} \times cap_{proc}}{\rho_{hoja}} \quad (2.4)$$

$$V_{camara} = \frac{5[s] \times 23.81 \left[\frac{kg}{h} \right] \times \frac{1}{3600} \left[\frac{h}{s} \right]}{0.887 \left[\frac{g}{cm^3} \right] \times \frac{1}{1000} \left[\frac{kg}{g} \right]}$$

$$V_{camara} = 37,300[cm^3]$$

(O'Ryan & Olivia, 2007), afirma que el tamaño deseable para productos triturados que serán usados como composta varían entre 1 y 2[cm]. Por ese motivo se colocarán cribas de forma rectangular con tamaño de rejilla de 1.5[cm] en la salida de la máquina.

2.10. Diseño del sistema de corte

Fuerza de corte:

Para determinar la fuerza que deben ejercer las cuchillas en la hojarasca para su trituración, es necesario conocer las propiedades físicas y mecánicas del forraje. Sin embargo, esta información no es de fácil obtención. Dada la posibilidad de que se encuentre en el terreno residuos diferentes a las hojas como tallos y residuos de fruta, que poseen mayor resistencia mecánica que las hojas de la planta, se usaran estos valores para calcular las fuerzas requeridas.

En el trabajo de (Green, Winandy, & Kretschmann, 1999) se obtuvo que la resistencia a corte de un tallo de la especie del árbol de cacao es $12.5 \left[\frac{kgF}{cm^2} \right]$, en tanto que la energía requerida para el corte es $2.5[N \cdot m]$.

Resistencia de corte de la hoja:

$$S_{ys,tallo} = 12.5 \left[\frac{kgF}{cm^2} \right]$$

Energía de corte de la hoja:

$$E_{corte} = 2.5[N \cdot m]$$

Dimensiones de la cuchilla:

En (eReplacementParts, s.f.) se recomiendan las dimensiones que deben tener las cuchillas de trituración de eje vertical. En base a estos valores se elegirá una combinación que permita minimizar el tamaño de las cuchillas. En un principio se elige una longitud de cuchilla de 40[cm], un ancho de 40[mm] y un espesor de 3[mm]:

Área de corte:

El área de corte de la cuchilla se calcula en base a la mitad del radio de la cuchilla y el espesor de esta:

$$A_{corte} = \frac{L_{cuchilla}}{4} \times t_{cuchilla} \quad (2.5)$$

$$A_{corte} = \frac{40[cm]}{4} \times 0.3[cm]$$

$$A_{corte} = 3[cm^2]$$

Fuerza requerida de corte:

Esta fuerza se obtiene a partir de la resistencia del producto a triturar y el área de corte de la cuchilla mediante la siguiente ecuación:

$$F_{corte} = S_{ys,tallo} \times A_{corte} \quad (2.6)$$

$$F_{corte} = 12.5 \left[\frac{kgf}{cm^2} \right] \times 3[cm^2]$$

$$F_{corte} = 37.5[kgf] = 367.86[N]$$

Torque requerido de corte:

El torque que ejerce la cuchilla se calcula con la fórmula:

$$M_{corte} = F_{corte} \times \frac{L_{cuchilla}}{2} \quad (2.7)$$

$$M_{corte} = 367.86[N] \times 0.2[m]$$

$$M_{corte} = 73.55[N \cdot m]$$

Potencia requerida para el corte:

Velocidad de corte:

A partir del valor de energía requerida es posible realizar un balance de energía, debido a que la energía se transferirá desde las cuchillas, se determina la energía cinética con la ecuación:

$$E_{corte} = \frac{1}{2} m \times v_{corte}^2 \quad (2.8)$$

$$v_{corte} = \sqrt{\frac{2 \times E_{corte}}{m}}$$

$$v_{corte} = 10 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Que es la velocidad tangencial en el extremo de corte. La velocidad angular se obtiene mediante la ecuación:

$$w_{corte} = \frac{v_{corte}}{\frac{L_{cuchilla}}{2}} \quad (2.9)$$

$$w_{corte} = \frac{10 \left[\frac{m}{s} \right]}{\frac{0.4[m]}{2}}$$

$$w_{corte} = 50 \left[\frac{rad}{s} \right] = 477.5[rpm]$$

Potencia de corte:

Con los datos de velocidad angular de la cuchilla y el momento que ejerce la cuchilla para cortar las hojas, se puede determinar la potencia que debe producir el motor, con una eficiencia de transmisión de 0.9 (Budyna & Nisbett, 2012):

$$P_{corte} = \frac{w_{corte} \times M_{corte}}{n_t} \quad (2.10)$$

$$P_{corte} = \frac{50 \left[\frac{rad}{s} \right] \times 73.55[N \cdot m]}{0.9}$$

$$P_{corte} = 4086.11[kW] = 5.45[hp]$$

Esfuerzos en la cuchilla:

Para realizar el análisis de esfuerzos que soporta la cuchilla. Esta se simplificará a una viga en voladizo. Los esfuerzos a los que está sometida corte y momento.

Fuerzas presentes en la cuchilla:

La fuerza principal que actúa en la cuchilla es la fuerza de corte, como se muestra en el diagrama de cuerpo libre. Para un diseño más conservativo, se considera a la ubicación de la fuerza en el extremo de la cuchilla.



Figura 2.20. Diagrama de cuerpo libre de la cuchilla

Diagramas de corte y momento:

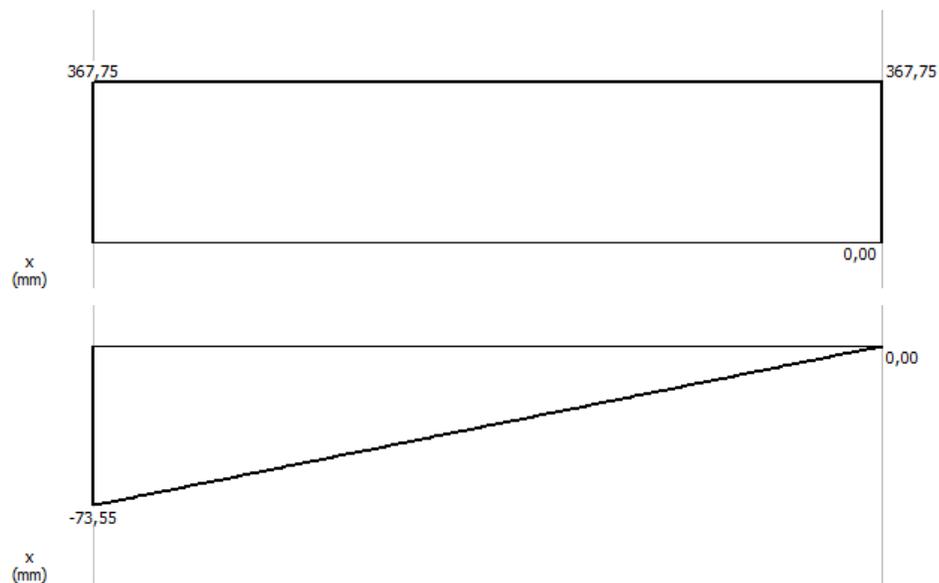


Figura 2.21. Diagramas de corte y momento de la cuchilla

Esfuerzos de flexión a fatiga:

En el análisis a fatiga se estudian los esfuerzos de corte fluctuantes que varían entre cero y el momento máximo. En (Bladeforums, 2012), se especifica que uno de los materiales para fabricar cuchillas es acero AISI 1040, que posee un esfuerzo de

fluencia $S_y = 490 [MPa]$ y una resistencia a la tensión de $S_{ut} = 590 [MPa]$, (Budyna & Nisbett, 2012), con este material se realizaran los cálculos de esfuerzos con el procedimiento descrito en (Budyna & Nisbett, 2012):

Límite de resistencia a fatiga:

$$S'_e = 0.5 \times S_{ut} \quad (2.11)$$

$$S'_e = 0.5 \times 590 [MPa]$$

$$S'_e = 295 [MPa]$$

Factores modificadores del límite de resistencia:

Factor de superficie k_a :

$$k_a = a \times S_{ut}^b \quad (2.12)$$

Para acero esmerilado: $a = 1.58 [MPa]$, $b = -0.085$

$$k_a = 1.58 \times 295^{-0.085}$$

$$k_a = 0.933$$

Factor de tamaño k_b :

$$k_b = \begin{cases} 1.24 \times d^{-0.107} & 2.79 < d < 51 [mm] \\ 1.51 \times d^{-0.157} & 51 < d < 254 [mm] \end{cases}$$

Al ser una pieza con sección transversal en forma rectangular, es necesario calcular el diámetro equivalente:

$$d_e = 0.808 \sqrt{h \times b} \quad (2.13)$$

$$d_e = 0.808 \sqrt{3 [mm] \times 40 [mm]}$$

$$d_e = 8.851 [mm]$$

$$k_b = 1.24 \times 8.851^{-0.107} = 0.982$$

Factor de carga k_c :

Para esfuerzo a flexión $k_c = 1$

Límite de esfuerzo modificado:

$$S_e = S'_e \times k_a \times k_b \times k_c \quad (2.14)$$

$$S_e = 295 [MPa] \times 0.933 \times 0.982 \times 1$$

$$S_e = 270.34 [MPa]$$

Fuerza media y alternante:

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} \quad (2.15)$$

$$M_m = \frac{73.55[N \cdot m] + 0}{2}$$

$$M_m = 36.775[N \cdot m]$$

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2} \quad (2.16)$$

$$M_a = \frac{73.55[N \cdot m] - 0}{2}$$

$$M_a = 36.775[N \cdot m]$$

Para calcular el esfuerzo de flexión se tomará en cuenta el agujero que deberá tener la cuchilla para acoplarse al eje. Con el uso de Figura 2-22 se encuentra el esfuerzo a flexión:

Figura A-15-2

Barra rectangular con un agujero transversal en flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $I = (w-d)h^3/12$.

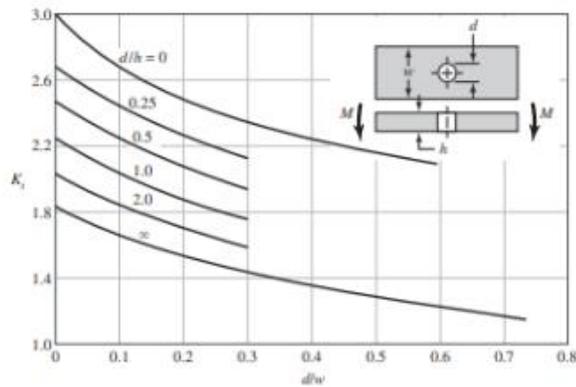


Figura 2.22. Factor concentrador de esfuerzo para la cuchilla (Budyna & Nisbett, 2012)

Momento de inercia de área de la cuchilla:

$$I_c = \frac{(b_{cuchilla} \times L_{cuchilla})^3 \times t_{cuchilla}}{12} \quad (2.17)$$

$$I_c = \frac{(40[mm] \times 400[mm])^3 \times 3[mm]}{12}$$

$$I_c = 7556.5[mm^4]$$

Esfuerzo de flexión medio:

$$\sigma_f = \frac{M_m \times c}{I} \times k_f \quad (2.18)$$

$$\sigma_m = \frac{36775[N \cdot mm] \times \frac{40[mm]}{2}}{7556.5[mm^4]}$$

$$\sigma_m = 97.33[\text{MPa}]$$

Al ser los momentos de flexión medio y alternante iguales. El esfuerzo alternante es igual al esfuerzo medio:

$$\sigma_a = \sigma_m$$

Factor de seguridad usando el criterio de Goodman:

$$n_f = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad (2.19)$$

$$n_f = \frac{1}{\frac{97.33[\text{MPa}]}{270.34[\text{MPa}]} + \frac{97.33[\text{MPa}]}{590[\text{MPa}]}}$$

$$n_f = 1.31$$

Valor mayor a la unidad por lo que se puede asegurar vida infinita para este esfuerzo.

2.11. Diseño del sistema de transmisión

Potencia requerida para movimiento:

Ya se calculó previamente la potencia necesaria para el corte. Hay otra potencia que se va a calcular a continuación. Esta potencia será destinada a mover a la máquina. Es una potencia que se transmite a las ruedas, de manera que el motor deberá proveer una potencia adicional para este movimiento.

En (Engineering ToolBox, 2011), se explica la potencia requerida para mover un vehículo a velocidad constante y con una eficiencia de transmisión. Esta se puede calcular con la ecuación:

$$P_{mov} = \frac{F_t \times v_{mov}}{\eta} \quad (2.20)$$

Fuerzas de movimiento:

Las fuerzas que se consideraran para esta máquina son las fuerzas debidas a la resistencia rodadura y movimiento en un plano inclinado.

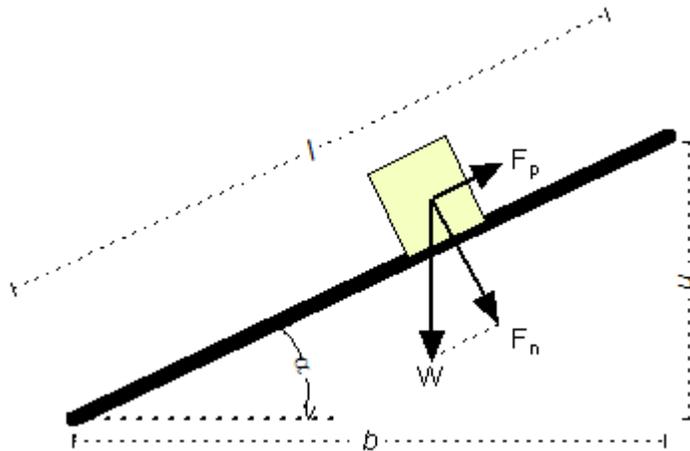


Figura 2.23. Fuerzas presentes en un cuerpo en movimiento (Engineering ToolBox, 2011)

$$F_t = F_r + F_p$$

Fuerza de resistencia de rodadura:

$$F_r = c \times m \times g \quad (2.21)$$

Con una resistencia de rodadura $c = 0.08$ (Engineering ToolBox, 2011), para terrenos irregulares y tomando como estimación inicial una masa del vehículo total 25 kg:

$$F_r = 0.08 \times 25[kg] \times 9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$F_r = 19.62[N]$$

Fuerza de resistencia de un plano inclinado:

$$F_p = m \times g \times \sin \alpha$$

Para un ángulo de elevación de 20° :

$$F_p = 25[kg] \times 9.81 \left[\frac{m}{s^2} \right] \times \sin 20^\circ$$

$$F_p = 83.88[N]$$

Potencia de movimiento:

En (Brute Power, s.f.), se estima que la velocidad promedio de movimiento de máquinas podadoras en funcionamiento autónomo es 3[mph]. Con este valor y una eficiencia de transmisión de 0.85, (Budyna & Nisbett, 2012).

$$P_{mov} = \frac{(19.62[N] + 83.88[N]) \times 1.34 \left[\frac{m}{s} \right]}{0.85}$$

$$P_{mov} = 163.17[W] = 0.22[hp]$$

Potencia total requerida:

Una vez obtenidas las potencias requeridas para triturar el forraje y mover la máquina, se suman y con el valor obtenido se procede a elegir el motor que cumpla con los requerimientos.

$$P_{total} = 5.45[hp] + 0.22[hp]$$

$$P_{total} = 5.67[hp]$$

Selección del motor:

Con base en la potencia calculada se realiza una búsqueda de motores de combustión interna que cumpla con el requerimiento y pueda ser equipado en la trituradora. Luego de buscar alternativas disponibles, se seleccionó el motor GCV 200 de Honda (American Honda Motor Co, s.f.) que posee una potencia máxima de 6 hp. Las especificaciones técnicas se observan en la sección de anexos.



**Figura 2.24. Motor Honda GCV 200
(American Honda Motor Co, s.f.)**

Cálculo de relaciones de transmisión:**Relación de transmisión para corte:**

Para transmitir el movimiento desde el motor hacia las cuchillas es necesario realizar una reducción de la velocidad de salida del eje del motor. Esta reducción se realizará mediante un sistema de bandas en una etapa de reducción:

Con base en las velocidades de salida del eje del motor y la velocidad angular de corte se calcula la relación de transmisión con la ecuación:

$$N_{corte} = \frac{W_{motor}}{W_{corte}} \quad (2.22)$$

$$N_{corte} = \frac{2500[rpm]}{477.5[rpm]}$$

$$N_{corte} = 5.24$$

En base a la información del catálogo de la marca Fenner, (Fenner Belts), se procede a elegir las poleas y bandas de transmisión. Para una banda que trabaja en esfuerzos medios:

TABLE 3: SERVICE FACTORS

| SPEED INCREASE RATIO | | Types of Prime Mover | | | | | |
|--|--|---|---------------|---------|---|---------------|---------|
| | | "Soft" Starts | | | "Heavy" Series | | |
| For speed increasing drives of: Speed ratio 1.00 – 1.24 multiply service factor by 1.00 Speed ratio 1.25 – 1.74 multiply service factor by 1.05 Speed ratio 1.75 – 2.49 multiply service factor by 1.11 Speed ratio 2.50 – 3.49 multiply service factor by 1.18 Speed ratio 3.50 and over multiply service factor by 1.25 | | Electric motors: AC - Star Delta start DC - Shunt wound Internal combustion engines with 4 or more cylinders Prime movers fitted with centrifugal clutches, dry or fluid couplings or electronic soft start devices | | | Electric motors: AC - Direct on-line start DC - Series and component wound Internal combustion engines with less than 4 cylinders Prime movers not fitted with soft start devices | | |
| TYPES OF DRIVEN MACHINE | | Hours per day | | | | | |
| | | 10 and under | Over 10 to 16 | Over 16 | 10 and under | Over 10 to 16 | Over 16 |
| Class 1 Light Duty | Agitators (uniform density), blowers, exhausters and fans up to 7.5kW, centrifugal compressors and pumps. Belt conveyors (uniformly loaded). | 1.0 | 1.1 | 1.2 | 1.1 | 1.2 | 1.3 |
| Class 2 Medium Duty | Agitators and mixers (variable density), blowers, exhausters and fans (over 7.5kW), Rotary compressors and pumps (other than centrifugal). Belt conveyors (not uniformly loaded), generators and exciters, laundry machinery, lineshafts, machine tools, printing machinery, sawmill and woodworking machinery, screens (rotary) | 1.1 | 1.2 | 1.3 | 1.2 | 1.3 | 1.4 |
| Class 3 Heavy Duty | Brick machinery, bucket elevators, compressors and pumps (reciprocating), conveyors (heavy duty), Hoists, mills (hammer), pulverisers, punches, presses, shears, quarry plant, rubber machinery, screens (vibrating), textile machinery. | 1.2 | 1.3 | 1.4 | 1.4 | 1.5 | 1.6 |
| Class 4 Extra Heavy Duty | Crushers (gyratory-jaw roll), mills (ball-rod-tube) | 1.3 | 1.4 | 1.5 | 1.5 | 1.6 | 1.8 |

Figura 2.25. Tabla para factor de servicio (Fenner Belts)

De la figura 2-25, el factor de servicio f_s es: 1.25

Potencia de diseño:

$$P_{dis} = P_{motor} \times f_s \quad (2.23)$$

$$P_{dis} = 5.45[hp] \times 1.25$$

$$P_{dis} = 6.8[hp]$$

TABLE 2

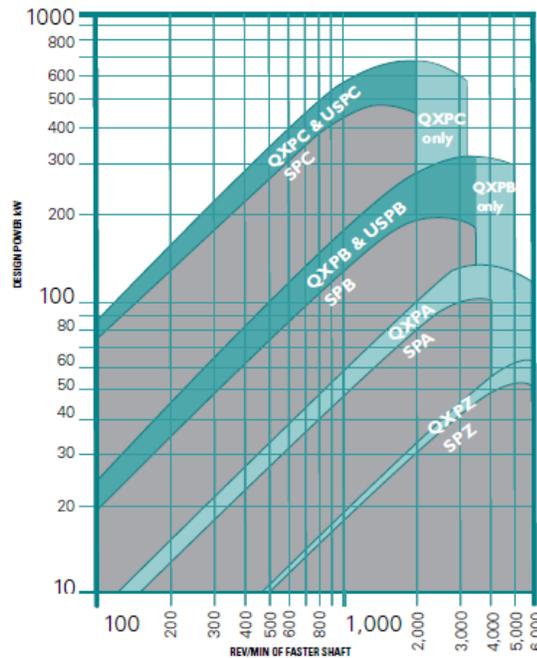


Figura 2.26. Diagrama de banda en función de la potencia (Fenner Belts)

De la tabla mostrada en la figura 2-25, para la potencia corregida y velocidad nominal del motor, se indica una banda clase SPZ. El diámetro mínimo recomendado es 60[mm]

Diámetro de la polea menor:

$$d = 60[mm]$$

Diámetro de la polea mayor:

$$D = d_1 \times N_{corte} \quad (2.24)$$

$$D = 60[mm] \times 5.24$$

$$D = 314[mm]$$

De la tabla de potencia transmisible por banda para las condiciones de funcionamiento, la banda posee una potencia transmisible de 1.7[hp]. Adicionalmente, por la relación de transmisión se aumenta la potencia transmisible en 0.4[hp].

Cálculo del número de bandas:

$$P_{dis} = n_{bandas} \times P_{banda}$$

$$n_{bandas} = \frac{P_{dis}}{P_{banda}}$$

$$n_{bandas} = \frac{6.8[hp]}{(1.7 + 0.4)[hp]}$$

$$n_{bandas} = 3$$

Según (Budyna & Nisbett, 2012), se recomienda que la distancia entre centros no supere tres veces la suma de los diámetros, y la menor distancia posible no sea menor que el mayor de los diámetros de las poleas, en este caso se usara la menor distancia posible para reducir espacio:

$$C = D$$

Dimensiones de la polea:

Angulo de contacto:

El ángulo de contacto en la polea menor está determinado por la ecuación:

$$\theta_d = \pi - 2 \times \sin^{-1} \left(\frac{D - d}{2 \times C} \right) \quad (2.25)$$

$$\theta_d = \pi - 2 \times \sin^{-1} \left(\frac{314[mm] - 60[mm]}{2 \times 314[mm]} \right)$$

$$\theta_d = 2.31[rad] = 132.27[^\circ]$$

Y el ángulo de contacto en la polea mayor es:

$$\theta_D = \pi + 2 \times \sin^{-1} \left(\frac{D - d}{2 \times C} \right)$$

$$\theta_D = \pi + 2 \times \sin^{-1} \left(\frac{314[mm] - 60[mm]}{2 \times 314[mm]} \right)$$

$$\theta_D = 3.98[rad] = 227.72[^\circ]$$

Longitud de la banda:

La longitud de la banda se determina con la siguiente relación:

$$L_b = \sqrt{4 \times C^2 - (D - d)^2} + \frac{1}{2} \times (D \times \theta_D + d \times \theta_d) \quad (2.26)$$

$$L_b = \sqrt{4 \times (314[mm])^2 - (314 - 60)[mm]^2} + \frac{1}{2} \times (314[mm] \times 2.31[rad] + 60[mm] \times 3.98[rad])$$

$$L_b = 1268[mm]$$

Con estos valores se elige las bandas y poleas idóneas de entre las opciones del fabricante, como se muestra en la sección de anexos.

Relación de transmisión para desplazamiento:

Del mismo modo, se debe reducir la velocidad del eje del motor para poder accionar las ruedas, adicionalmente, es necesario cambiar el plano de giro. Dicha reducción se realizará en dos etapas. La primera reducción se realizará desde el eje que tiene las cuchillas mediante un sistema de bandas, y la segunda reducción y cambio de plano de giro se realizara con un par de engranes cónicos

La relación de transmisión total es:

$$N_{mov} = \frac{W_{corte}}{W_{ruedas}} \tag{2.27}$$

Se usará para esta máquina ruedas disponibles en el mercado. En (Caucho y Metales Suminstros industriales, s.f.), existen ruedas de diámetro de 8 in. Con esta dimensión se calcula la velocidad angular de las ruedas:

$$w_{mov} = \frac{v_{mov}}{\frac{D_{rueda}}{2}} \tag{2.28}$$

$$w_{mov} = \frac{1.34 \left[\frac{m}{s} \right]}{\frac{0.2032[m]}{2}}$$

$$w_{mov} = 13.19 \left[\frac{rad}{s} \right] = 125.96[rpm]$$

Se obtiene la relación de transmisión:

$$N_{mov} = \frac{477.5[rpm]}{125.96[rpm]}$$

$$N_{mov} = 3.8$$

Diseño de sistema de transmisión por bandas:

Para esta primera reducción se usará una relación de transmisión que consiga la mayoría de reducción requerida, por poseer más espacio para colocar una polea grande.

$$N_{1,mov} = 3$$

Para elegir la banda y las poleas, se puede basar en el dimensionamiento de las bandas para las cuchillas. De este modo se elige una polea de diámetro menor de 60[mm].

$$d = 60[mm]$$

Para el diámetro mayor:

$$D = d \times N_{1,mov}$$

$$D = 60[mm] \times 3$$

$$D = 180[mm]$$

Para seleccionar las bandas se usarán las mismas elegidas para el sistema de corte. Debido a que el requerimiento de potencia de movimiento es 0.22[hp] y la capacidad de transmisión de dichas poleas es 1.7[hp] se consideran suficientes para la aplicación.

La distancia entre centros de polea depende del tamaño de la máquina. Usando una distancia de 360[mm].

$$C = 360[mm]$$

Dimensiones de la polea:

Angulo de contacto:

El ángulo de contacto en cada polea está dado por la ecuación 2.25:

$$\theta_d = \pi - 2 \times \sin^{-1} \left(\frac{D - d}{2 \times C} \right)$$

$$\theta_d = \pi - 2 \times \sin^{-1} \left(\frac{180[mm] - 60[mm]}{2 \times 360[mm]} \right)$$

$$\theta_d = 2.81[rad] = 160.81[^\circ]$$

$$\theta_D = \pi + 2 \times \sin^{-1} \left(\frac{D - d}{2 \times C} \right)$$

$$\theta_D = \pi + 2 \times \sin^{-1} \left(\frac{180[mm] - 60[mm]}{2 \times 314[mm]} \right)$$

$$\theta_D = 3.48[rad] = 199.39[^\circ]$$

Longitud de la banda:

La longitud de la banda se determina con la ecuación 2.26:

$$L_b = \sqrt{4 \times C^2 - (D - d)^2} + \frac{1}{2} \times (D \times \theta_D + d \times \theta_d)$$

$$L_b = \sqrt{4 \times (360[mm])^2 - (180 - 60)[mm]^2} + \frac{1}{2} \times (180[mm] \times 2.31[rad] + 60[mm] \times 3.98[rad])$$

$$L_b = 1107[mm]$$

Del mismo modo se eligen las poleas y banda idóneas del catálogo del fabricante, como se observa en la sección de anexos.

Diseño de sistema de transmisión por engranes:

La relación de transmisión de los engranes se obtiene mediante:

$$N_{2,mov} = \frac{N_{mov}}{N_{1,mov}} \quad (2.29)$$

$$N_{2,mov} = \frac{3.8}{3}$$

$$N_{2,mov} = 1.25$$

De (Budyna & Nisbett, 2012), se tiene que el número mínimo de dientes que debe poseer el piñón del sistema dada una relación N y un ángulo de contacto usual de $20[^\circ]$ es:

$$N_p = \frac{2}{(1 + 2 \times N) \times \sin^2 20} \left[N + \sqrt{N^2 + (1 + 2 \times N) \times \sin^2 20} \right] \quad (2.30)$$

$$N_p = \frac{2}{(1 + 2 \times 1.25) \times \sin^2 20} \left[1.25 + \sqrt{1.25^2 + (1 + 2 \times 1.25) \times \sin^2 20} \right]$$

$$N_p = 13$$

Por lo tanto, el número de dientes del engrane es:

$$N_g = N_p \times N_{2,mov} \quad (2.31)$$

$$N_g = 13 \times 1.25$$

$$N_g = 16.35 = 17$$

Relación de transmisión del recolector de hojas:

El recolector de hojas colocado en la abertura de entrada este acoplado al eje delantero de las ruedas de la trituradora mediante un sistema de engranes rectos. Puesto que su función es impulsar las hojas dentro de la máquina, debe girar más rápido que las ruedas.

Por este motivo, se usará una relación de transmisión de 2.

$$N_{colec} = 2$$

El número de dientes del piñón y engrane son respectivamente:

$$N_p = 13$$

$$N_g = N_p \times N_{colec}$$

$$N_g = 13 \times 2$$

$$N_g = 26$$

Diseño del eje portante de cuchillas a fatiga:

El eje está compuesto de las poleas que transmiten el movimiento del motor, las chumaceras que sostienen al eje en su lugar y las cuchillas de corte. Para la trituración de las hojas se usarán dos cuchillas separadas por una distancia de 4[cm].

Las fuerzas que actúan en la cuchilla son únicamente torsionales. Por lo que el análisis se realiza para el momento de torsión máximo, como se observa en el diagrama de cuerpo libre. En base a las medidas de las poleas y el espacio disponible para colocar la chumacera se definen las longitudes del eje:

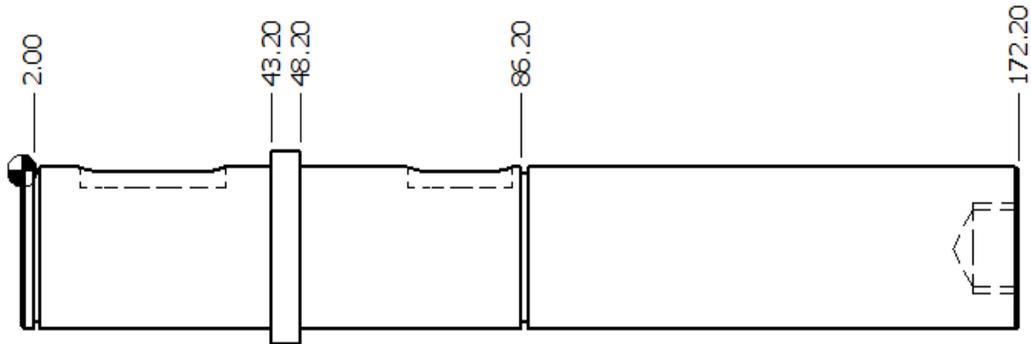


Figura 2.27. Dimensiones del eje

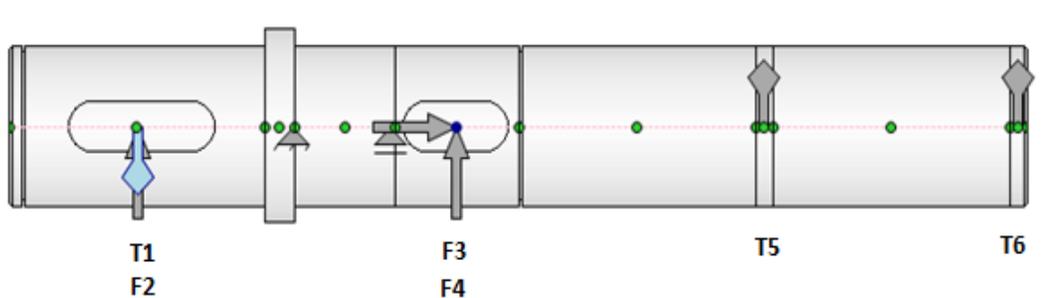


Figura 2-28. Diagrama de cuerpo libre del eje portador de cuchillas

En las siguientes tablas se muestran las fuerzas aplicadas en el eje, las reacciones y los esfuerzos máximos correspondientes.

Tabla 2.11 Fuerzas aplicadas al eje

| Índice | Ubicación | Fuerza radial | | Fuerza axial | Torque | Deflexión | |
|--------|-----------|---------------|---|--------------|----------|--------------|---|
| | | Y | X | | | Y | X |
| 1 | 21.7 mm | | | | -147 N.m | 1.312 microm | |
| 2 | 21.7 mm | -582.250 N | | | | 1.312 microm | |
| 3 | 75.7 mm | -365.900 N | | | | 0.224 microm | |
| 4 | 75.7 mm | | | 30.000 N | | 0.224 microm | |
| 5 | 127.7 mm | | | | 73.5 N.m | 1.375 microm | |
| 6 | 170.7 mm | | | | 73.5 N.m | 2.326 microm | |

Tabla 2.12 Reacciones sobre el eje

| Índice | Tipo | Ubicación | Fuerza de reacción | | |
|--------|-------|-----------|--------------------|---|--------------|
| | | | Y | X | Fuerza axial |
| 1 | Fijo | 48 mm | -1260.062 N | | 30.000 N |
| 2 | Libre | 64.6 mm | 311.912 N | | |

Tabla 2.13 Propiedades físicas y esfuerzos en el eje.

| | | |
|----------------------------|------------|------------|
| Longitud | L | 172.200 mm |
| Masa | M | 0.673 kg |
| Esfuerzo máximo de flexión | σ_B | 9.894 MPa |
| Esfuerzo máximo de corte | τ_S | 1.381 MPa |
| Esfuerzo máximo de torsión | τ | 47.915 MPa |
| Esfuerzo máximo de tensión | σ_T | 0.061 MPa |

| | | |
|--------------------------|----------------|--------------|
| Esfuerzo máximo reducido | σ_{red} | 83.620 MPa |
| Deflexión máxima | f_{max} | 2.747 microm |
| Angulo de giro | Φ | -0.34 deg |

Las gráficas de fuerzas correspondientes al eje se pueden ver en las siguientes figuras:

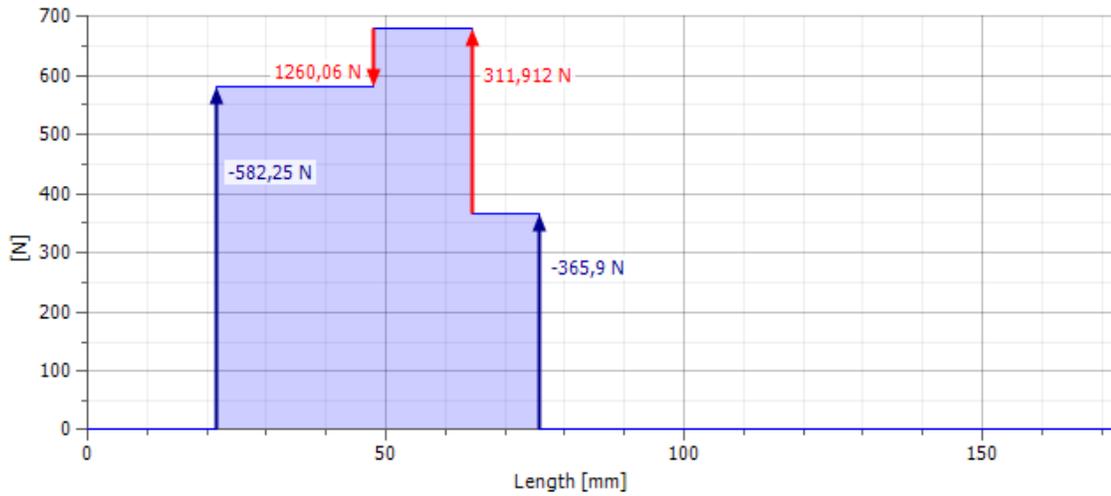


Figura 2.29. Diagrama de corte del eje

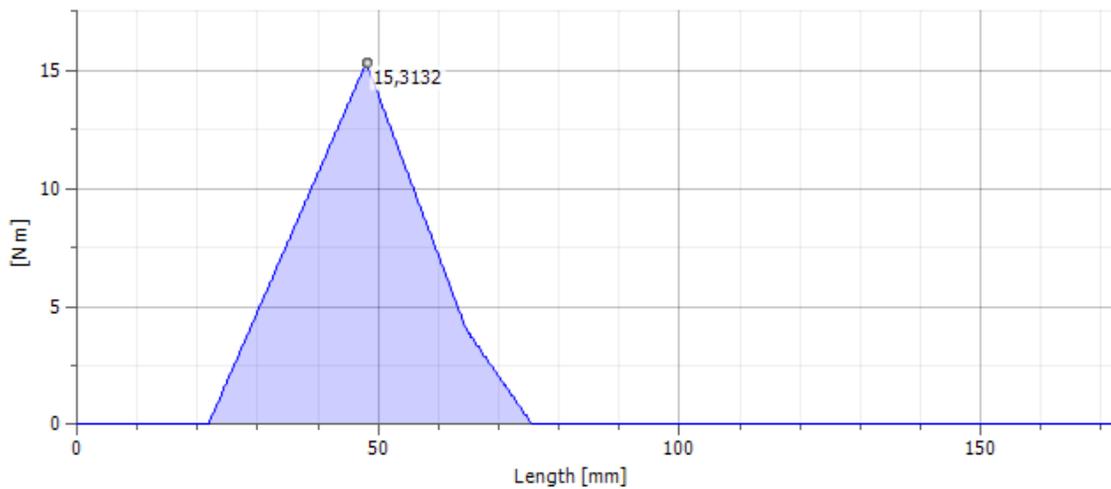


Figura 2.30. Diagrama de momento del eje

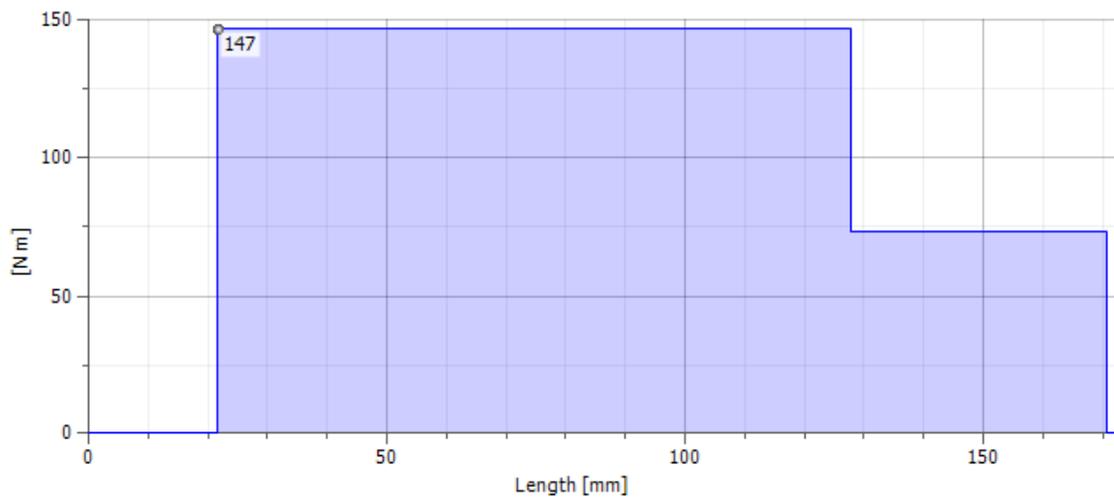


Figura 2.31. Diagrama de torsión del eje

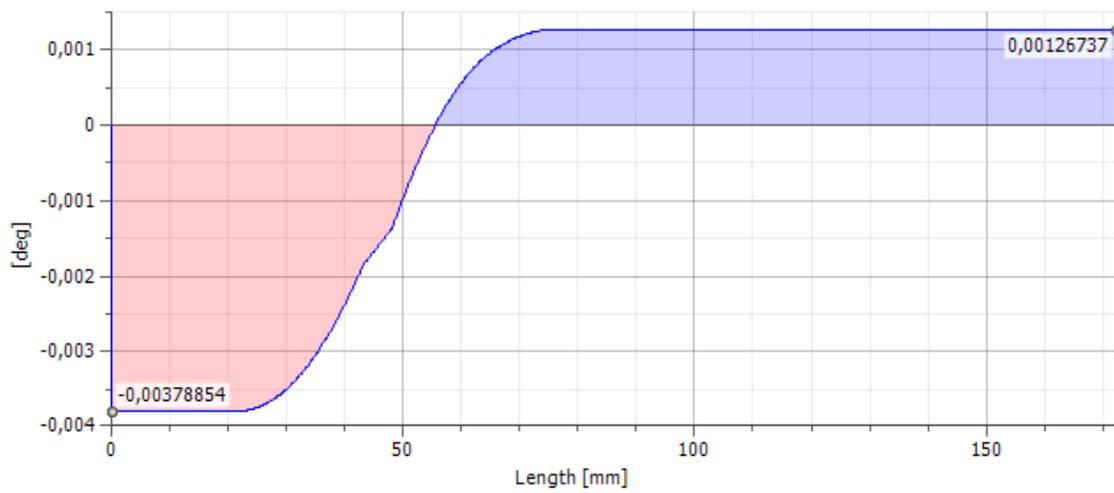


Figura 2.32. Ángulos de deflexión del eje.

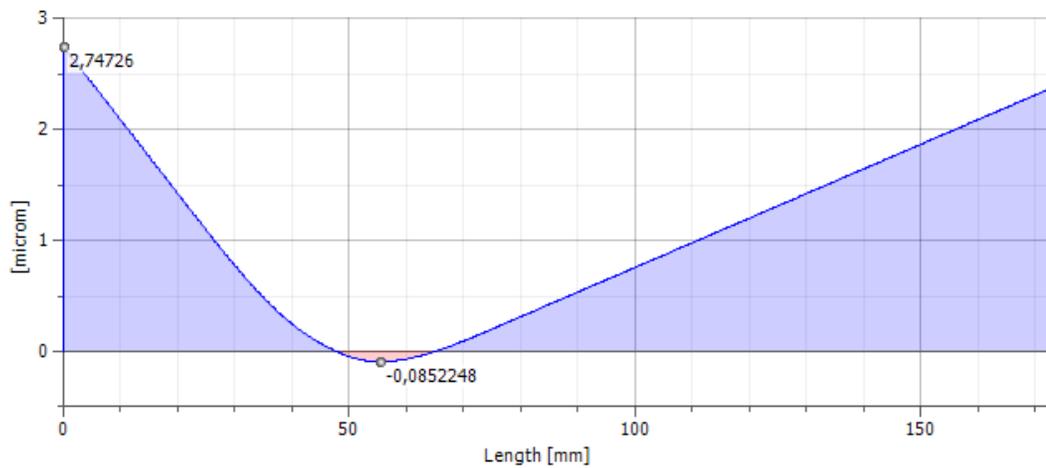


Figura 2.33. Deflexiones del eje.

El material es acero AISI 1040. Usando el código ASME (Bhandari, 2011), para el diseño de ejes se tiene la siguiente ecuación:

$$\frac{\tau_{max}}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{(k_b \times M_b)^2 + (k_f \times M_t)^2} \quad (2.32)$$

El esfuerzo a corte permisible τ_{max} , se elige con la fórmula:

$$\tau_{max} = 0.3 \times S_{yt}$$

$$\tau_{max} = 0.3 \times 490 [MPa]$$

$$\tau_{max} = 147 [MPa]$$

Despejando el diámetro se tiene:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times \tau_{max}} \times \sqrt{(k_b \times M_b)^2 + (k_f \times M_t)^2}} \quad (2.33)$$

Reemplazando valores y usando coeficientes $k_b = 2$ y $k_f = 1.5$ correspondientes a cargas de impacto menores:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 2}{\pi \times 147 [MPa]} \times \sqrt{(2 \times 15313)^2 + (1.5 \times 147000 [N \cdot mm])^2}}$$

$$d_{eje} = 24.9 [mm]$$

Selección de la chaveta para la polea de transmisión por corte:

La longitud chaveta requerida para transmitir la torsión generada en el motor a través de la polea al eje se calcula en base a la ecuación:

$$\frac{S_{ys}}{n} = \frac{F}{t \times l} \quad (2.34)$$

Usando chavetas de tipo ISO 2491 A con un esfuerzo de fluencia $S_y = 320 [MPa]$ (Otai Special Steel, s.f.), el ancho de cara es $t = 8 [mm]$ y un factor de seguridad de 2. Según la teoría de energía de distorsión máxima el esfuerzo cortante máximo:

$$S_{ys} = 0.577 \times S_y \quad (2.35)$$

$$S_{ys} = 0.577 \times 320 [MPa]$$

$$S_{ys} = 184.64 [MPa]$$

Reemplazando valores:

$$F = M_{corte} \times \frac{d_{eje}}{2} \quad (2.36)$$

$$l = \frac{73550[N \cdot m] \times 12.5[mm]}{8[mm] \times 184.64[MPa]}$$

$$l = 10[mm]$$

Para la polea de transmisión por movimiento, al ser la fuerza transmitida mucho menor a la fuerza transmitida por corte, es posible usar una chaveta con las mismas dimensiones que las calculadas anteriormente.

Selección del rodamiento:

La chumacera se elige del catálogo disponible de la marca SKF (SKF Group, 2013).

Carga equivalente estática:

La carga equivalente estática se obtiene mediante:

$$P_0 = 0.6 \times F_r + 0.5 \times F_a \quad (2.37)$$

La fuerza radial está dada por la tensión de la banda en la polea proveniente del motor, usando la ecuación disponible en (Budyna & Nisbett, 2012):

$$F_r = \frac{\frac{P_{dis}}{N_b}}{n \times \left(\frac{d}{2}\right)} \quad (2.38)$$

$$F_r = \frac{\frac{5160[W]}{3}}{261.8 \left[\frac{rad}{s}\right] \times \left(\frac{67[mm]}{2}\right)}$$

$$F_r = 194.1 \times 3[bandas] = 582.25[N]$$

La fuerza axial corresponde a la del peso del eje. Tomando como referencia el diámetro calculado y la longitud referencial:

$$F_a = m \times g \quad (2.39)$$

$$m = \pi \times \frac{d^2}{4} \times L \times \rho$$

$$F_a = \pi \times \frac{(0.025[mm])^2}{4} \times 0.255[m] \times 7850 \left[\frac{kg}{m^3}\right] \times 9.81 \left[\frac{m}{s^2}\right]$$

$$F_a = 9.65[N]$$

Por lo tanto:

$$P_0 = 0.6 \times 582.25[N] + 0.5 \times 9.65[N]$$

$$P_0 = 354.16[N]$$

Factor de carga estática:

Usando un factor de seguridad estática 1.5.

$$C_0 = s_0 \times P_0$$

$$C_0 = 1.5 \times 354.16[N]$$

$$C_0 = 531.24[N]$$

Carga equivalente dinámica

La carga equivalente dinámica se obtiene usando la ecuación:

$$\begin{cases} P = F_r & \frac{F_a}{F_r} \leq e \\ P = X \times F_r + Y \times F_a & \frac{F_a}{F_r} > e \end{cases}$$

Los factores X y Y se consiguen de la tabla de factores de cálculo usando las siguientes relaciones:

Carga axial relativa:

$$f_0 \frac{F_a}{C_0} = 13 \times \frac{9.65[N]}{582.25[N]}$$

$$f_0 \frac{F_a}{C_0} = 0.22$$

| Y-bearing series (sizes) | Factor f_0 |
|-------------------------------------|--------------|
| YAT, YAR, YET, YEL, YSA, YSP | |
| 203 - 204 | 13 |
| 205 - 212 | 14 |
| 213 - 218 | 15 |
| 220 | 14 |
| 17262(00) | |
| 03 - 04 | 13 |
| 05 - 12 | 14 |
| 17263(00) | |
| 05 | 12 |
| 06 - 10 | 13 |

**Figura 2.34. Factor de calculo f_0
(SKF Group, 2013)**

Interpolando los valores de la figura 2.35:

| Relative thrust load $f_0 F_a/C_0$ | Y-bearing series | | | 17262(00), 17263(00) | | |
|---------------------------------------|------------------|------|------|-------------------------|------|------|
| | e | X | Y | e | X | Y |
| 0,172 | 0,29 | 0,46 | 1,88 | 0,19 | 0,56 | 2,30 |
| 0,345 | 0,32 | 0,46 | 1,71 | 0,22 | 0,56 | 1,99 |
| 0,689 | 0,36 | 0,46 | 1,52 | 0,26 | 0,56 | 1,71 |
| 1,03 | 0,38 | 0,46 | 1,41 | 0,28 | 0,56 | 1,55 |
| 1,38 | 0,40 | 0,46 | 1,34 | 0,30 | 0,56 | 1,45 |
| 2,07 | 0,44 | 0,46 | 1,23 | 0,34 | 0,56 | 1,31 |
| 3,45 | 0,49 | 0,46 | 1,10 | 0,38 | 0,56 | 1,15 |
| 5,17 | 0,54 | 0,46 | 1,01 | 0,42 | 0,56 | 1,04 |
| 6,89 | 0,54 | 0,46 | 1,00 | 0,44 | 0,56 | 1,00 |

Figura 2.35. Factores de cálculo (SKF Group, 2013)

$$e = 0.29$$

$$X = 0.46$$

$$Y = 1.86$$

Verificando la relación para elegir el caso:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{9.65[N]}{582.5[N]} = 0.01$$

De manera que se usa la ecuación:

$$P = F_r$$

$$P = 582.25[N]$$

Buscando dentro del catálogo se elige el rodamiento indicado en la sección de anexos.

CAPITULO 3

3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

En este capítulo se describen los resultados obtenidos del capítulo anterior habiendo obtenido los valores para el dimensionamiento y construcción de la trituradora. Se describe cada uno de los componentes o elementos diseñados para luego dar un detalle de los costos del proyecto.

Adicionalmente, se realiza un análisis por elementos finitos con el fin de comprobar que las condiciones de operación son viables para el diseño elaborado. Se simulan los fenómenos que puedan asegurar el correcto funcionamiento, como lo son el comportamiento de las cuchillas, el comportamiento del árbol de transmisión, el análisis de deformaciones, vibraciones de la estructura.

3.1. Resultados de diseño

3.1.1. Resultado de cálculo de cuchillas

Las cuchillas estarán sometidas a una fuerza de corte de 367.86 N de acuerdo a las propiedades del material del que está hecha la hojarasca, tomando como escenario crítico la trituración de tallos, cuyas propiedades se asemejan a las de la madera, con la carga aplicada en el extremo de la cuchilla para obtener el diseño más conservativo posible.

Las dimensiones de las cuchillas son 40 cm de longitud, 40 mm de ancho, y 3 mm de espesor. Su configuración se ilustra en la figura 3-20. Se utilizarán dos cuchillas acopladas a un eje vertical accionado por una transmisión por bandas desde el motor. El material de las cuchillas es acero AISI 1040, con el cual se obtuvo un factor de seguridad de 1.31 por el criterio de Goodman, asegurándonos que trabajará sin inconvenientes para los

esfuerzos generados por el corte. Se utilizó el programa ANSYS versión estudiantil para determinar su fallo.

3.1.2. Resultado de cálculo de eje

El diámetro mínimo que debe tener el eje según los cálculos realizados es de 24.9 mm para que no ocurra falla. Su sección será circular, y su material seleccionado es acero AISI 1040, el cual puede ser encontrado en el mercado local en ejes desde 20 mm de diámetro. Este eje colocado de forma vertical porta las cuchillas, separadores, poleas y rodamientos, y su configuración genera un factor de seguridad de 2 para el diámetro mínimo calculado.

Se generaron curvas de deflexión con las cuales se comprobó que la máxima deflexión de 0.085 mm es suficientemente baja como para no presentar inconvenientes.

3.1.3. Selección de motor

El torque requerido por el motor para realizar el corte es de 73.55 N.m, y teniendo en cuenta la velocidad rotacional de las cuchillas de 477 rpm, obtenemos una potencia de corte de 5.45 hp. Además de transmitir potencia a las cuchillas, también se transmite una cantidad de potencia a las ruedas de la máquina para permitir una velocidad de caminado mientras se realiza el corte. Esta potencia adicional demandada es de 0.22 hp para una velocidad de caminado de 3 mph.

Finalmente, la potencia total requerida es la suma de las potencias de ambas funciones, resultando ser 5.67 hp, considerando un factor de transmisión de 0.9. Para este requerimiento, se seleccionó un motor Honda GCV 200 de 6 hp.

3.1.4. Selección de bandas, poleas y engranes

En este diseño se realizan varias reducciones de velocidades. Una reducción es para el eje que porta a las cuchillas ya que la velocidad del motor es de 2500 rpm mientras que la requerida para el eje es de 475 rpm. Para dicho efecto, se utiliza

una polea de diámetro menor de 60 mm y una polea de diámetro mayor de 315 mm. Para estas poleas se emplean bandas operando con un factor de servicio de 1.25 y para lograr transmitir la potencia requerida, son necesarias 3 bandas. Las bandas seleccionadas son de tipo A-36 con una longitud de 1.27m.

Otra reducción de velocidad de este diseño es la que se transmite a las ruedas de la máquina. Esta reducción parte desde el eje portador de cuchillas, este se conecta por medio de una banda a otro eje que tiene un engrane helicoidal que está en contacto con otro engrane helicoidal acoplado en el eje de las ruedas traseras, como se ilustra en la figura 3-1. Para esta reducción se emplean poleas de 60 mm y 180 mm, y se utiliza la misma banda seleccionada anteriormente, y solo es necesaria una banda.

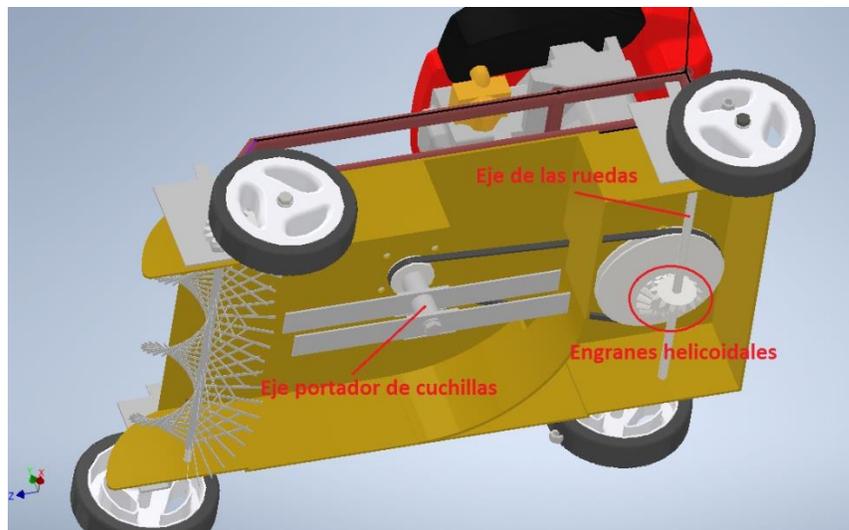


Figura 3.1 Transmisiones del sistema.

El piñón y engrane cónicos son de 13 y 17 dientes respectivamente, y de material acero AISI 5115 ya que es un acero aleado con cementación, resistente al desgaste superficial y utilizado en la manufactura de piñones. El cepillo giratorio que recoge las hojas también tiene un cambio de velocidad con respecto a las ruedas delanteras con el fin de recoger más eficientemente los residuos del suelo. Su velocidad es dos veces la velocidad de las ruedas, esto se logra con dos engranes rectos de 13 y 26 dientes.

3.1.5. Selección de rodamientos

Se seleccionaron rodamientos de bolas ya que el sistema presenta cargas axiales despreciables en comparación a las cargas radiales. Para los 2 rodamientos se tuvo una carga dinámica de 582 N, por lo tanto, para los 2 apoyos donde se colocan los rodamientos se seleccionaron los SKF 6211, de diámetro interior y exterior de 25 mm y 47 mm respectivamente, con un espesor de 12 mm.

3.1.6. Resultado de cálculo de cámara de trituración

Mediante estimaciones y datos de estudios especializados sobre la producción de hojarasca y su trituración, se llegó a un resultado aproximado del tamaño que debería tener la cámara de triturado. Se determinó que la cámara tiene un volumen de 37,300 cm³, el cual dará una pauta para tener una aproximación inicial del tamaño de los demás elementos, principalmente de las cuchillas de corte.

Se desea que los trozos de hojarasca tengan un tamaño máximo para cumplir con el objetivo del cliente que es fertilizar la tierra por medio de la descomposición de hojarasca. Para que la descomposición ocurra, la hojarasca tiene que ser reducida a partículas tan pequeñas como trozos de 0.5 a 1.5 cm. Es por ello que se incluirá en la máquina una criba a la salida de la cámara con un tamaño de rejilla de 1 cm. El material de la criba, al no someterse a condiciones de esfuerzos elevados, es ASTM A 36.

3.2. Análisis por elementos finitos:

En esta parte se realizarán análisis estructurales mediante elementos finitos de distintos componentes de la máquina trituradora con la finalidad de comprobar que la geometría y materiales usados permitirán un funcionamiento correcto y seguro. Las simulaciones se realizan en Ansys.

3.2.1. Diseño de la estructura de la máquina

Análisis estático:

La estructura de la máquina es el componente mecánico más importante debido a que todos los demás elementos de la trituradora se acoplan a este elemento. Aquí se realizarán análisis de esta estructura usando tres perfiles tubulares comerciales diferentes de acero que se indican en la siguiente tabla:

Tabla 3.1. Opciones de perfiles tubulares.

| | Diámetro exterior [in] | Espesor [mm] |
|---|------------------------|--------------|
| 1 | 7/8 | 1.5 |
| 2 | 1 | 1.5 |
| 3 | 1 1/4 | 1.5 |

La carcasa está fabricada con acero de 2 [mm] de espesor.

Geometría:

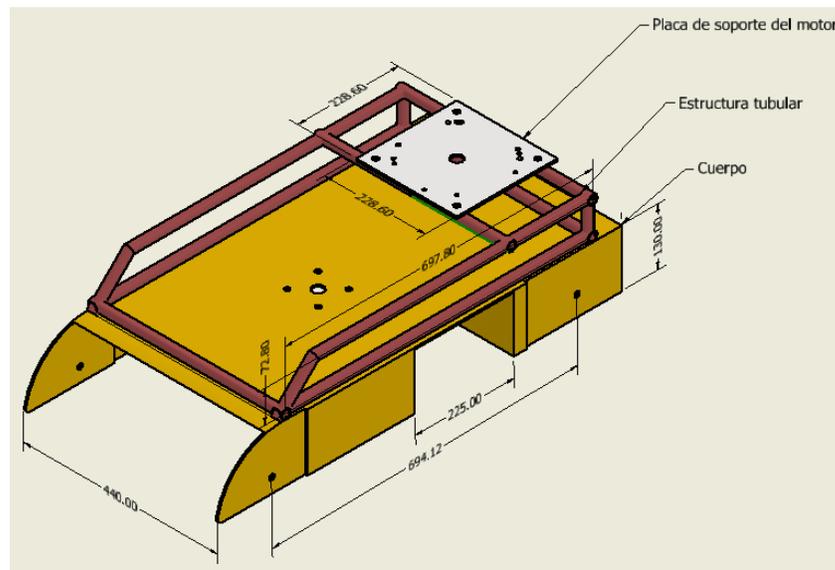


Figura 3.2. Estructura de la máquina trituradora

Configuración del análisis:

Con la finalidad de facilitar el análisis en Ansys, los perfiles tubulares se reemplazan con elementos tipo viga (Beam) y la carcasa se reemplaza con elementos tipo cáscara (Shell).

Puesto que la máxima fuerza que soporta esta estructura es el peso del motor de combustión, este se modela como una carga concentrada en la ubicación de su

centro de gravedad. De (American Honda Motor Co, s.f.) se sabe que el motor tiene una masa de 10 [kg], a esta masa se la multiplica por un factor de seguridad de 2. Las restricciones son de tipo fija en el eje posterior y deslizantes en el eje frontal.

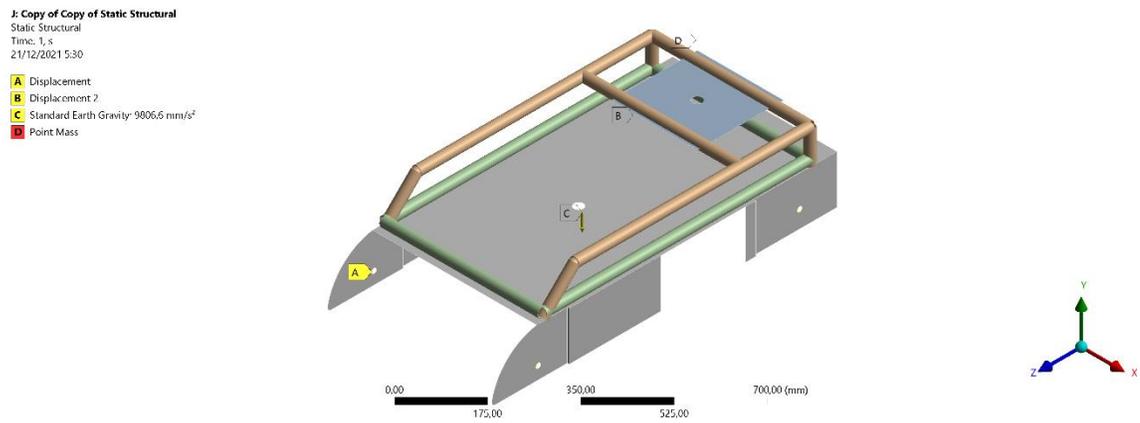


Figura 3.3. Cargas y restricciones del modelo a analizar

Solución y resultados:

Los principales resultados de este análisis se muestran en las siguientes figuras.

Deformaciones:

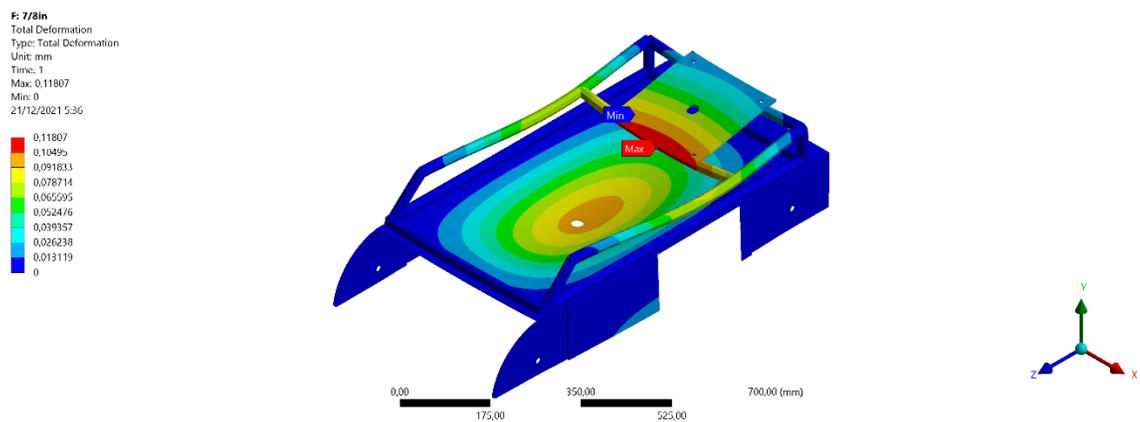


Figura 3.4. Deformaciones de la estructura con tubos de 7/8[in]

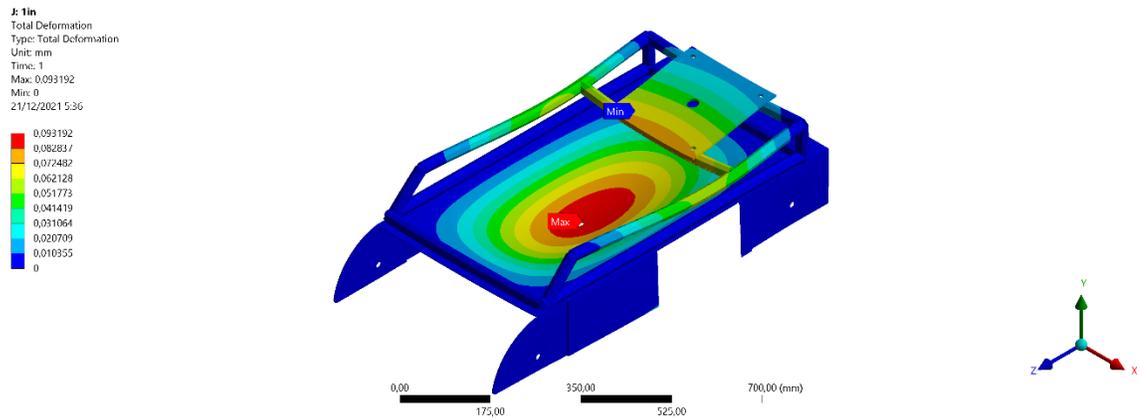


Figura 3.5. Deformaciones de la estructura con tubo de 1[in]

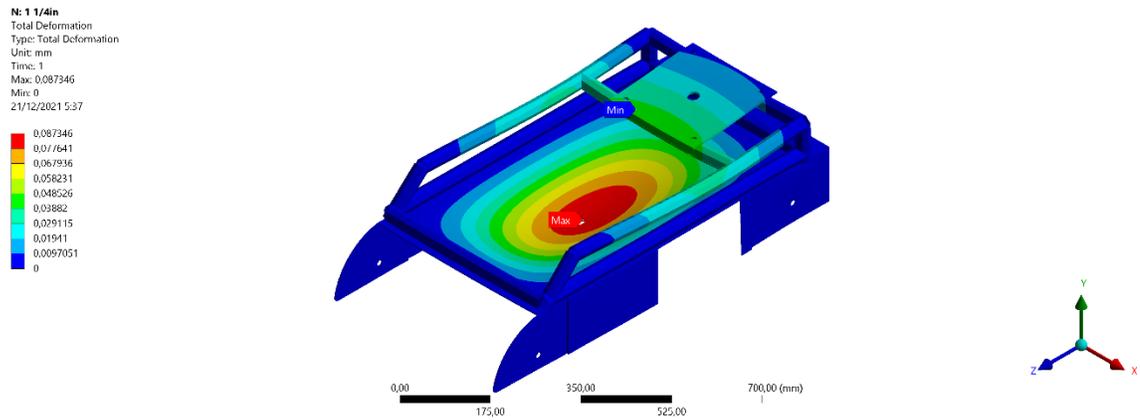


Figura 3.6. Deformaciones de la estructura con tubos de 1 1/4[in]

También son simulados los esfuerzos y el factor de seguridad para distintos diámetros del tubo, y los datos críticos son recopilados en la siguiente tabla.

Tabla 3.2. Resumen de resultados del análisis estático de la estructura.

| Resultado | Diámetro del tubo [in] | | |
|-----------------------------------|------------------------|-------|------|
| | 7/8 | 1 | 1 ¼ |
| Deformación máxima [mm] | 0.12 | 0.09 | 0.08 |
| Esfuerzo equivalente máximo [MPa] | 15.31 | 11.52 | 7.85 |
| Factor de seguridad | 9.48 | 12.6 | 15 |

Se observa que todas las estructuras presentan factores de seguridad estática elevados. Siendo la estructura con diámetro mayor la más resistente. La resistencia disminuye conforme se disminuye el diámetro como es de esperarse.

A continuación, se realizará un análisis dinámico en el que se toma en cuenta las fuerzas variables generadas en el motor.

Análisis modal:

El análisis de las formas y frecuencias de vibración de la máquina son importantes debido a la existencia de una fuente externa de vibración causada por el funcionamiento del motor. El objetivo de este análisis es verificar que los modos de vibración de la trituradora sean diferentes a la frecuencia de giro del motor.

La velocidad nominal de funcionamiento del motor es 2500 [rpm], transformando este valor a frecuencia [Hz]:

$$f = \frac{\omega}{2 \times \pi} \tag{3.1}$$

$$f = \frac{261.8 \left[\frac{rad}{s} \right]}{2 \times \pi}$$

$$f = 41.67 [Hz]$$

La configuración es la misma que para el análisis estático, figura 3.3.

Solución y resultados:

A continuación, se presentan los resultados del análisis modal de la máquina para cada perfil tubular en estudio:

Modos de vibración:

Tabla 3.3. Modos de vibración de la trituradora

| Modo | Frecuencia [Hz] | | |
|------|-----------------|--------|------------|
| | 7/8 [in] | 1 [in] | 1 1/4 [in] |
| 1 | 25.10 | 25.34 | 25.41 |
| 2 | 36.63 | 43.75 | 57.52 |
| 3 | 63.69 | 65.85 | 68.33 |
| 4 | 81.40 | 93.47 | 98.96 |

| | | | |
|----|--------|--------|--------|
| 5 | 93.42 | 96.80 | 100.28 |
| 6 | 97.62 | 99.17 | 103.09 |
| 7 | 100.65 | 101.74 | 114.42 |
| 8 | 112.95 | 113.78 | 118.08 |
| 9 | 130.75 | 130.95 | 131.08 |
| 10 | 131.41 | 133.02 | 133.03 |

Se observa en la tabla anterior que el modo de vibración 2 es el que más cerca esta de la frecuencia de funcionamiento de la máquina. Estos modos de vibración se muestran a continuación:

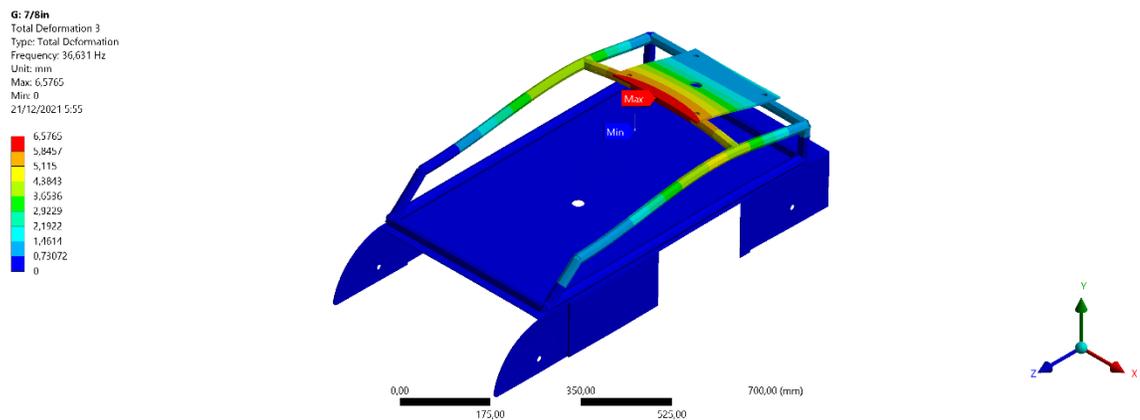


Figura 3.7. Deformaciones en el modo de vibración 2. Tubo de 7/8[in]

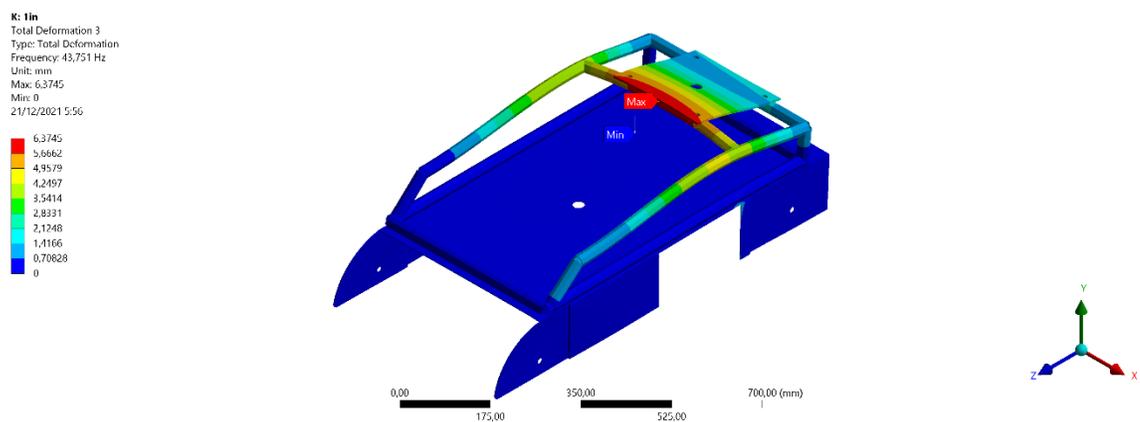


Figura 3.8. Deformaciones en el modo de vibración 2. Tubo de 1[in].

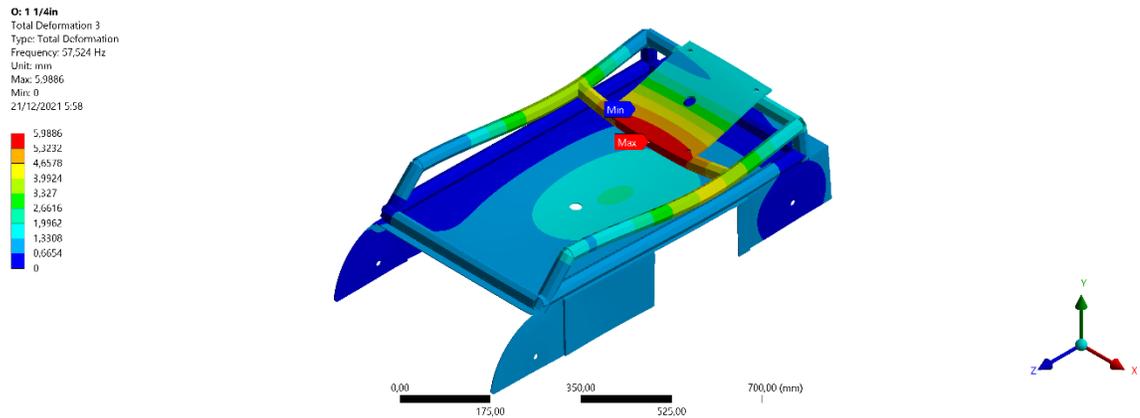


Figura 3.9. Deformaciones en el modo de vibración 2. Tubo de 1 1/4[in]

Se observa que en los tres casos este modo de vibración tiene mayor efecto en el desplazamiento vertical en la base donde se coloca el motor. Por lo que es necesario realizar un análisis de respuesta en frecuencia para verificar si el comportamiento de la estructura será el adecuado.

Análisis armónico

El objetivo de análisis es determinar la respuesta de la estructura a cargas variables sinusoidales y verificar si esta es capaz de comportarse satisfactoriamente ante efectos de resonancia y fatiga debido al funcionamiento del motor.

Configuración del análisis:

La configuración es la misma que para el análisis estático, se incluye el efecto de las fuerzas alternantes causadas por el peso del motor. Adicionalmente, se establece un rango de frecuencias de estudio entre 20 y 200 [Hz] y se agrega un amortiguamiento del 2%.

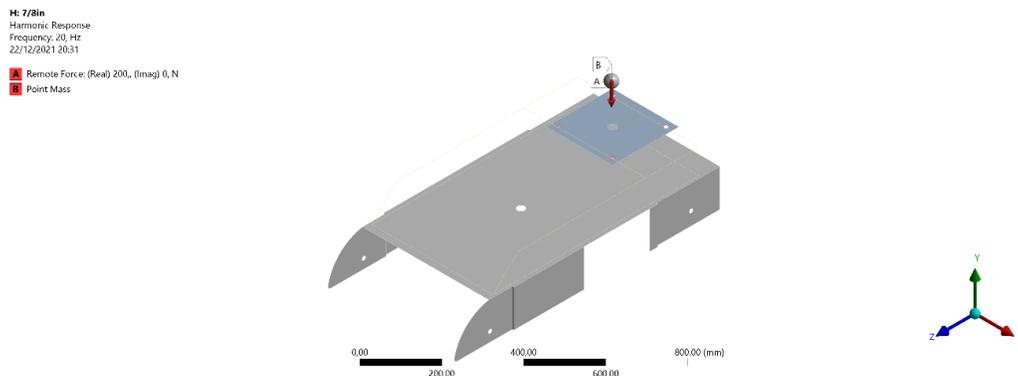


Figura 3.10. Configuración del modelo para el análisis armónico

Solución y resultados:

A continuación, se presentan los resultados del análisis armónico de la máquina para cada perfil tubular en estudio, los resultados se obtienen para la frecuencia de funcionamiento del motor (41.67[Hz]):

Deformaciones:

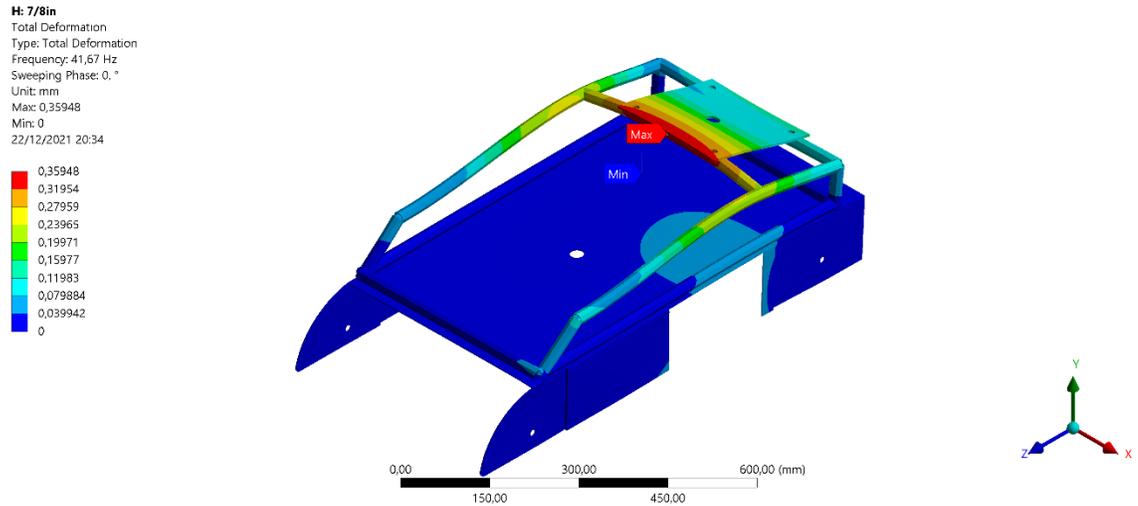


Figura 3.11. Deformaciones del análisis armónico. Tubo de 7/8[in]

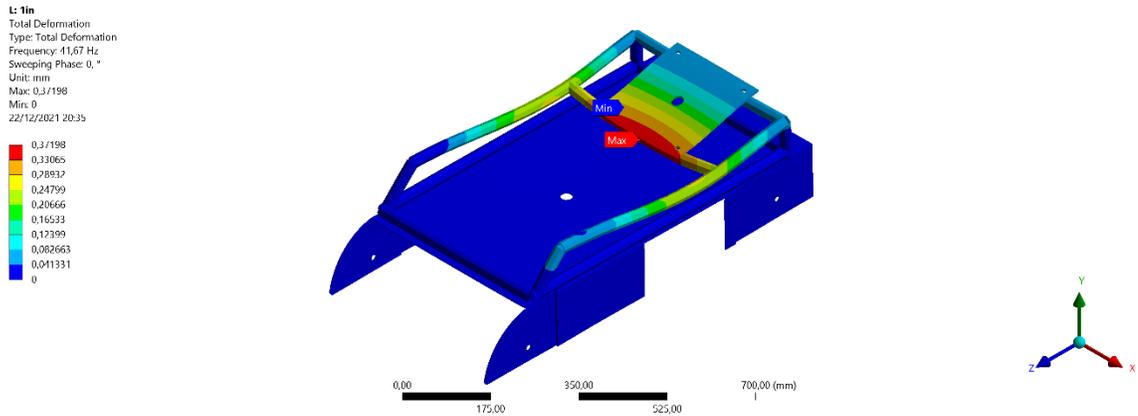


Figura 3.12. Deformaciones del análisis armónico. Tubo de 1[in]

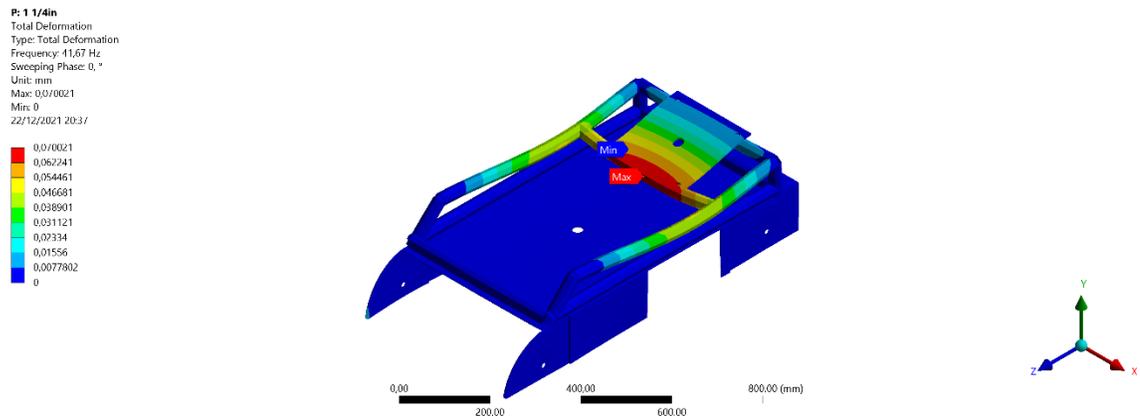


Figura 3.13. Deformaciones del análisis armónico. Tubo de 1 1/4[in]

También son simulados los esfuerzos y el factor de seguridad para distintos diámetros del tubo, y los datos críticos son recopilados en la siguiente tabla.

Tabla 3.4. Resumen de resultados del análisis armónico, frecuencia 41.67 [Hz]

| Resultado | Diámetro del tubo [in] | | |
|-----------------------------------|------------------------|-------|-------|
| | 7/8 | 1 | 1 ¼ |
| Frecuencia de interés [Hz] | 36.63 | 43.75 | 57.52 |
| Deformación máxima [mm] | 0.36 | 0.37 | 0.07 |
| Esfuerzo equivalente máximo [MPa] | 43.02 | 39.04 | 5.7 |
| Factor de seguridad a fatiga | 2.83 | 1.92 | 14.2 |

Se observan en las tablas de resumen del análisis armónico que la estructura con el tubo de mayor diámetro es la que se comporta de mejor manera. La estructura con peor comportamiento es la que tiene perfiles tubulares de 1[in], esto es debido a que la frecuencia modal es muy cercana a la frecuencia de giro del motor.

Análisis de la cuchilla de corte:

Análisis estático:

En este análisis se verificarán los valores de esfuerzos estáticos y a fatiga de la cuchilla cuando realiza la trituración de los restos de hojas de cacao. Con la

simulación se estudiará el efecto de la aplicación de la fuerza de corte en los dos extremos de la cuchilla.

Geometría:

La geometría de la cuchilla a analizar se muestra en la siguiente imagen:

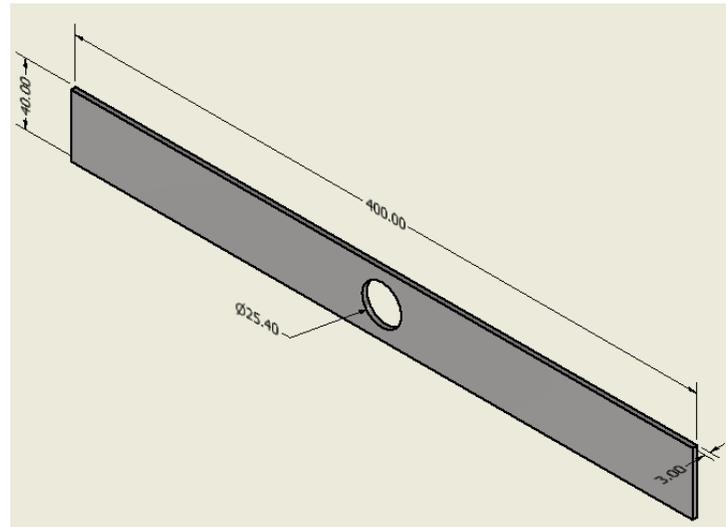


Figura 3.14. Geometría de cuchilla de corte

Preparación de la geometría:

El análisis de esta cuchilla se simplifica si se convierte el cuerpo a un modelo de superficie tipo cascarón (Shell), como se muestra a continuación:

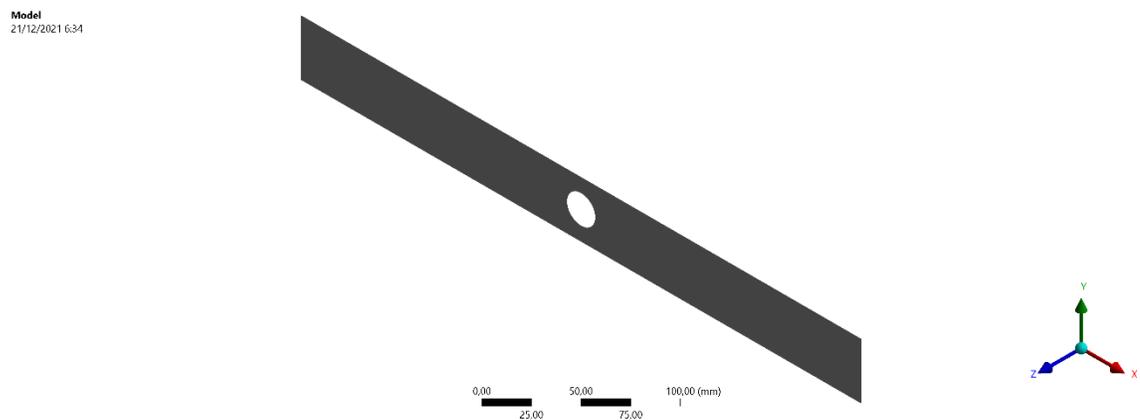


Figura 3.15. Cuchilla como elemento tipo cascarón

Configuración del análisis:

Las fuerzas de corte se ubican en los extremos de la cuchilla conforme a los valores calculados anteriormente. El efecto de las reacciones que produce el motor se puede modelar como una restricción empotrada en el agujero central de la cuchilla.

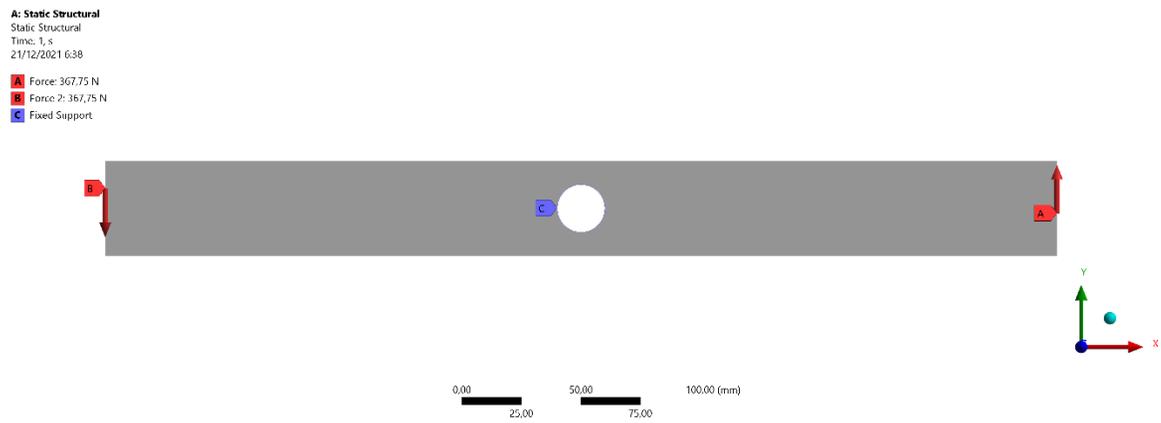


Figura 3.16. Cargas y restricciones para la cuchilla

Solución y resultados:

Deformaciones:

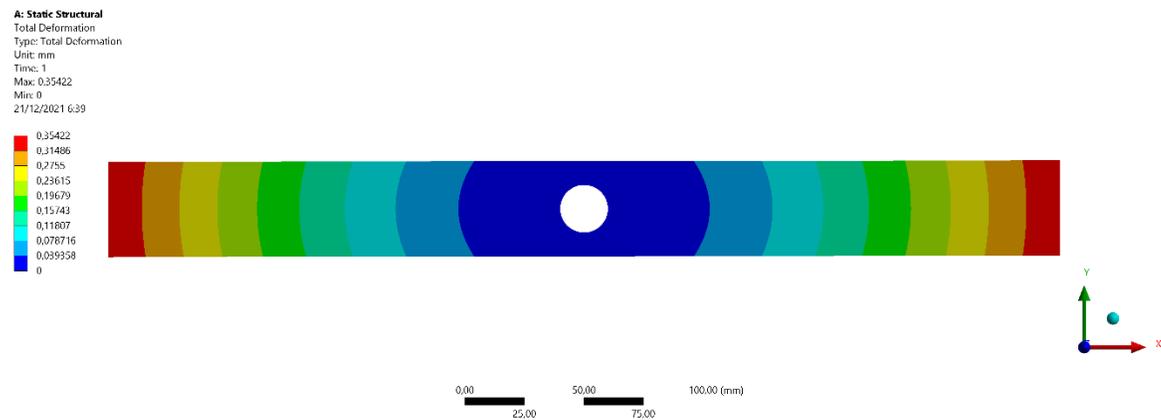


Figura 3.17. Deformaciones totales de la cuchilla

Esfuerzos equivalentes:

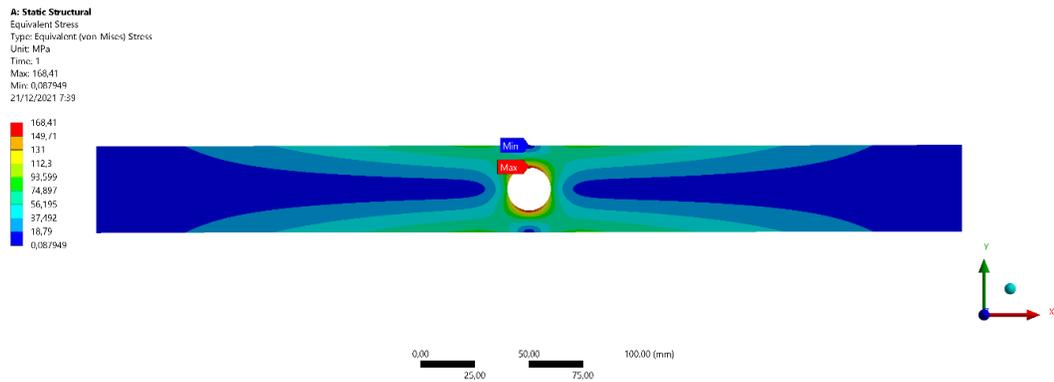


Figura 3.18. Esfuerzos equivalentes de Von Mises de la cuchilla

Análisis a fatiga:

El análisis de fatiga de la cuchilla se realiza con las mismas consideraciones tomadas para el cálculo analítico.

Factor de seguridad:

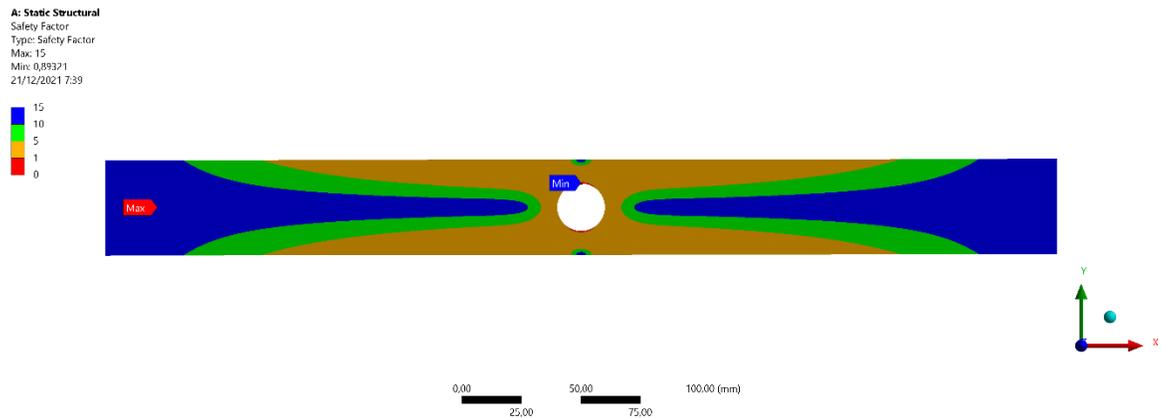


Figura 3.19. Factor de seguridad a fatiga de la cuchilla.

Sensibilidad a la fatiga:

Las deformaciones provocadas en la cuchilla no resultan del todo satisfactorias cuando se aplican las fuerzas de corte en los dos extremos de la cuchilla, por lo que es necesario realizar modificaciones que permitan que la cuchilla se comporte de manera más adecuada.

Geometría modificada:

Al revisar algunas cuchillas disponibles en el mercado para realizar corte y triturado de vegetación, se observa que estas tienen dos o más agujeros a ambos lados del

agujero en el que ajusta la cuchilla al eje. A continuación, se realizará el mismo análisis estructural a la cuchilla creando varios agujeros y se evaluará su comportamiento.

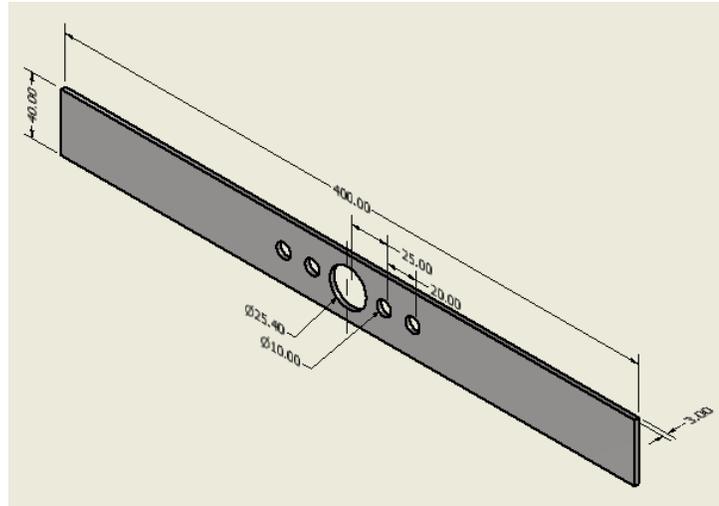


Figura 3.20. Geometría modificada de la cuchilla.

Preparación de la geometría:

Al igual que la cuchilla inicial, se usará un modelo con elementos tipo carcasa (Shell).

Geometry
21/12/2021 7:47

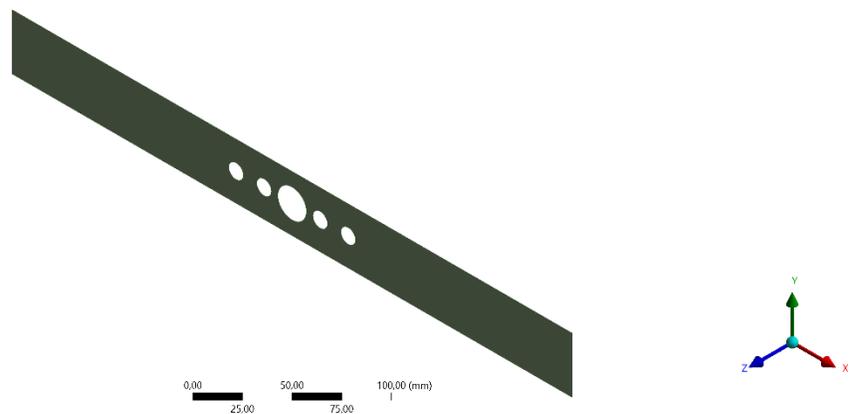


Figura 3.21. Cuchilla modificada modelada como superficie.

Configuración del análisis:

Las cargas y restricciones de la cuchilla se repiten del análisis anterior.

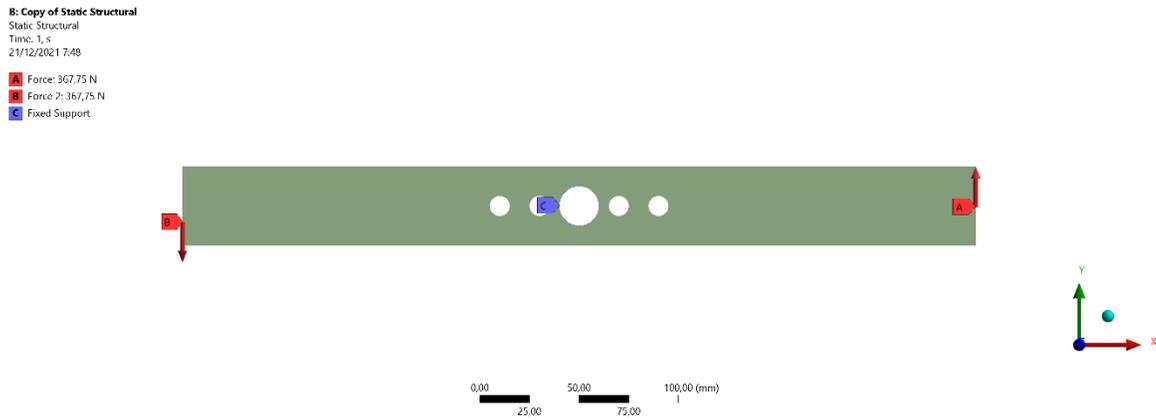


Figura 3.22. Cargas y restricciones para la cuchilla, geometría modificada

Solución y resultados:

Se obtienen los resultados que arroja el programa dadas las condiciones establecidas.

Deformaciones:

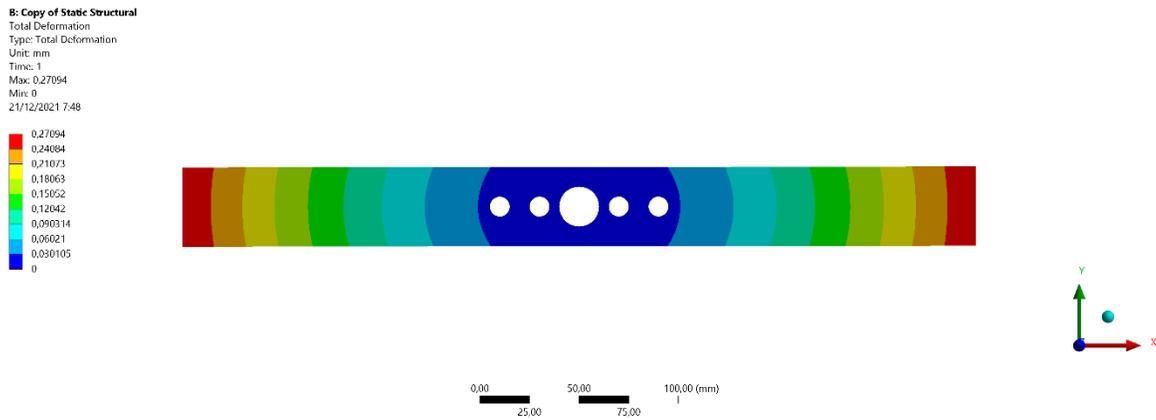


Figura 3.23. Deformaciones totales, cuchilla modificada

Esfuerzos equivalentes:

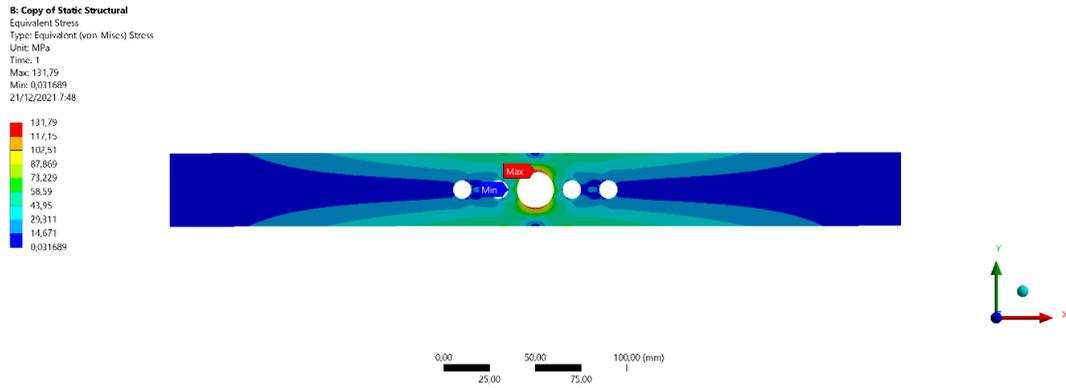


Figura 3.24. Esfuerzos equivalentes de Von Mises, cuchilla modificada

Factor de seguridad:

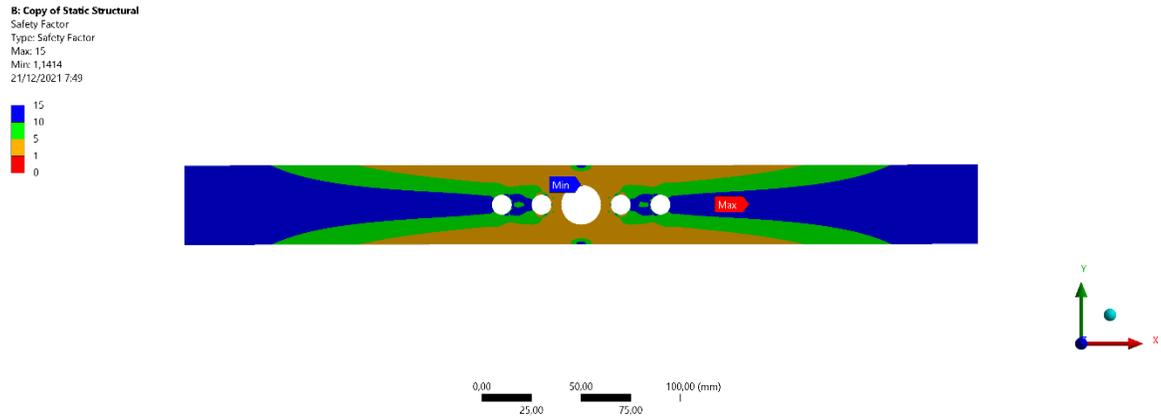


Figura 3.25. Factor de seguridad a fatiga, cuchilla modificada

Finalmente, se resumen los valores críticos en la tabla 3.5.

Tabla 3.5. Resumen de resultados de los análisis estáticos de las cuchillas

| Resultado | Configuración de la cuchilla | |
|-----------------------------------|------------------------------|------------|
| | Inicial | Modificada |
| Deformación máxima [mm] | 0.35 | 0.27 |
| Esfuerzo equivalente máximo [MPa] | 168.41 | 131.79 |
| Factor de seguridad a fatiga | 0.89 | 1.14 |

Se observa que el comportamiento de la cuchilla mejora al agregar los agujeros a los lados del agujero para el eje.

3.3. Análisis de costos

Para obtener el costo total de los materiales que se requieren para la construcción de la trituradora se realiza un listado detallado de ellos con la siguiente clasificación:

- Grupo bastidor
- Grupo triturador
- Grupo motriz

Grupo bastidor

El grupo bastidor está conformado por los elementos de la tabla:

Tabla 3.6 Costos de elementos del grupo bastidor

| Elemento | Descripción | Material | Masa (kg) | Precio unit. (\$) | Precio/kg (\$) | Cantidad | Precio total (\$) |
|-----------------------|-------------------------------|-------------------------------------|-----------|-------------------|----------------|----------|-------------------|
| Estructura Soporte | Tubo 1.25" diámetro ext. | ASTM A-36 | 5 | - | 1.71 | - | 8.55 |
| Cámara de trituración | Plancha de 3 mm. | ASTM A-36 | 4 | - | 1.71 | - | 6.84 |
| Criba | Plancha de 6 mm. | ASTM A-36 | 2 | - | 1.71 | - | 3.42 |
| Sujeción | Perno-tuerca-anillo 10x30 mm. | Grado 8 | - | 0.35 | - | 40 | 14 |
| Ruedas | Ruedas de 8" | Poliuretano, hierro fundido | - | 8 | - | 4 | 32 |
| Pintura | Adherente, anticorrosiva. | Pigmento, resina, silicato de sodio | - | 6.75 | - | 1 | 6.75 |
| Total | | | | | | | 71.56 |

Grupo triturador

El grupo triturador está conformado por los elementos mostrados en la tabla 3.7:

Tabla 3.7 Costos de elementos del grupo triturador

| Elemento | Material | Masa (kg) | Precio/kg (\$) | Cantidad | Precio total (\$) |
|------------------------|--------------|-----------|----------------|----------|-------------------|
| Cuchilla | AISI 1040 | 3 | 2.36 | 2 | 14.16 |
| Separadores | ASTM A-36 | 0.5 | 1.71 | 2 | 1.71 |
| Eje porta cuchillas | AISI 1040 | 3 | 2.36 | 1 | 7.08 |
| Total | | | | | 22.95 |

Grupo motriz

Los elementos del grupo motriz se muestran en la tabla 3.8:

Tabla 3.8 Costos de elementos del grupo motriz

| Elemento | Descripción | Precio unit. (\$) | Cantidad | Precio total (\$) |
|--------------------------|---|-------------------|----------|-------------------|
| Motor 6 hp | Honda GCV 200. | 600 | 1 | 400 |
| Poleas | d=60 mm D=315 mm | 16 | 2 | 32 |
| Bandas | A-46, 1.26m | 8 | 4 | 32 |
| Rodamientos | SKF 6211 | 15 | 4 | 60 |
| Engranés helicoidales | AISI 5115 Solo material, no incluye mecanizado | 20 | 1 | 20 |
| Engranés rectos | AISI 5115 Solo material, no incluye mecanizado | 15 | 1 | 15 |
| Total | | | | 559 |

Se obtiene un precio total para los materiales de \$653.51. A esto hay que sumarle el precio de la mano de obra.

Mano de obra

En la siguiente tabla se muestran los operarios, sus costos por hora y las horas de trabajo:

Tabla 3.9 Costos de mano de obra

| Operario | Costo hora hombre (USD/hr) | Horas de trabajo (hrs) | Precio total (\$) |
|---------------------|-----------------------------------|-------------------------------|--------------------------|
| Tornero | 15 | 6 | 90 |
| Fresador y cortador | 15 | 10 | 150 |
| Soldador | 15 | 4 | 60 |
| Armador | 15 | 6 | 90 |
| Total | | | 390 |

Finalmente, se estimaron los costos por mano de obra con la participación de distintos operarios que son el tornero, fresador y cortador, soldador y armador. Se obtuvo un costo de \$390 por mano de obra. Y sumando todos los costos calculados, se obtuvo el costo total de del diseño, que es \$1043.

Se tiene que el ahorro en fertilizantes para una hectárea puede llegar a ser de hasta \$250 dólares por año, tomando en cuenta las demandas de nitrógeno en la etapa de producción del cacao y el precio actual de la urea. Y si se considera una huerta de cacao de 3 hectáreas, la inversión puede verse recompensada en un tiempo relativamente corto, aproximadamente en 2 años. Es por esto que contar con un sistema de trituración es una inversión adecuada para el agricultor de cacao.

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

- Se diseñó un prototipo de sistema triturador móvil de hojarasca que reduce el tamaño de las partículas hasta dimensiones máximas de 1 cm, con una capacidad de procesamiento de 23.81 kg/h, y una alimentación de potencia de 5.67 hp.
- Las poleas de hierro fundido pueden transmitir velocidades menores de 35 m/s, el cual es un rango adecuado para procesos de trituración como el de este proyecto. Sus dimensiones fueron seleccionadas de acuerdo a las condiciones de espacio de la máquina y medidas que se encuentran en el mercado local, así como también por la velocidad de rotación para cortar este tipo de biomasa que es de alrededor de 477 RPM.
- La transmisión de potencia es realizada por medio de bandas, con una relación de velocidad de 1:5. El diámetro del eje en la zona crítica es el adecuado y coincide con el diámetro de los rodamientos que fueron seleccionados. Se utilizan rodamientos para lograr un soporte estable, y se ubican de tal forma que puedan minimizar los momentos de flexión para generar las menores deformaciones posibles.
- El sistema posee la característica de avanzar con una velocidad estable mientras está cortando. Esta velocidad es la de una persona al caminar, la cual es en promedio 3 mph. Esto permite al operario trabajar con mayor comodidad y evita su posible cansancio al trabajar en condiciones exigentes como superficies empinadas o durante jornadas de larga duración. Fue posible obtener una relación de velocidades viable para transmitir este movimiento a las ruedas de la máquina al

- utilizar un sistema adicional de poleas y bandas conectadas al eje porta cuchillas, ya que está rota a una velocidad mucho menor que el eje del motor haciendo posible esta transmisión.
- El motor seleccionado es de 6 hp, y la potencia calculada para realizar el corte y la traslación de la máquina fue de 5.67 hp, por lo tanto, el motor escogido cumple con la exigencia de potencia requerida.
- Se comprobó mediante un programa de análisis de elementos finitos que las cuchillas resistan las cargas que intervienen durante la trituración y además se determinó la deformación producida. Los esfuerzos encontrados indican que la cuchilla opera en su zona elástica. Por medio de cálculos analíticos se diseñaron los distintos elementos como ejes, poleas, engranes y cuñas.
- El costo de este diseño es aproximadamente \$1043 el cual es cercano al de equipos similares encontrados en el mercado internacional, por lo que, de optimizarse su mano de obra mediante la construcción de varias unidades, puede llegar a obtenerse costos muy rentables.

4.2. Recomendaciones

- Se sugiere que antes de poner en marcha al equipo, se realice una inspección visual a la sección donde se encuentran las cuchillas, detectando objetos extraños que puedan dañar el sistema de trituración. De igual forma, las cuchillas deben tener una revisión periódica para comprobar si existen desgastes o fisuras.
- Antes de mecanizar los elementos de la máquina, es recomendable tener los planos del equipo para una construcción ordenada. Así mismo, comprobar que las dimensiones detalladas en los catálogos se ajusten a los requerimientos detallados en el diseño.

- Los elementos que intervienen en la transmisión deben tener una gran precisión durante su mecanizado para que exista el ajuste necesario en el ensamblaje del eje con las cuchillas y separadores. Para lograr esta precisión, es recomendable utilizar una cortadora de hilo.
- Realizar una limpieza dentro de la cámara de trituración después de cada ve que se use la máquina para evitar la acumulación en las zonas donde se ubica la criba.

BIBLIOGRAFÍA

- American Honda Motor Co. (s.f.). GCV200. Obtenido de American Honda Motor Co: <https://engines.honda.com/models/model-detail/gcv200#Features>
- Amores Puyutaxi, F. M., Suárez Capello, C., & Garzón Catota, I. A. (2010). Producción intensiva de cacao nacional con sabor" arriba" tecnología, presupuesto y rentabilidad.
- ANECACAO. (2015). *Asociación Nacional de Exportadores de Cacao*. Obtenido de Anecacao: <http://www.anecacao.com/index.php/es/estadisticas/estadisticas-actuales.html>
- Barajas-Guzmán, G., & Alvarez-Sánchez, J. (2003). The relationships between litter fauna and rates of litter decomposition in a tropical rain forest. *Applied Soil Ecology*, 24(1), 91-100.
- Bhandari, V. (2011). *Design of Machine Elements*. Mumbai: McGraw Hill education.
- BioEnciclopedia. (s.f.). *Cacao*. Obtenido de BioEnciclopedia: <https://www.bioenciclopedia.com/cacao/>
- Bladeforums. (2012). *What steel is lawnmower blades made of*. Obtenido de Bladeforums: <https://www.bladeforums.com/>
- Blancas, C., & Hervás, E. (2001). Contaminación de las aguas por nitratos y efectos sobre la salud. *Consejería de salud de Andalucía*, 56-57.
- Bornemisza, E. (1982). Nitrogen cycling in coffee plantations. *Plant and Soil*, 67(1), 241-246.
- Brute Power. (s.f.). *FIXED SPEED VS. VARIABLE SPEED LAWN MOWER*. Obtenido de Brute Power: https://www.brutepower.com/na/en_us/support/resource-articles/push-mowers-101/push-mowers-features.html
- Budyna, R., & Nisbett, J. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México, D.F.: McGraw-Hill.
- Caucho y Metales Suminstros industriales. (s.f.). *Ruedas y garruchas industriales*. Obtenido de Caucho y Metales Suminstros industriales: http://cauchosymetales.com/ruedas_garruchas.html
- Engineering ToolBox. (2011). *Car - Required Power and Torque*. Obtenido de Engineering ToolBox: https://www.engineeringtoolbox.com/cars-power-torque-d_1784.html
- eReplacementParts. (s.f.). *Lawn Mower Blade Measurements and Types*. Obtenido de eReplacementParts: https://www.ereplacementparts.com/repair-center/article/2212/Lawn_Mower_Blade_Measurements_and_Types.html
- Fenner Belts. (s.f.). *Fenner Ultra Plus 150*.

- Green, D., Winandy, J., & Kretschmann, D. (1999). Mechanical Properties of Wood. En F. P. Laboratory, *Wood handbook—Wood as an engineering material*. Madison: U.S. Department of Agriculture, Forest Service, Forest Products Laboratory.
- Guo, L. B., & Sims, R. E. (1999). Litter production and nutrient return in New Zealand eucalypt short-rotation forests: implications for land management. *Agriculture, ecosystems & environment*, 73(1), 93-100.
- Huila, G. R., Navarrete, E. T., Rosero, N. C., Ormazá, S. A., Álvarez, A. B., & Águila, M. J. (2016). Biomasa de hojas caídas y otros indicadores de sustentabilidad en asociaciones de especies forestales con cacao “CCN51” en la zona Central del Litoral ecuatoriano. *Revista Ciencia y Tecnología*, 9(2), 29-39.
- Jaimez, R. E., & Franco, W. (1999). Producción de hojarasca, aporte en nutrientes y descomposición en sistemas agroforestales de cacao y frutales. *Agrotrópica*, 11(1), 1-8.
- Mera, M., Ramirez, R., & Leiva, E. (2017). Importancia de la hojarasca en el cultivo de cacao (*Theobroma cacao* L.). *International Symposiumu Cocoa Research (ISCR)*. Lima.
- Monge, L. (1999). Monge, L. (1999). Manejo de la Nutrición y Fertilización del cultivo de café orgánico en Costa Rica. *XI Congreso Nacional Agronomico/III Congreso Nacional de Suelos*, 175-191.
- Ortiz, D. A., & Flores, M. (2008). Consumo de productos orgánicos/agroecológicos en los hogares ecuatorianos. *VECO, Quito, Ecuador*.
- O’Ryan, J., & Olivia, M. (2007). *Compostaje y su utilización en la agricultura*. Santiago: Fundación para la innovación agraria. Universidad de las Americas.
- Otai Special Steel. (s.f.). *C45 Round Bar | AISI 1045 | DIN 1.1191 | JIS S45C*. Obtenido de Otai Special Steel: <https://www.astmsteel.com/product/c45-round-bar-aisi-1045-din-jis-s45c/>
- PROEcuador. (2013). Instituto de promoción de exportaciones e inversiones.
- Riba, C. (2002). *Diseño Concurrente*. Barcelona: Edicions de la Universitat Politècnica de Catalunya.
- Saltos, A. (14 de Noviembre de 2021). Crisis mundial de fertilizantes. *El Universo*.
- Secretaría Técnica del Comité Interinstitucional para el Cambio de la Matriz Productiva-Vicepresidencia del Ecuador. (2013). *Diagnóstico de la Cadena Productiva del Cacao en el Ecuador*. Quito.
- SKF Group. (2013). *Rodamientos*. SKF Group.
- Vega, C. (2017). TRABAJO FIN DE GRADO: PROBLEMAS AMBIENTALES Y DE SALUD DERIVADOS DEL USO DE FERTILIZANTES NITROGENADOS. *Doctoral dissertation, UNIVERSIDAD COMPLUTENSE*.

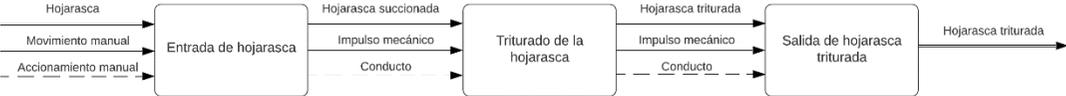
APÉNDICES

Análisis funcional:

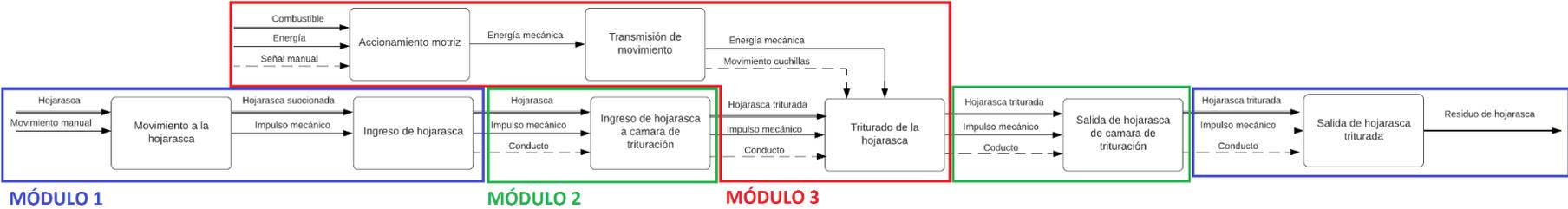
Nivel 0



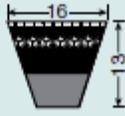
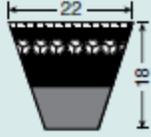
Nivel 1



Nivel 2



Bandas seleccionadas:

|  | |  | |  | |  | |
|---|------|---|------|---|------|---|------|
| Belt Designation | | Belt Designation | | Belt Designation | | Belt Designation | |
| XPZ | OXPZ | XPA | OXPA | XPB | OXPB | XPC | OXPC |
| 630 | 630 | 800 | 800 | 1250 | 1250 | 2000 | 2000 |
| 670 | 670 | 850 | 850 | 1260 | | 2120 | 2120 |
| 710 | 710 | 900 | 900 | 1320 | 1320 | 2240 | 2240 |
| 750 | 750 | 925 | | 1340 | | 2360 | 2360 |
| 760 | | 950 | 950 | 1400 | 1400 | 2500 | 2500 |
| 800 | 800 | 1000 | 1000 | 1410 | | 2650 | 2650 |
| 850 | 850 | | 1030 | 1500 | 1500 | 2800 | 2800 |
| 900 | 900 | 1060 | 1060 | 1600 | 1600 | 3000 | 3000 |
| 937 | | 1090 | | 1700 | 1700 | 3150 | 3150 |
| 940 | | 1120 | 1120 | 1800 | 1800 | 3350 | 3350 |
| 950 | 950 | 1180 | 1180 | 1900 | 1900 | 3550 | 3550 |
| 1000 | 1000 | 1207 | | 2000 | 2000 | 3750 | 3750 |
| 1010 | | 1250 | 1250 | 2020 | | 4000 | 4000 |
| 1060 | 1060 | 1280 | | 2120 | 2120 | 4060 | 4060 |
| 1077 | | 1320 | 1320 | 2150 | | 4250 | 4250 |
| 1080 | | 1382 | | 2240 | 2240 | 4310 | 4310 |
| 1120 | 1120 | 1400 | 1400 | 2280 | | 4500 | 4500 |
| 1137 | | 1450 | 1450 | 2360 | 2360 | 4750 | 4750 |
| 1140 | | 1500 | 1500 | 2410 | | 5000 | 5000 |
| | 1150 | 1532 | | 2500 | 2500 | | |
| 1180 | 1180 | 1550 | 1550 | 2530 | | | |
| 1200 | | 1600 | 1600 | 2650 | 2650 | | |
| | 1220 | 1650 | 1650 | 2680 | | | |
| 1250 | 1250 | 1700 | 1700 | 2800 | 2800 | | |
| 1270 | | 1750 | 1750 | 2840 | | | |
| | 1287 | 1800 | 1800 | 3000 | 3000 | | |
| 1320 | 1320 | 1850 | 1850 | 3150 | 3150 | | |
| 1337 | | 1900 | 1900 | 3200 | 3200 | | |

Chumacera seleccionada:

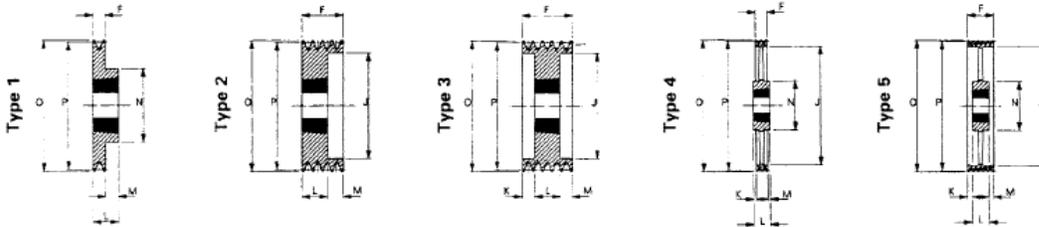
SKF
Generado desde [sitio] el [fecha]



F4BC 25M-TPSS

Unidades de rodamientos de bolas con pestaña cuadrada

Selección de las poleas:



| Catalogue Code | Pitch Dia (P) | No. of Grooves | Bush No. | Max. Bore | | Pulley Type | F | J | K | L | M | N | Outside Dia (D) |
|----------------|---------------|----------------|----------|-----------|-------|-------------|----|----|----|----|----|----|-----------------|
| | | | | Metric | Inch | | | | | | | | |
| 031Z0041 | 56 | 1 | 1008 | 25 | 1 | 9 | 49 | 28 | 13 | 22 | — | — | 60 |
| 031Z0042 | 56 | 2 | 1108 | 28 | 1 1/8 | 9 | 49 | 35 | 27 | 22 | — | — | 60 |
| 031Z0051 | 60 | 1 | 1008 | 25 | 1 | 9 | 22 | — | — | 22 | — | — | 64 |
| 031Z0052 | 60 | 2 | 1108 | 28 | 1 1/8 | 9 | 28 | 36 | 27 | 22 | — | — | 64 |
| 031Z0061 | 63 | 1 | 1108 | 28 | 1 1/8 | 1 | 16 | — | — | 22 | 6 | 56 | 67 |
| 031Z0063 | 63 | 3 | 1108 | 28 | 1 1/8 | 2 | 40 | 40 | — | 22 | 18 | — | 67 |
| 031Z0073 | 67 | 3 | 1108 | 28 | 1 1/8 | 2 | 40 | 40 | — | 22 | 18 | — | 71 |

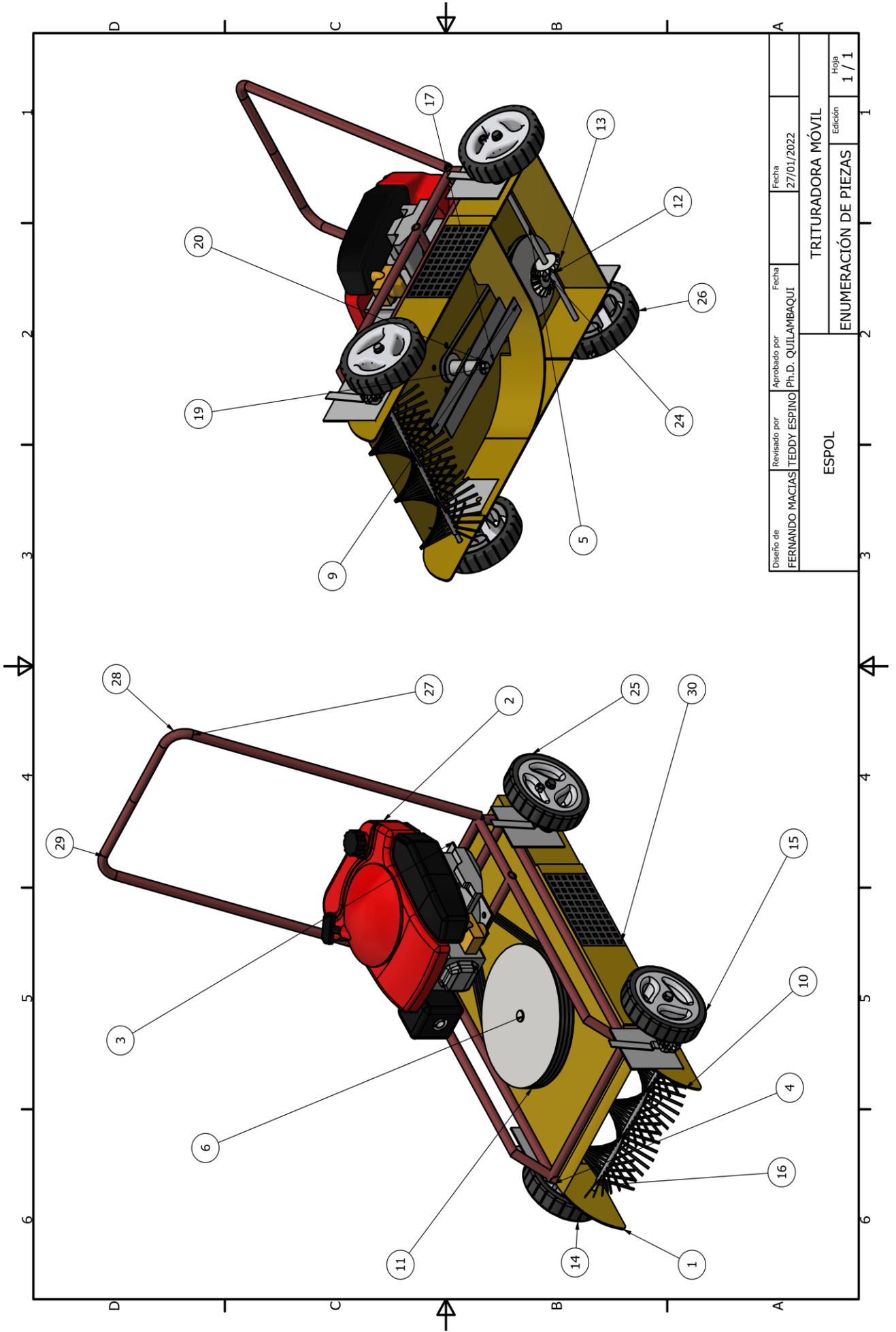
| | | | | | | | | | | | | | |
|-----------|-----|---|------|----|-------|---|----|-----|-----|----|------|-----|-----|
| 031Z0225* | 160 | 5 | 2517 | 60 | 2 1/2 | 2 | 64 | 131 | — | 45 | 19.0 | — | 164 |
| 031Z0241 | 180 | 1 | 1610 | 42 | 1 9/8 | 1 | 16 | — | — | 25 | 9.0 | 92 | 184 |
| 031Z0243 | 180 | 3 | 2012 | 50 | 2 | 2 | 40 | 151 | — | 32 | 8.0 | — | 184 |
| 031Z0244 | 180 | 4 | 2517 | 60 | 2 1/2 | 2 | 64 | 151 | — | 45 | 7.0 | — | 184 |
| 031Z0245* | 180 | 5 | 2517 | 60 | 2 1/2 | 2 | 64 | 151 | — | 45 | 19.0 | — | 184 |
| 031Z0261 | 200 | 1 | 2012 | 50 | 2 | 8 | 16 | 171 | — | 32 | 16.0 | 112 | 204 |
| 031Z0262 | 200 | 2 | 2012 | 50 | 2 | 8 | 28 | 171 | — | 32 | 4.0 | 112 | 204 |
| 031Z0263 | 200 | 3 | 2012 | 50 | 2 | 7 | 40 | 171 | 4.0 | 32 | 4.0 | 112 | 204 |
| 031Z0264 | 200 | 4 | 2517 | 60 | 2 1/2 | 7 | 52 | 171 | 3.5 | 45 | 3.5 | 124 | 204 |
| 031Z0265* | 200 | 5 | 2517 | 60 | 2 1/2 | 7 | 64 | 171 | 9.5 | 45 | 9.5 | 124 | 204 |
| 031Z0301 | 250 | 1 | 2012 | 50 | 2 | 4 | 16 | 221 | 8.0 | 32 | 8.0 | 112 | 254 |
| 031Z0302 | 250 | 2 | 2012 | 50 | 2 | 4 | 28 | 221 | 2.0 | 32 | 2.0 | 112 | 254 |
| 031Z0303 | 250 | 3 | 2012 | 50 | 2 | 5 | 40 | 221 | 4.0 | 32 | 4.0 | 112 | 254 |
| 031Z0304 | 250 | 4 | 2517 | 60 | 2 1/2 | 5 | 52 | 221 | 3.5 | 45 | 3.5 | 124 | 254 |
| 031Z0305* | 250 | 5 | 2517 | 60 | 2 1/2 | 5 | 64 | 221 | 9.5 | 45 | 9.5 | 124 | 254 |
| 031Z0331 | 315 | 1 | 2012 | 50 | 2 | 4 | 16 | 286 | 8.0 | 32 | 8.0 | 112 | 319 |
| 031Z0332 | 315 | 2 | 2012 | 50 | 2 | 4 | 20 | 286 | 2.0 | 32 | 2.0 | 112 | 319 |
| 031Z0333 | 315 | 3 | 2517 | 60 | 2 1/2 | 4 | 40 | 286 | 2.5 | 45 | 2.5 | 124 | 319 |
| 031Z0334 | 315 | 4 | 2517 | 60 | 2 1/2 | 5 | 52 | 286 | 3.5 | 45 | 3.5 | 124 | 319 |
| 031Z0335* | 315 | 5 | 2517 | 60 | 2 1/2 | 5 | 64 | 286 | 9.5 | 45 | 9.5 | 124 | 319 |
| 031Z0351 | 400 | 1 | 2012 | 50 | 2 | 4 | 16 | 371 | 8.0 | 32 | 8.0 | 112 | 404 |

Especificaciones técnicas motor Honda:

| | |
|---------------|-------------------------------|
| GCV200 | |
| Engine Type | Air-cooled 4-stroke OHV |
| Bore x Stroke | 2.59" x 2.32" (66 mm x 59 mm) |

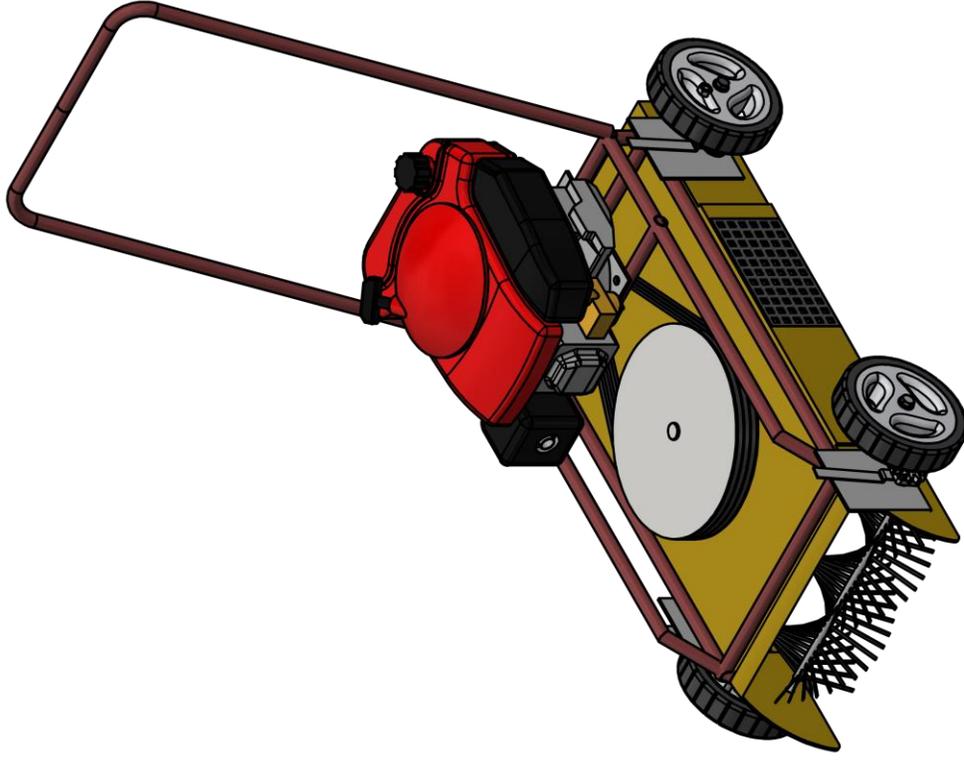
| | |
|--------------------|-----------------------------------|
| Displacement | 12.3 cu in (201 cm ³) |
| Net Power Output* | 5.6 HP (4.2kW) @ 3600 rpm |
| Net Torque | 9.4 lb-ft (12.7 Nm) @ 2500 rpm |
| Compression Ratio | 8.0:1 |
| Carburetor | Horizontal type butterfly valve |
| Ignition System | Transistorized magneto |
| Starting System | Recoil |
| Air Cleaner | Dry (paper filter) |
| Governor System | Centrifugal Mechanical |
| Fuel Tank Capacity | 0.24 U.S. gal (.99 liter) |

Planos:

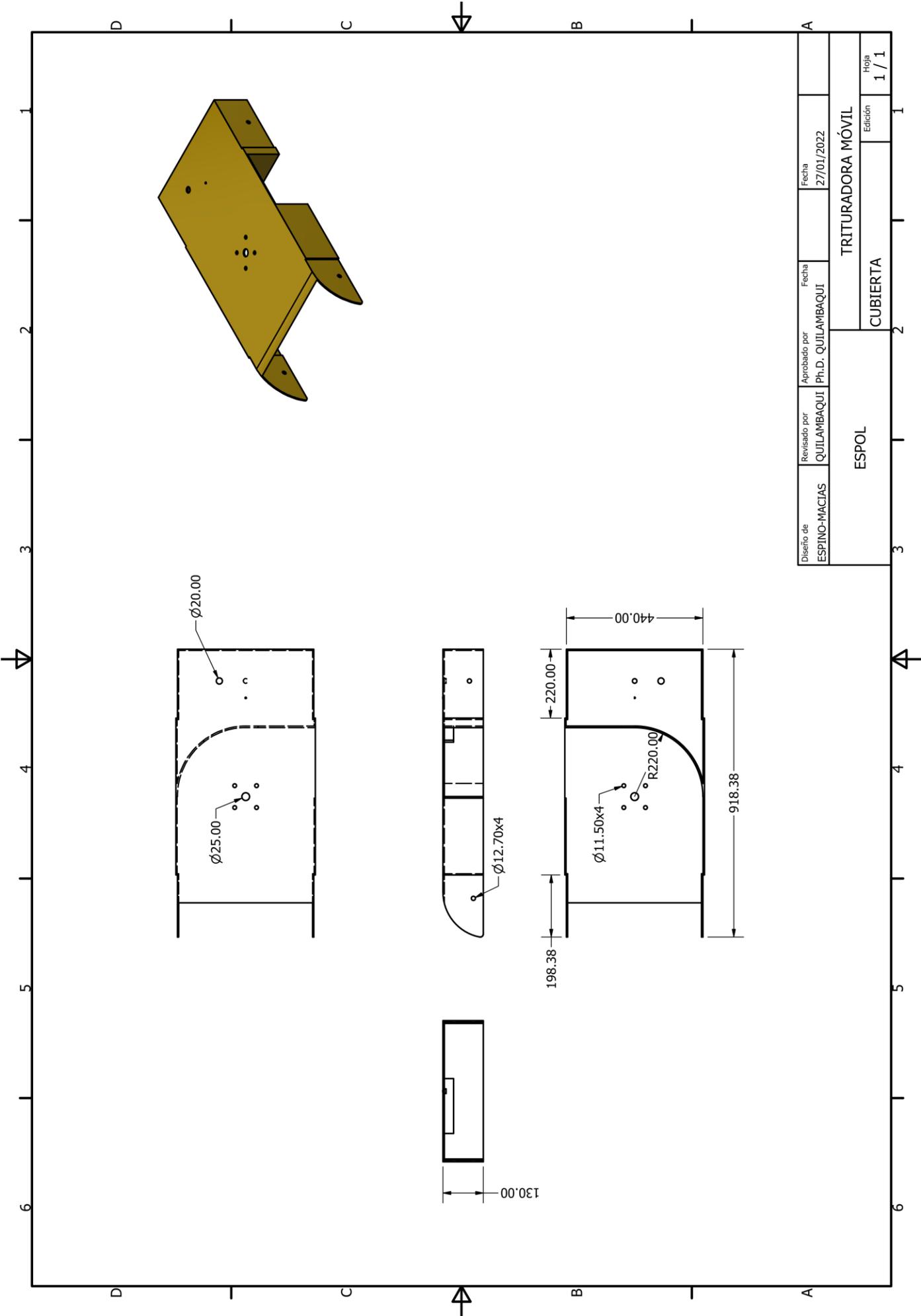


| | | | |
|-----------------|--------------|-----------------------|------------|
| Diseño de | Revisado por | Aprobado por | Fecha |
| FERNANDO MACÍAS | TEDDY ESPINO | Ph.D. QUILAMBAQUI | 27/01/2022 |
| ESPOL | | TRITURADORA MÓVIL | |
| | | ENUMERACIÓN DE PIEZAS | |
| | | Edición | Hoja |
| | | 1 / 1 | 1 / 1 |

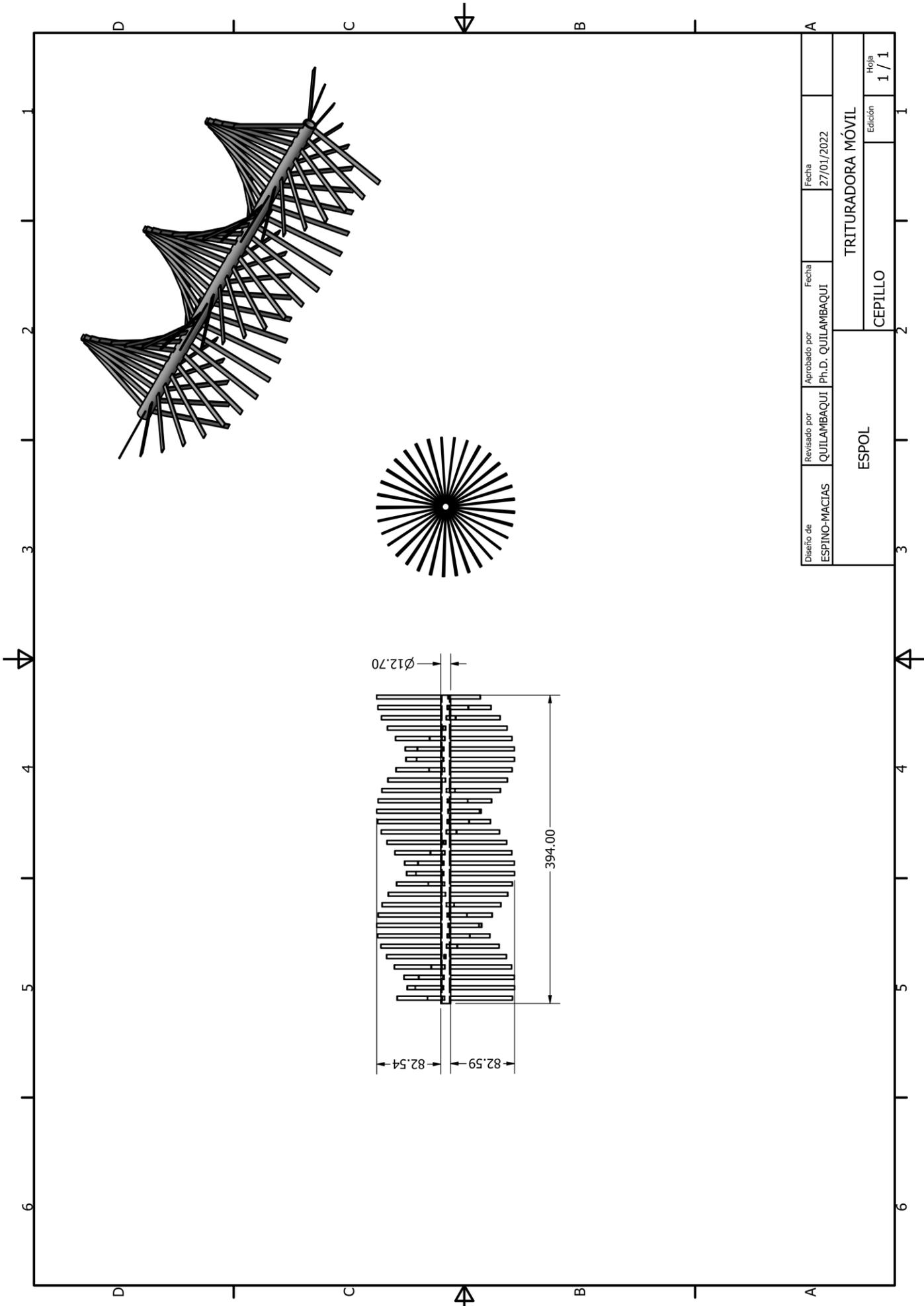
| ELEMENTO | CTDAD | Nº DE PIEZA | DESCRIPCIÓN |
|----------|-------------|---------------------------------|---|
| 1 | 1 | Cuerpo | |
| 2 | 1 | Motor | |
| 3 | 1 | Placa base | |
| 4 | 1 | Estructura | |
| 5 | 1 | Shaft1 | |
| 6 | 1 | Shaft2 | |
| 7 | 1 | Bearing2 | |
| 8 | 1 | Bearing3 | |
| 9 | 2 | Cuchilla | |
| 10 | 1 | Cepillo | |
| 11 | 1 | V-Belt transmission2 | |
| 12 | 1 | V-Belt transmission3 | |
| 13 | 1 | Bevel Gears1 | |
| 14 | 1 | Rueda ensamble | |
| 15 | 1 | Rueda ensamble engranes | |
| 16 | 1 | Shaft3 | |
| 17 | 2 | Portacuchillas | |
| 18 | 1 | Espaciador1 | |
| 19 | 1 | DIN 609 - M14 x 95 - 22 2 | |
| 20 | 1 | ISO 7089 - 14 - 140 HV(1) | |
| 21 | 2 | ISO 7093 A - ST 14 - 140 HV | |
| 22 | 1 | ISO 4014 - M14 x 60 - ISO | |
| 23 | 1 | Bearing4 | |
| 24 | 1 | Shaft4 | |
| 25 | 1 | Rueda ensamble_1 | |
| 26 | 1 | Rueda ensamble_2 | |
| 27 | 1496,267 mm | ISO 10799-2 - 21.3x2.0 - 748,13 | Acero para construcciones - Secciones huecas estructurales soldadas modeladas en frío |
| 28 | 157,080 mm | ISO 10799-2 - 21.3x2.0 - 78,54 | Acero para construcciones - Secciones huecas estructurales soldadas modeladas en frío |
| 29 | 340,000 mm | ISO 10799-2 - 21.3x2.0 - 170 | Acero para construcciones - Secciones huecas estructurales soldadas modeladas en frío |
| 30 | 1 | escriba | |



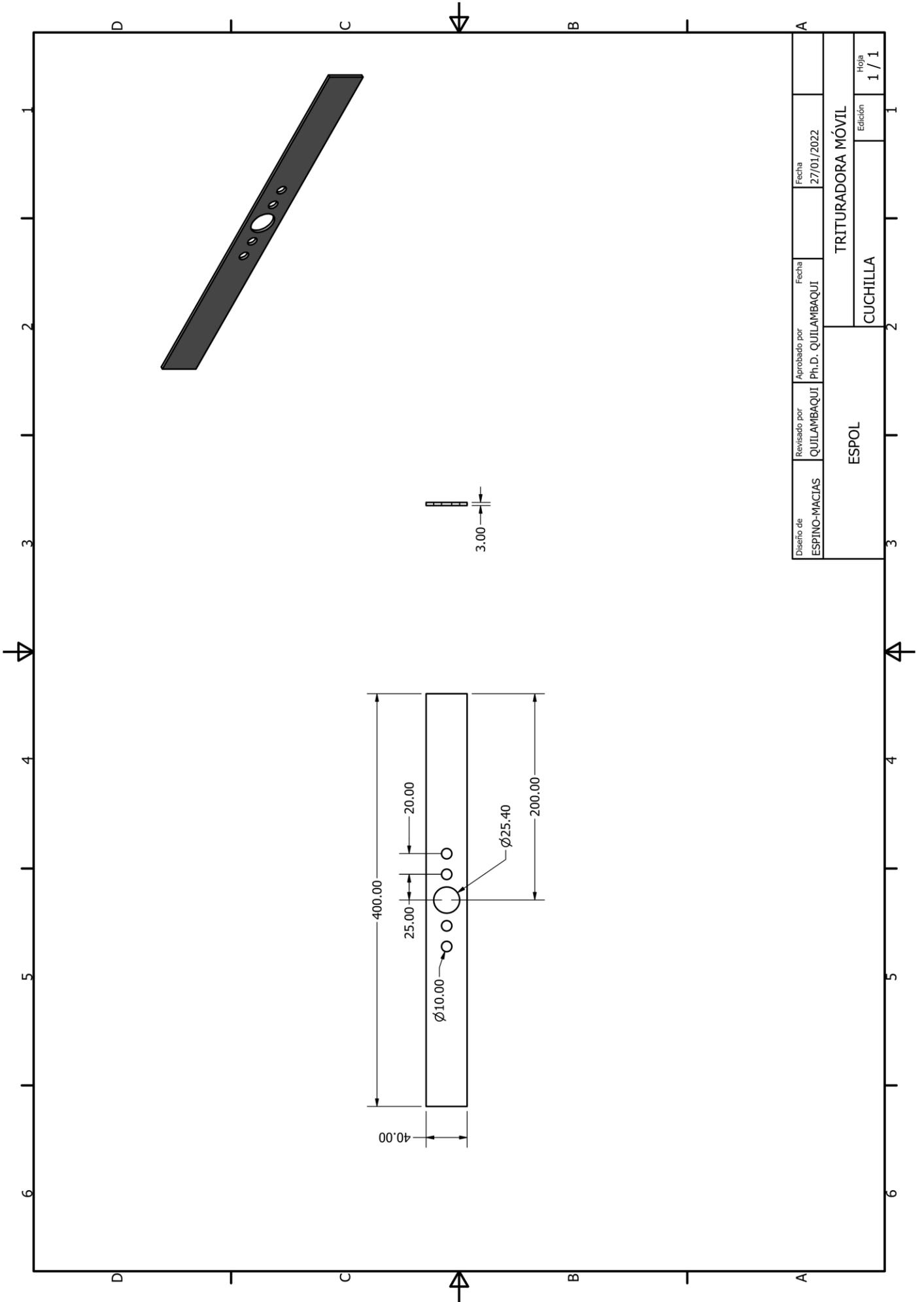
| | | | |
|----------------------------|------------------------------|------------------------------------|---------------------|
| Diseño de ESPINO-MACIAS | Revisado por QUILLAMBAQUI | Aprobado por Ph.D. QUILLAMBAQUI | Fecha 27/01/2022 |
| ESPOL | | TRITURADORA MÓVIL | |
| LISTA DE PIEZAS | | Edición | Hoja |
| | | 1 | 1 / 1 |



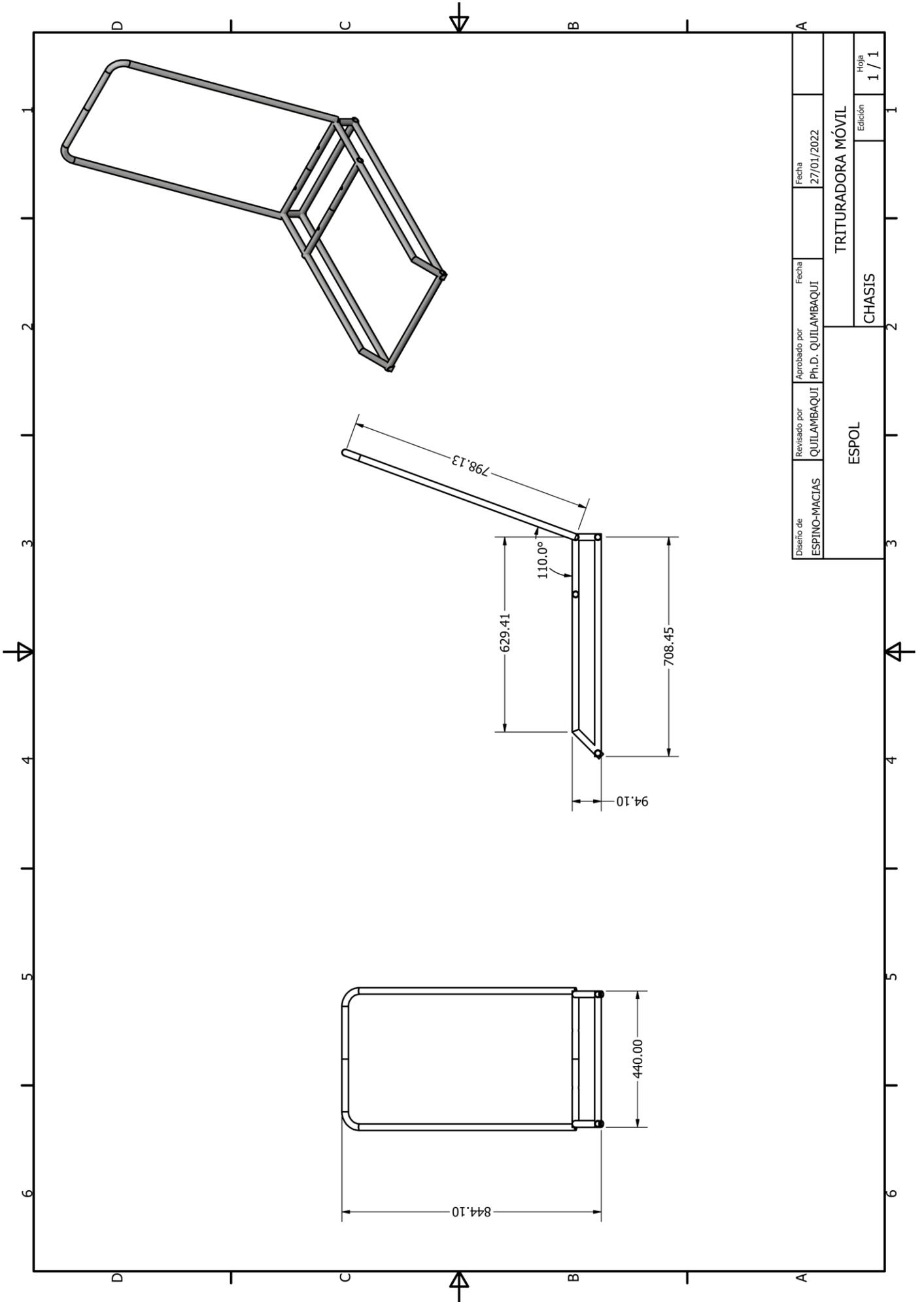
| | | | | | |
|---------------|--------------|-------------------|-------------------|------------|--|
| Diseño de | Revisado por | Aprobado por | Fecha | Fecha | |
| ESPINO-MACIAS | QUILAMBAQUI | Ph.D. QUILAMBAQUI | | 27/01/2022 | |
| ESPOL | | | TRITURADORA MÓVIL | | |
| CUBIERTA | | | Edición | | |
| | | | Hoja | | |
| | | | 1 / 1 | | |



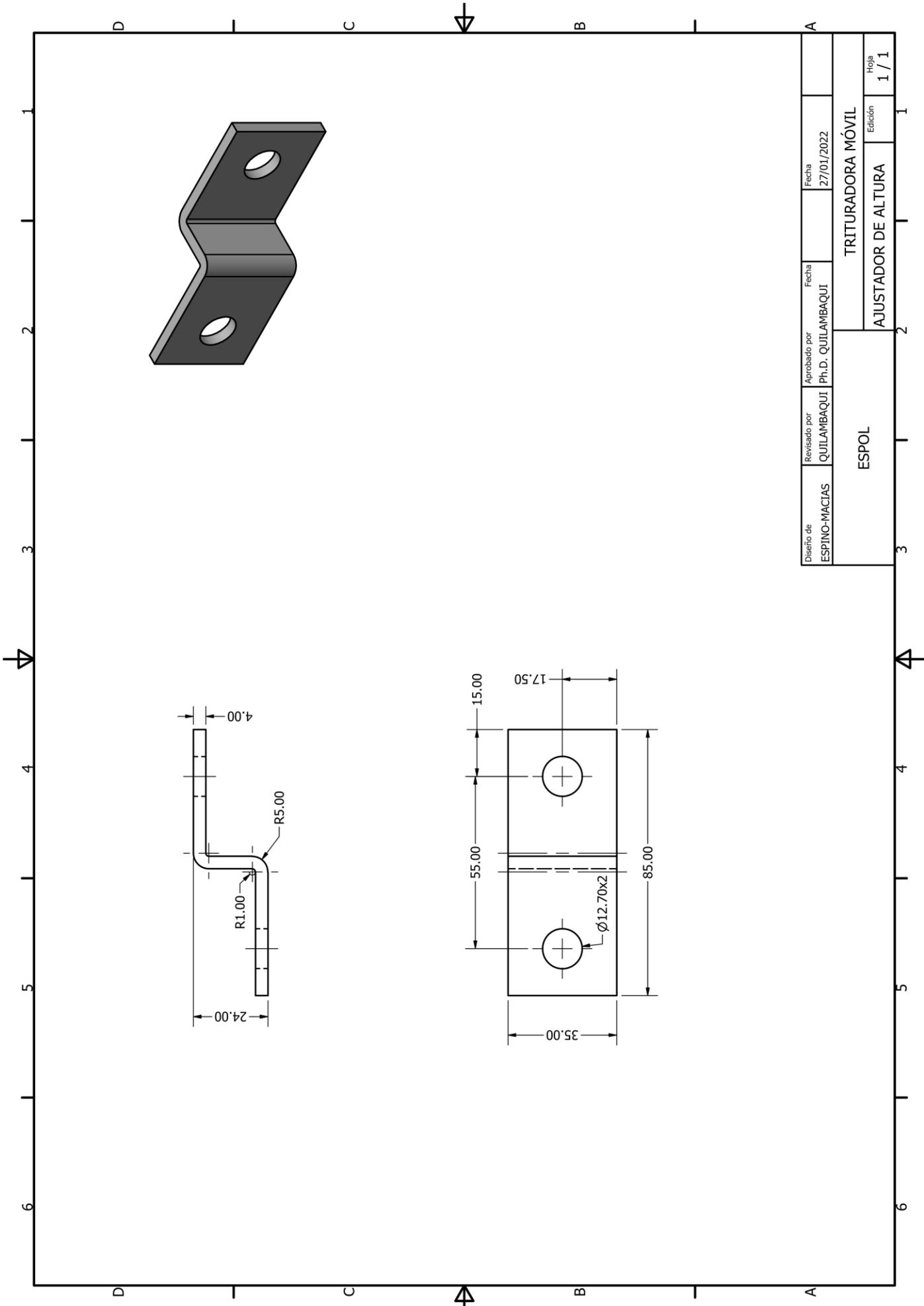
| | | | | |
|----------------------------|------------------------------|------------------------------------|---------------------|---------------|
| Diseño de ESPINO-MACIAS | Revisado por QUILLAMBAQUI | Aprobado por Ph.D. QUILLAMBAQUI | Fecha 27/01/2022 | |
| ESPOL | | TRITURADORA MÓVIL | | |
| | | CEPILLO | Edición 1 / 1 | Hoja 1 / 1 |



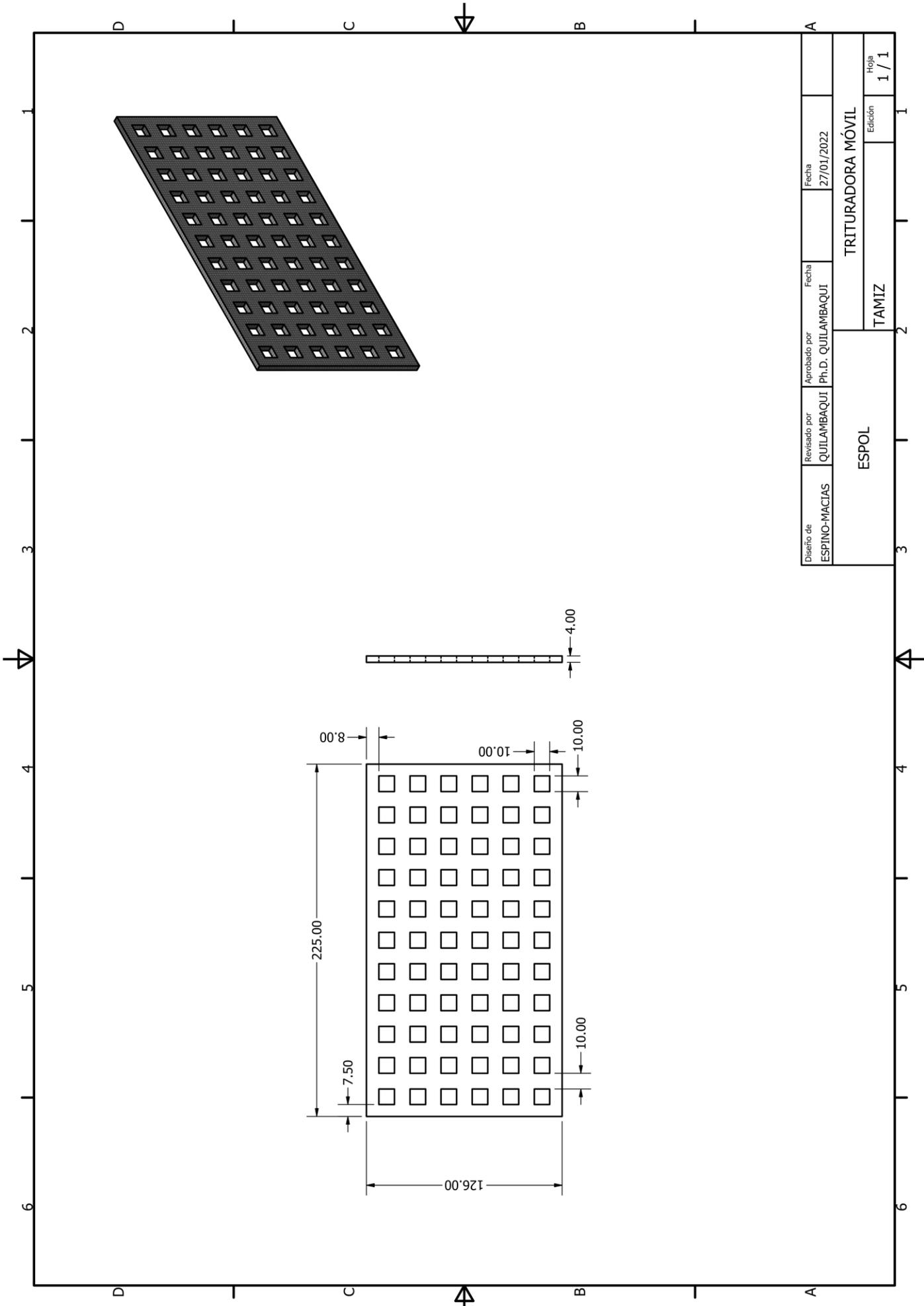
| | | | |
|---------------|--------------|--------------------|------------|
| Diseño de | Revisado por | Aprobado por | Fecha |
| ESPINO-MACIAS | QUITLAMBAQUI | Ph.D. QUITLAMBAQUI | 27/01/2022 |
| ESPOL | | TRITURADORA MÓVIL | |
| CUCHILLA | | Edición | |
| | | 1 / 1 | |



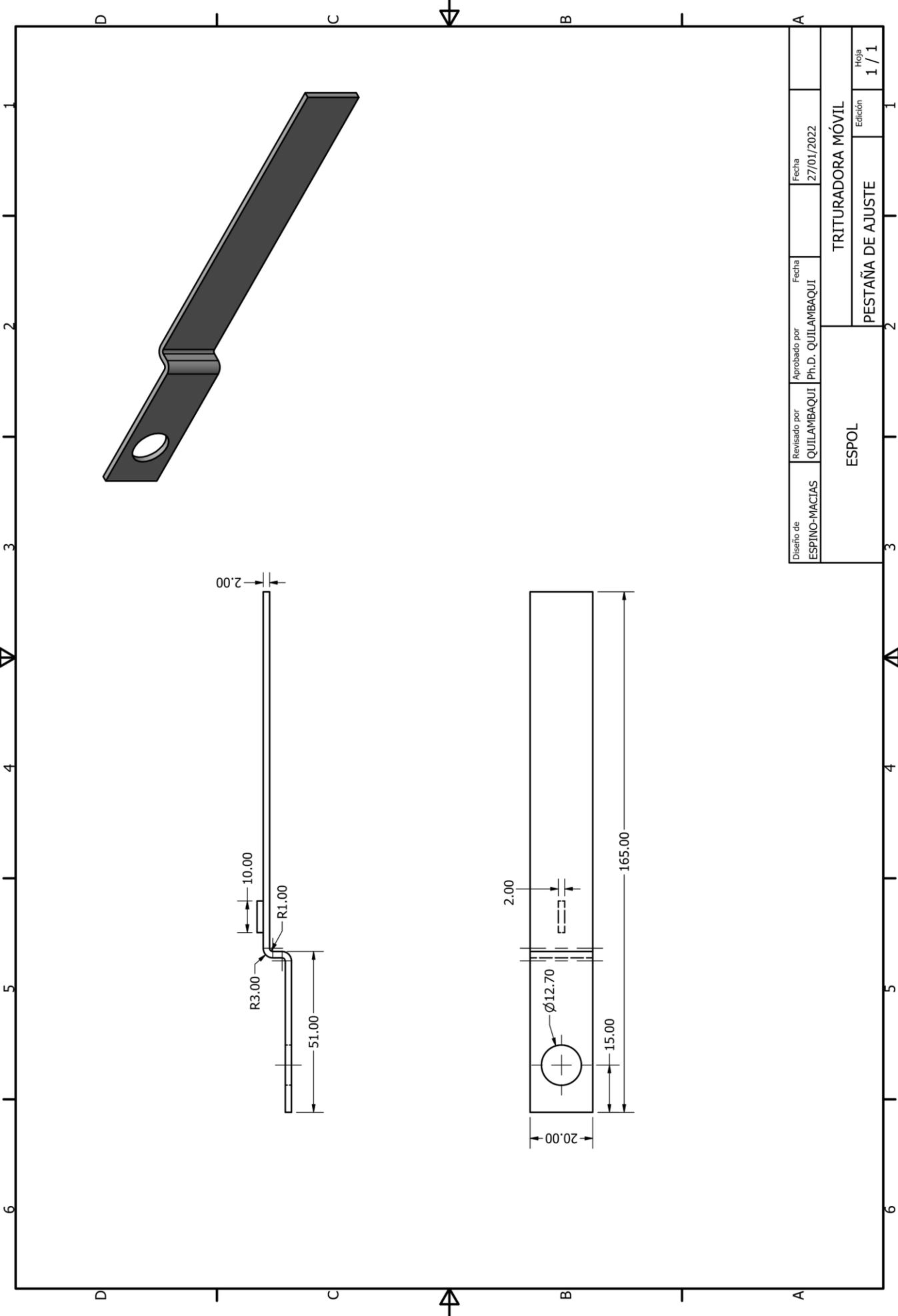
| | | | |
|---------------|--------------|-------------------|------------|
| Diseño de | Revisado por | Aprobado por | Fecha |
| ESPINO-MACIAS | QUITLIMBAQUI | Ph.D. QUILIMBAQUI | 27/01/2022 |
| ESPOL | | TRITURADORA MÓVIL | |
| CHASIS | | Edición | |
| | | 1 / 1 | |



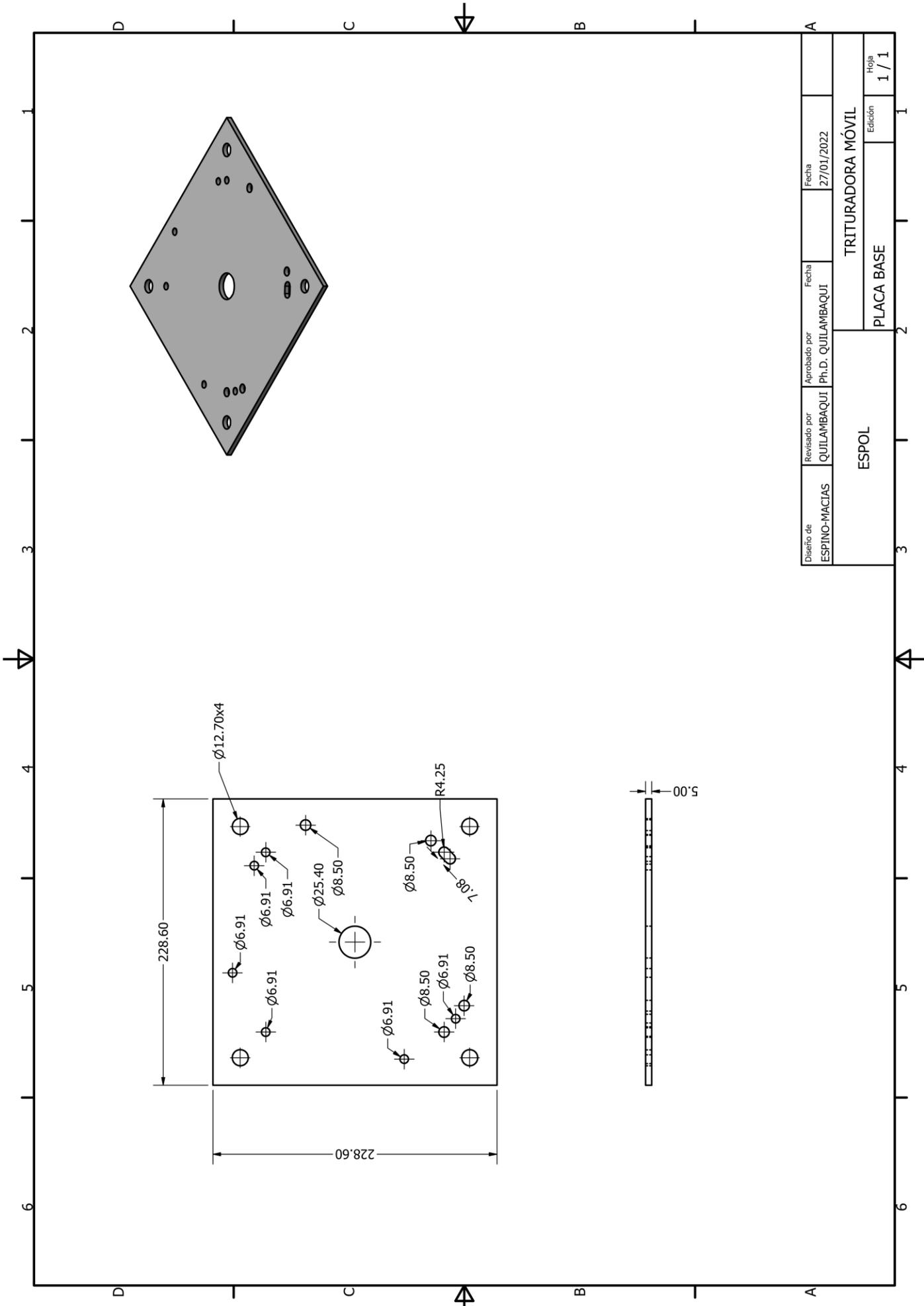
| | | | | |
|----------------------------|-----------------------------|-----------------------------------|---------------------|---------------|
| Diseño de ESPINO-MACIAS | Revisado por QUILAMBAQUI | Aprobado por Ph.D. QUILAMBAQUI | Fecha 27/01/2022 | |
| ESPOL | | TRITURADORA MÓVIL | | |
| | | AJUSTADOR DE ALTURA | | Hoja 1 / 1 |



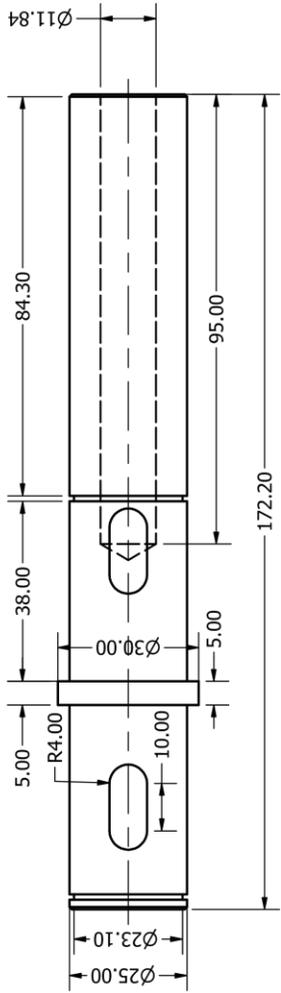
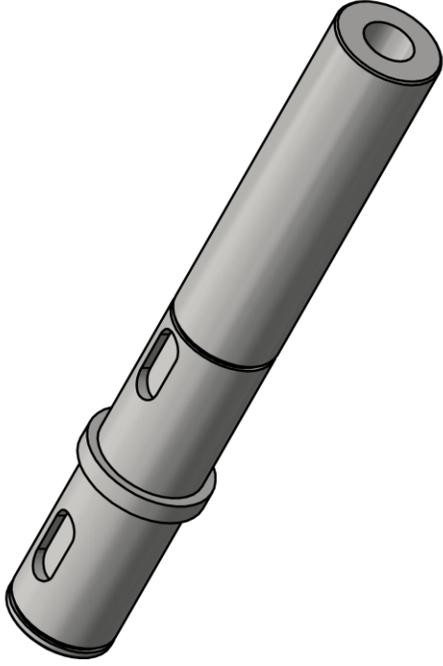
| | | | | |
|----------------------------|------------------------------|------------------------------------|---------------------|---------------|
| Diseño de ESPINO-MACIAS | Revisado por QUILLAMBAQUI | Aprobado por Ph.D. QUILLAMBAQUI | Fecha 27/01/2022 | |
| ESPOL | | TRITURADORA MÓVIL | | |
| | | TAMIZ | | Hoja 1 / 1 |



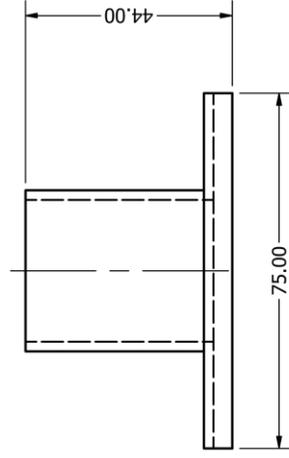
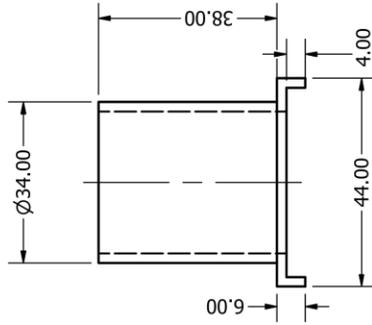
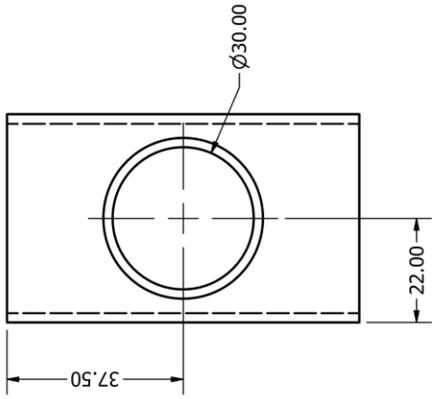
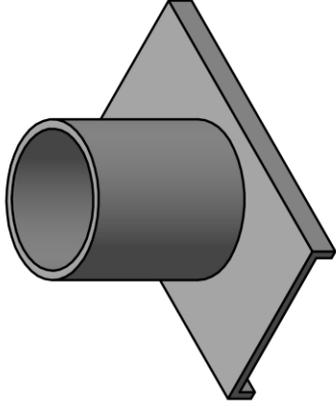
| | | | | |
|---------------|--------------|--------------------|-------------------|-------|
| Diseño de | Revisado por | Aprobado por | Fecha | |
| ESPINO-MACIAS | QUITLAMBAQUI | Ph.D. QUITLAMBAQUI | 27/01/2022 | |
| ESPOL | | | TRITURADORA MÓVIL | |
| | | | PESTAÑA DE AJUSTE | |
| | | | Edición | 1 / 1 |



| | | | |
|----------------------------|-----------------------------|-----------------------------------|---------------------|
| Diseño de ESPINO-MACIAS | Revisado por QUILAMBAQUI | Aprobado por Ph.D. QUILAMBAQUI | Fecha 27/01/2022 |
| ESPOL | | TRITURADORA MÓVIL | |
| PLACA BASE | | Edición 1 / 1 | Hoja 1 / 1 |



| | | | | |
|----------------------------|-----------------------------|-----------------------------------|---------------------|---------------|
| Diseño de ESPINO-MACIAS | Revisado por QUILAMBAQUI | Aprobado por Ph.D. QUILAMBAQUI | Fecha 27/01/2022 | |
| ESPOL | | TRITURADORA MÓVIL | | |
| | | EJE PRINCIPAL | | Hoja 1 / 1 |



| | | | | |
|----------------------------|-----------------------------|-----------------------------------|---------------------|--|
| Diseño de ESPINO-MACIAS | Revisado por QUILAMBAQUI | Aprobado por Ph.D. QUILAMBAQUI | Fecha 27/01/2022 | |
| ESPOL | | TRITURADORA MÓVIL | | |
| SEPARADOR | | Edición 1 / 1 | | |

