



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOTOCULTOR PARA CULTIVO DE PRODUCTOS DE CICLO CORTO EN TERRENOS PEQUEÑOS

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

SANTIAGO PAÚL MARTÍNEZ RODRÍGUEZ

santiago.martinez@epn.edu.ec

PATRICIO ALEXANDER NÁJERA VERA

patricio.najera@epn.edu.ec

DIRECTOR: ING. MARCO VINICIO GUAMÁN ALARCÓN, Ph.D.

marco.guaman@epn.edu.ec

CODIRECTOR: ING. WILSON IVÁN GUACHAMÍN ACERO, Ph.D.

wilson.guachamin@epn.edu.ec

Quito, marzo 2020

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por Santiago Paúl Martínez Rodríguez y Patricio Alexander Nájera Vera, bajo nuestra supervisión.

Ing. Marco Guamán Alarcón, Ph.D.

DIRECTOR DE PROYECTO

Ing. Wilson Guachamín Acero, Ph.D.

CODIRECTOR DE PROYECTO

DECLARACIÓN

Nosotros, **Santiago Paúl Martínez Rodríguez** y **Patricio Alexander Nájera Vera**, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Santiago Paúl Martínez Rodríguez

Patricio Alexander Nájera Vera

DEDICATORIA

Este proyecto de titulación se lo dedicamos a nuestros familiares y amigos quienes nos brindaron su apoyo incondicional en momentos de decline y cansancio durante todo este trayecto.

Santiago Martínez y Alexander Nájera

AGRADECIMIENTO

Si se siente gratitud y no se la expresa es como envolver un regalo y no darlo, culminando esta etapa de mi vida considero que existen muchas personas las cuales fueron muy importantes y que sin ellas nada hubiera sido igual.

Al empezar a redactar este escrito es indudable que la primera persona que llega a mi mente es el amor de mi vida, aquella persona a la que debo todo, quien ha estado a mi lado en las buenas y malas siempre confiando en mí, sacrificando muchas cosas para que pueda alcanzar esta meta, a ti mamá es a quien siempre agradeceré por ser mi refugio, mi combustible, mi todo. Gracias por amarme tanto.

Como no nombrar y agradecer infinitamente a la mujer a quien debo todo lo que soy como persona, quien me inculcó grandes valores, enseñanzas y mucho amor, que a pesar de la distancia está siempre presente, gracias abuelita por cuidarme, guiarme y sobre todo gracias por enseñarme a ser una buena persona.

Amigos, que sería de la vida sin ellos la familia que podemos elegir. Jaime como no agradecerte por tantos años de hermandad y apoyo incondicional y también un gran agradecimiento a aquellos amigos que adquirí en este camino grandes mentes y personas Marco, Byron, Wilson, Cristhian, Brenda, Saúl quienes hicieron de este camino una gran aventura. Sin olvidar a un par que conocí hace muy poco y que considero mucho Willy y Guille que colaboraron en este proyecto como si fuera suyo.

Un agradecimiento muy especial a Santiago, mi compañero de tesis quien no solo ha sido incondicional en este proyecto sino a lo largo de toda esta travesía llamada carrera pues en cada “mala idea” que decidimos hacer frente siempre estuvo a mi lado para sacarla adelante, gracias por tu apoyo incondicional y mucho más importante gracias por tu amistad.

Existe una persona muy especial a la que no puedo evitar nombrar y agradecer ya que me acompañó de forma incondicional en muchos tramos complicados de este camino y que también fue parte de muchas alegrías que ofreció el mismo, la persona más inteligente que conozco y una extraordinaria mujer de la cual aprendí muchas lecciones de vida y a la que admiro mucho Stefany.

A quienes dirigieron y guiaron este trabajo: Ing. Marco Guamán, Ing. Wilson Guachamin por la paciencia, colaboración, ayuda y guía prestada. Agradeciendo también al Ing. Edgar Sarmiento por la apertura del Laboratorio de máquinas herramientas y al personal técnico de este. De igual forma un agradecimiento al Laboratorio de Servicios Generales por su apertura y gran colaboración brindada en la construcción en especial al Sr. Julio quien siempre estuvo presto a ofrecer ayuda.

Alexander Nájera

Mi gratitud está dirigida a mi familia de quienes he recibido incondicionalmente su apoyo, paciencia y sobre todo su amor. Son cada uno de ustedes quienes me han recordado que soy capaz de poder cumplir con cada una de mis metas propuestas, son mi motivación, mi inspiración para seguir adelante día a día especialmente en los peores momentos.

A cada uno de mis amigos, con quienes he tenido el privilegio de cursar la carrera universitaria compartiendo además del estudio innumerables anécdotas que siempre serán recordadas con mucho cariño. Además, quiero hacer un énfasis y agradecer a esa personita quien estuvo cada día brindándome su ayuda, sus consejos, su alegría reflejada en esa sonrisa y los comentarios burlones al hacer referencia a la “eficiencia” con la que realizábamos ciertas tareas. Puedo decir que he llegado a conocer personas magníficas.

A mi amigo y compañero de tesis, quien se aventuró a formar parte una vez más de una de las tantas buenas y arrebatadas decisiones tomadas durante la carrera, por la comprensión y esfuerzo dedicado en ciertos momentos críticos y sobre todo por siempre mantener el humor aun en aquellos momentos de incertidumbre y frustración.

A quienes guiaron y compartieron sus conocimientos para lograr finalizar este proyecto de titulación el PhD. Marco Guamán, el PhD. Wilson Guachamin. Al MSc. Edgar Sarmiento quien nos abrió las puertas para el uso del Laboratorio de Máquinas Herramientas y al personal técnico de este. Finalmente se agradece a cada uno de las personas que son parte del Taller de Servicios Generales por su colaboración.

Santiago Martínez

ÍNDICE DE CONTENIDO

RESUMEN.....	xii
ABSTRACT	xiii
INTRODUCCIÓN.....	1
Pregunta de Investigación	1
Objetivo general	2
Objetivos específicos	2
Alcance	2
1. MARCO TEÓRICO	3
1.1 Productos de ciclo corto.....	3
1.2 Labranza	3
1.3 Resistencia del suelo [5].....	3
1.3.1 Generalidades	3
1.3.2 Comportamiento del suelo	4
1.4 Relaciones entre el suelo, el tiro y la tracción	6
1.4.1 Tiro o Fuerza de arrastre	6
1.4.2 Tracción.....	7
1.5 Motocultor y sus componentes	9
1.5.1 Definición.....	9
1.5.2 Tipos de motocultores	9
1.5.3 Sistemas y elementos del motocultor (ver Figura 1.2)	9
1.6 Análisis de productos de la competencia (o benchmarking).....	10
1.6.1 Benchmarking para motocultores	11
2. Metodología.....	12
2.1 Determinación de las especificaciones técnicas	15
2.1.1 Consideraciones generales	15
2.1.2 Casa de la calidad	15
2.1.3 Especificaciones técnicas	17
2.2 Análisis y selección de alternativas.....	18
2.2.1 Estructura funcional y modular para el diseño de un motocultor	18
2.2.2 Principios de solución	21
2.2.3 Evaluación de soluciones	35
2.2.4 Solución virtual	37
2.3 Diseño mecánico	38
2.3.1 Análisis de estabilidad del motocultor	38
2.3.2 Determinación de cargas de diseño.....	39

2.3.3	Determinación de la potencia requerida o de diseño, P_r	40
2.3.4	Relación de transmisión	41
2.3.5	Selección de bandas y poleas (Primer nivel de reducción)	42
2.3.6	Ejemplo de cálculo para la selección de cadenas y piñones (Segundo nivel de reducción).....	46
2.3.7	Resumen de la selección de piñones y cadenas de cada etapa de reducción.....	48
2.3.8	Ejemplo de cálculo para el diseño de ejes (eje de entrada)	50
2.3.9	Selección de rodamientos.....	64
2.3.10	Selección de cuñas.....	67
2.3.11	Diseño del acople de las ruedas	68
2.3.12	Diseño del acople para la herramienta de trabajo.....	71
2.4	Construcción y montaje	75
2.4.1	Construcción.....	75
2.4.2	Proceso de construcción	77
2.4.3	Montaje.....	81
2.5	Protocolo de pruebas.....	83
2.5.1	Dimensiones globales y peso total de la máquina	83
2.5.2	Inspección de los elementos.....	83
2.5.3	Velocidad.....	84
2.5.4	Fuerza de tracción	84
2.5.5	Formato de protocolo de pruebas	84
2.6	Análisis de costos	86
2.6.1	Costo Módulo 1: Selección y acoplamiento de la herramienta	86
2.6.2	Costo Módulo 2: Transmisión de velocidad y torque.....	88
2.6.3	Costo Módulo 3: Dirección y control del movimiento.....	91
2.6.4	Costo Módulo 4: Tracción	92
2.6.5	Costo total de la máquina	93
3.	Resultados y discusión	94
3.1	Resultados	94
3.2	Discusión.....	94
4.	Conclusiones y Recomendaciones	98
4.1	Conclusiones	98
4.2	Recomendaciones	99
5.	Bibliografía.....	100

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Velocidades y fuerzas en una sola rueda con fuerzas de reacción del suelo	7
Figura 1.2. Estructura básica de un motocultor	9
Figura 1.3. Estructura de las manceras	10
Figura 2.1. Diagrama de flujo -Metodología	14
Figura 2.2. Nivel 0 - Estructura funcional y modular	18
Figura 2.3. Nivel 1- Estructura funcional y modular	19
Figura 2.4. Nivel 1- Estructura funcional y modular	20
Figura 2.5. Herramienta de arado-Vertedera	21
Figura 2.6. Barra de tiro	22
Figura 2.7. Alternativa I - Módulo 1	22
Figura 2.8. Características motor mono cilíndrico combustión interna	23
Figura 2.9. Embrague de disco	24
Figura 2.10. Embrague por tensor	24
Figura 2.11. Reductor de cadenas	25
Figura 2.12. Tren de engranajes	25
Figura 2.13. Alternativa I - Módulo 2	26
Figura 2.14. Alternativa II - Módulo 2	27
Figura 2.15. Alternativa III - Módulo 2	27
Figura 2.16. Mancera	28
Figura 2.17. Abrazadera - Elemento de sujeción	29
Figura 2.18. Mecanismo de posicionamiento angular	29
Figura 2.19. Maneta aceleradora	30
Figura 2.20. Maneta de embrague	30
Figura 2.21. Alternativa II – Módulo 3	31
Figura 2.22. Alternativa II – Módulo 3	31
Figura 2.23. Acople a la rueda-Eje de extensión	32
Figura 2.24. Diferencial	32
Figura 2.25. Ruedas agrícolas	33
Figura 2.26. Alternativa I - Módulo 4	34
Figura 2.27. Alternativa II - Módulo 4	34
Figura 2.28. Solución Virtual del motocultor propuesto	37
Figura 2.29. Coordenadas del centro de gravedad, plano XY y plano ZY	38
Figura 2.30. Diagrama de cuerpo libre en el ángulo de inclinación crítico	39
Figura 2.31. Diagrama de cuerpo libre del motocultor	39
Figura 2.32. Factores compensatorios de seguridad	41
Figura 2.33. Tablas para seleccionar el tipo o perfil de la correa	43
Figura 2.34. Velocidad máxima y diámetro mínimo de la polea conductora	43
Figura 2.35. Capacidad de transmisión por canal	45
Figura 2.36. Factor de corrección por ángulo de contacto.	45
Figura 2.37. Capacidad nominal (hp) cadena 5/8 in.	46
Figura 2.38. Configuración del eje de entrada y sus componentes.	51
Figura 2.39. Diagrama de cuerpo libre- poleas	51
Figura 2.40. Diagrama de fuerzas Catarina	53
Figura 2.41. Configuración del eje intermedio I y sus componentes.....	59
Figura 2.42. Configuración del eje intermedio II y sus componentes.....	60
Figura 2.43. Configuración del eje de salida y sus componentes.....	62
Figura 2.44. Diagrama de cuerpo libre de la rueda	62

Figura 2.45. Geometria cuña cuadrada tipo A.....	67
Figura 2.46. Esquema del acople de ruedas.....	69
Figura 2.47. Esquema de la junta soldada acople – eje extensión.....	70
Figura 2.48. Esquema sistema de acople herramienta de trabajo.....	71
Figura 2.49. Esquema del acople en la barra C.	72
Figura 2.50. Esquema de la junta soldada	73
Figura 3.1. Mecanismos accionadores de embrague.	94

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Valores típicos de cohesión y ángulo de fricción interna	5
Tabla 1.2. Valores típicos de adhesión y ángulo de fricción	6
Tabla 1.3. Rango de deslizamiento óptimo (%).....	8
Tabla 2.1. Especificaciones técnicas de la máquina.	17
Tabla 2.2. Matriz morfológica - Módulo 2	26
Tabla 2.3. Matriz morfológica - Módulo 3	30
Tabla 2.4. Matriz morfológica - Módulo 4	33
Tabla 2.5. Conclusiones de la evaluación - Módulo 2	35
Tabla 2.6. Conclusiones de la evaluación - Módulo 3	36
Tabla 2.7. Conclusiones de la evaluación - Módulo 4	36
Tabla 2.8. Características técnicas del segundo nivel de reducción.....	49
Tabla 2.9. Características técnicas del tercer nivel de reducción	49
Tabla 2.10. Características técnicas del cuarto nivel de reducción	50
Tabla 2.11. Diagramas de Cortantes y Momentos del eje de entrada	54
Tabla 2.12. Resumen - eje de entrada.....	58
Tabla 2.13. Diagramas de Cortantes y Momentos eje intermedio I	59
Tabla 2.14. Resumen de concentradores de esfuerzos eje intermedio I	60
Tabla 2.15. Diagramas de Cortantes y Momentos eje intermedio 2	61
Tabla 2.16. Resumen de concentradores de esfuerzos eje intermedio II	61
Tabla 2.17. Diagramas de Cortantes y Momentos eje de salida	63
Tabla 2.18. Resumen de concentradores de esfuerzos eje salida	64
Tabla 2.19. Características de los rodamientos del eje de entrada	66
Tabla 2.20. Características de los rodamientos del eje intermedio i.....	66
Tabla 2.21. Características de los rodamientos del eje intermedio II.....	66
Tabla 2.22. Características de los rodamientos del eje de salida	66
Tabla 2.23. Características de las cuñas del eje de entrada	68
Tabla 2.24. Características de las cuñas del eje de intermedio 1.....	68
Tabla 2.25. Características de las cuñas del eje de intermedio 2.....	68
Tabla 2.26. Características de las cuñas del eje salida.....	68
Tabla 2.27. Características técnicas de la junta empernada	74
Tabla 2.28. Esfuerzos críticos en la junta empernada.....	74
Tabla 2.29. Equipo utilizado.....	75
Tabla 2.30. Herramientas para usar en la construcción	75
Tabla 2.31. Instrumentos de medición y verificación	76
Tabla 2.32. Proceso de construcción de la carcasa de la caja de transmisión	78
Tabla 2.33. Proceso de mecanizado para la construcción del eje de entrada	79
Tabla 2.34. Proceso mecanizado para la construcción del soporte de rodamiento I ...	79
Tabla 2.35. Proceso de mecanizado para la modificación del cubo del piñón 16B-22z	80
Tabla 2.36. Proceso de construcción del manillar	80
Tabla 2.37. Formato de protocolo de pruebas – Parte I	84
Tabla 2.38. Formato de protocolo de pruebas – Parte II	85
Tabla 2.39. Costo de elementos normalizados – Módulo 1	86
Tabla 2.40. Costo de materiales – Módulo 1	87
Tabla 2.41. Costo de fabricación – Módulo 1	87
Tabla 2.42. Costo total del Módulo 1.....	87
Tabla 2.43. Costo de elementos normalizados – Módulo 2	88
Tabla 2.44. Costo de materiales – Módulo 2.....	89

Tabla 2.45. Costo de fabricación – Módulo 2	90
Tabla 2.46. Costo total del Módulo 2.....	91
Tabla 2.47. Costo de elementos normalizados – Módulo 3.....	91
Tabla 2.48. Costo de materiales – Módulo 3.....	91
Tabla 2.49. Costo de fabricación – Módulo 3.....	91
Tabla 2.50. Tabla costo total del Módulo 3.....	92
Tabla 2.51. Costo de elementos normalizados – Módulo 4.....	92
Tabla 2.52. Costo de materiales – Módulo 4.....	92
Tabla 2.53. Costo de fabricación – Módulo 4.....	92
Tabla 2.54. Costo total del Módulo 4.....	92
Tabla 2.55. Costo total de la máquina.....	93
Tabla 3.1. Puesto a punto del motocultor.....	97

RESUMEN

La agricultura urbana y periurbana es un fenómeno que surgió en el Ecuador a causa de la migración andina la que conllevó a generar pequeños huertos en barrios de la ciudad para alimentar a familias. Esta actividad requiere de largas y fatigantes jornadas de trabajo, por esta razón, en el presente proyecto se plantea el diseño y construcción de un motocultor. La máquina propuesta reduce el esfuerzo humano, disminuye el tiempo de trabajo e incrementa la eficiencia con la que se ejecuta el arado.

En primera instancia se realizó una recopilación de información acerca de la labranza, el suelo y los diferentes elementos constructivos que poseen máquinas similares en el mercado. Posterior a la misma, se tomó en consideración los requerimientos de los usuarios, se generó la solución más adecuada a construir, se realizó el cálculo de componentes, la selección de elementos normalizados que constituyen la máquina, elaboración de planos y un análisis de costo económico. Finalmente, se llevó a cabo un protocolo de pruebas con el fin de evaluar la funcionalidad de la máquina tomando en consideración parámetros como la tracción, velocidad y diferentes condiciones de trabajo.

Palabras clave: Agricultura, labranza, motocultor, protocolo de pruebas, tracción.

ABSTRACT

Small orchards have been developed in some Ecuadorian's neighborhoods due to the Andean migration setting a phenomenon is known as urban agriculture used to obtain products to feed families. This work is intended to design and construction of a machine known as walking tractor, which allows reducing long and tired working days and increasing the efficiency associated to that activity.

The methodology used in this work includes collecting information about tillage, farmland and elements of similar machines available on the market. In addition, user requirements have been considered to generate the optimum solution for each element, which were calculated and sized. Standardized parts were selected. Then, drawings and economic analysis were carried out.

Finally, the machine was subjected to a field test, where different parameters (traction, velocity, size, weight) were evaluated, and used to fine-tune the equipment.

Keywords: agriculture, walking tractor, tillage, traction, field test.

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOTOCULTOR PARA CULTIVO DE PRODUCTOS DE CICLO CORTO EN TERRENOS PEQUEÑOS”

INTRODUCCIÓN

A pesar del progreso tecnológico que ha experimentado nuestro país aún quedan muchas áreas por cubrir, entre ellas el área agrícola. La falta de tecnología local ha generado la necesidad de importar equipos para cubrir ciertas necesidades, pero que a la vez no se adaptan completamente a los requerimientos locales tales como: características del suelo, dimensiones de los terrenos cuyas áreas de trabajo oscilan dentro de un rango de 100 a 3000 m² [1], y terrenos con declives u ondulados. Cabe mencionar también los elevados costos de estos equipos importados entre las causas para que en la actualidad aún se utilicen animales y herramientas manuales para la labranza de suelos, así como la mano de obra empleada constituida por varios trabajadores.

Se puede hacer referencia a una agricultura minifundista, enfocada principalmente al autoabastecimiento o a una agricultura recreativa donde las actividades de preparación del suelo pueden llegar a ser agobiantes debido a las extensas jornadas de trabajo. Asimismo, los resultados obtenidos a partir de estas actividades completamente manuales no son óptimos ni uniformes.

Dentro de este contexto, la propuesta de este proyecto de titulación es diseñar y construir un motocultor que elimine o minimice los procesos manuales en las actividades agrícolas, optimizando el recurso tiempo e incrementando la producción mediante resultados más uniformes, con menor esfuerzo físico por parte del trabajador. Pero sobre todo contribuyendo en el avance tecnológico ecuatoriano, tal como se lo ha desarrollado previamente con propuestas de diseños, modelados y modificaciones de maquinaria agrícola a nivel regional [2], [3], [4] y que son guías para poder generar una mejora continua.

Pregunta de Investigación

¿Cómo diseñar y construir un motocultor para el cultivo de productos de ciclo corto en terrenos pequeños?

Objetivo general

Diseñar y construir un motocultor para cultivo de productos de ciclo corto en terrenos pequeños.

Objetivos específicos

- Determinar y establecer las condiciones de trabajo de la máquina
- Determinar la geometría y los materiales óptimos para asegurar la resistencia, estabilidad y eficacia en el diseño de cada componente
- Elaborar planos de conjunto y de taller de la máquina y sus respectivos componentes
- Construir la máquina y realizar pruebas de funcionamiento en campo

Alcance

Este proyecto tiene como finalidad presentar el diseño y construcción de un motocultor que permitirá realizar labores de labranza mediante el acoplamiento de diferentes herramientas, cálculos y planos que permitan la construcción y selección de los componentes, ensamblaje y protocolo de pruebas.

- Se considera la construcción de una herramienta de labranza primaria que permita realizar las pruebas en campo.
- No se considera el estudio de suelos, diseño y construcción de las demás herramientas de labranza, diseño de sistemas eléctricos, hidráulicos, que tengan relación con la máquina.

CAPÍTULO 1

1. MARCO TEÓRICO

En este capítulo se realiza una recopilación de información que permita definir y establecer cada uno de los parámetros de mayor importancia necesarios para realizar el diseño de una máquina que realice labores agrícolas en terrenos pequeños.

1.1 Productos de ciclo corto

Los cultivos de ciclo corto son todos aquellos cultivos cuyo ciclo de vida, transcurren en menos de 365 días. Con la particularidad de que una vez obtenido el fruto existe la necesidad de volverlos a sembrar, se pueden identificar 4 grupos:

- Cereales
- Oleaginosas
- Hortalizas
- Raíces y tubérculos

Para la obtención de cada uno de estos tipos de productos se debe trabajar el terreno y adecuarlo mediante una serie de actividades las cuales en conjunto dan lugar a la labranza.

1.2 Labranza

El término "labranza" es un término genérico y se usa ampliamente. La labranza abarca todas las operaciones de preparación que optimizan el suelo y las condiciones ambientales para la germinación de semillas, el establecimiento de plántulas y el crecimiento de los cultivos [5].

Si se toma en consideración un suelo no cultivado previamente la operación a realizarse se denomina labranza primaria o arado y cuya finalidad es descompactar el suelo dando lugar a la formación de terrones, para lograr este objetivo es necesario de un mecanismo que permita superar la resistencia del suelo a la deformación.

1.3 Resistencia del suelo [6]

1.3.1 Generalidades

La resistencia de un suelo a la deformación está determinada por su resistencia mecánica y que presenta dos componentes: resistencia cohesiva y resistencia friccional y cuyos valores varían significativamente dependiendo de la humedad, tamaño de las partículas, forma de los agregados, entre otros.

Estos factores definen los estados físicos del suelo los cuales son:

- Sólido cementado: elevada resistencia a la deformación
- Sólido elástico o friable: deformación proporcional a la carga.
- Plástico: deformación lenta bajo la acción de una carga
- Líquido viscoso: el suelo actúa como un fluido viscoso

1.3.2 Comportamiento del suelo

Desde el punto de vista mecánico se debe definir los esfuerzos a los que está sujeto el suelo. Normalmente la falla del suelo debida a una herramienta de labranza depende de los parámetros de resistencia de la superficie de falla, que consiste en una interfaz suelo/suelo y otro normalmente de suelo/ metal

Parámetros de la interfaz suelo/ suelo

La resistencia máxima al corte de un suelo depende de las componentes de cohesión y fricción del suelo y se puede cuantificar por la ecuación de Micklethwaite Ec. (1.2) que expresa la ecuación de Coulomb Ec. (1.1) en términos de fuerza.

$$\tau_{m\acute{a}x} = c + \sigma \tan \phi \quad \text{Ec. (1.1)}$$

Entonces

$$H_{m\acute{a}x} = cA + Q \tan \phi \quad \text{Ec. (1.2)}$$

Pero

$$Q = A\sigma \quad \text{Ec. (1.3)}$$

Donde

$\tau_{m\acute{a}x}$	Máximo esfuerzo de corte, MPa
C	Cohesión del suelo (depende del nivel de humedad), N/m^2
σ	Esfuerzo normal en la superficie de falla, MPa
ϕ	Ángulo de fricción interna suelo/ suelo (nivel de compactación del suelo, es función de la densidad en masa del suelo)
$H_{m\acute{a}x}$	Fuerza de corte máxima, N
A	Área de la superficie de falla, m^2
Q	Carga normal en la superficie, N

Valores típicos de cohesión y ángulo de fricción interna

En la Tabla 1.1 se puede apreciar valores típicos de cohesión y ángulo de fricción interna para diversos tipos de suelos y su tamaño de partículas.

Tabla 1.1. Valores típicos de cohesión y ángulo de fricción interna

Tipo de suelo	Tamaño típico de partículas (mm)	Estado	Ángulo de fricción	Cohesión (kN/m ²)
Arena con partículas medianas	1,1	Compactado	38°-40°	0
		Suelto	32°-35°	0
Arena fina con materia orgánica	0,5 - 0,8	Compactado	25°-30°	0
		Suelto	18°-22°	0
Franco arenoso	0,02 - 0,2	Friable	24°-28°	20-25
		Plástico	24°-28°	10-15
Franco	0,01	Friable	22°-26°	25-30
		Plástico	15°-19°	15-20
Arcilloso	0,002	Friable	17°-19°	40-60
		Plástico	10°-14°	25-30

(Fuente: Ashburner J. Elementos de Diseño del Tractor y Herramientas de Labranza)

Tomando en consideración estos valores referenciales se ha determinado que una forma de aumentar la tracción en un tipo de suelo común en la agricultura (suelo franco) es el de aumentar el área de contacto y la carga normal.

Parámetros de la interfaz suelo/ metal

Al tomar en consideración una herramienta de labranza se debe hablar del esfuerzo y fuerza de deslizamiento ya que generalmente estas trabajan deslizándose por el suelo. Este esfuerzo se puede expresar en términos de la ecuación de Coulomb Ec. (1.4) a diferencia radica en sus parámetros que se denominan adhesión (C_α) y ángulo de fricción suelo/ metal (δ).

$$\tau'_{\text{máx}} = c_\alpha + \sigma \tan \delta \quad \text{Ec. (1.4)}$$

Valores típicos de adhesión y ángulo de fricción suelo/ metal

En la Tabla 1.2 se puede apreciar valores típicos de adhesión y ángulo de fricción suelo/ metal para diversos tipos de suelos.

Tabla 1.2. Valores típicos de adhesión y ángulo de fricción

Adhesión C_a	Ángulo de fricción suelo/metal
Insignificante en la mayoría de los casos	Superficie pulida 5°
Arcillas plásticas con alta humedad 10-30 (kN/m ²)	Superficie limpia 5° a 15° Superficie oxidada 15° a 25°

(Fuente: Ashburner J. Elementos de Diseño del Tractor y Herramientas de Labranza)

Una vez que se conoce las características referentes a la resistencia del suelo y establecer que la actividad de labranza se lo realizará de forma mecánica, es necesario determinar una relación entre el suelo y la máquina.

1.4 Relaciones entre el suelo, el tiro y la tracción

1.4.1 Tiro o Fuerza de arrastre

Se denomina tiro a la fuerza requerida para arrastrar un implemento de labranza que se encuentra dentro del suelo [7]. En maquinaria hace referencia a la resistencia específica del suelo a la labranza, estos valores generalmente se indican como fuerza por unidad de ancho del implemento.

$$k = \frac{D}{ab} \quad \text{Ec. (1.5)}$$

Donde

- k Resistencia específica del suelo a la labranza, N/cm² (lb_f/pulg²)
- D Fuerza de tiro, N/lb_f
- a Profundidad de trabajo, cm (pulg)
- b Ancho de trabajo, cm (pulg)

Los requerimientos de fuerza variarán para cada tipo suelo y en gran parte deben ser medidos en condiciones de campo. Sin embargo, existe la posibilidad de una predicción de estos requerimientos frente a un rango de herramientas resultado de diversas publicaciones realizadas por ingenieros agrícolas, fabricantes y cuyo resumen se puede observar en la tabla del ANEXO I.

Por otro lado, la Sociedad Americana de Ingenieros Agrícolas y Biológicos (ASABE) provee una expresión matemática para cuantificar de forma aproximada los requerimientos de tiro y potencia para implementos de labranza en varios tipos de suelo en la norma ASAE D497 [8].

Típicos requerimientos de tiro se pueden calcular con la Ec. (1.6)

$$D = F_i[A + B(s) + C(s)^2]WT \quad \text{Ec. (1.6)}$$

Donde

- D Fuerza de tiro del implemento, N (lb_f)
- F Parámetro adimensional de ajuste de la textura del suelo, (ANEXO II)
- i 1, 2, 3 para suelos de textura fina, mediana y gruesa respectivamente
- A, B, C Parámetros específicos de la máquina, (ANEXO II)
- S Velocidad en campo, km/h (miles/h)
- W Ancho de la herramienta, m (pies)
- T Profundidad de labranza, cm (pulg) para herramientas principales, 1 (adimensional) para herramientas de labranza menores e implementos de siembra

1.4.2 Tracción

La tracción hace referencia a la fuerza horizontal generada por la máquina agrícola y que permite desplazar el apero del que tira a través del suelo superando las fuerzas de tiro [7], (ver Figura 1.1)

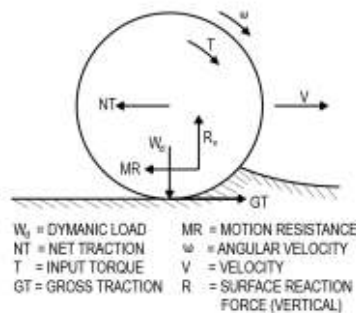


Figura 1.1. Velocidades y fuerzas en una sola rueda con fuerzas de reacción del suelo (Fuente: ASAE S296)

Tracción bruta (GT): Es la tracción teórica y definida como el par de entrada dividido por el radio de rodadura [9]. Se puede expresar por la Ec. (1.7)

$$GT = W[0,88(1 - e^{-0,1B_n})(1 - e^{-7,5s}) + 0,04] \quad \text{Ec. (1.7)}$$

Tracción Neta: Definido como la fuerza en la dirección de desplazamiento, desarrollada por el dispositivo de tracción y transferida al vehículo [9]. Se puede expresar por la Ec. (1.8)

$$NT = W \left[0,88(1 - e^{-0,1B_n})(1 - e^{-7,5s}) - \frac{1}{B_n} - \frac{0,5s}{\sqrt{B_n}} \right] \quad \text{Ec. (1.8)}$$

Donde

- W Carga dinámica de la rueda en unidades de fuerza normal a la superficie del suelo, kN (lb_f)
- B_n Relación adimensional (ver ASAE D497 cláusula 3)
- s Deslizamiento (slip), decimal
- e Base del logaritmo natural

La fuerza de tracción varía de acuerdo con los siguientes factores: resistencia al movimiento (resistencia a la rodadura) y el patinaje (slip).

Resistencia al movimiento (MR): definido como la diferencia entre la tracción bruta y la tracción neta [9]. Se puede expresar por la Ec. (1.9)

$$MR = GT - NT = W \left(\frac{1}{B_n} + 0,04 + \frac{0,5s}{\sqrt{B_n}} \right) \quad \text{Ec. (1.9)}$$

Patinaje, deslizamiento o slip (s): ocurre cuando la rueda motriz en lugar de recorrer una distancia igual al de su circunferencia recorre una menor. La ASAE S496 [10], propone cuantificarlo por la Ec. (1.10) o tomar en referencia a la Tabla 1.3.

$$s = \frac{A_n - A_1}{A_n} 100 \quad \text{Ec. (1.10)}$$

Donde

- S slip, porcentaje
- A_n Avance en condiciones sin carga por revolución de la rueda, m (pies)
- A_1 Avance bajo condiciones de carga reales por revolución de la rueda, m (pies)

Tabla 1.3. Rango de deslizamiento óptimo (%)

	Deslizamiento (slip)
Concreto	4 - 8 %
Superficie firme	8 - 10%
Suelo preparado labrado	11 - 13%
Suelos blandos y arenas	14 - 16%

(Fuente: ASAE D496, clausula 3)

Tomando en consideración los aspectos mencionados anteriormente y que están relacionados con la eficiencia de tracción, es importante considerar el diseño de una máquina que cumpla con los requerimientos de potencia y que permita realizar las actividades de labranza.

Debido a la aplicabilidad de la máquina propuesta en este proyecto de titulación, el cual es enfocado a terrenos de pequeñas dimensiones, dicha máquina toma el nombre de motocultor o motoazada.

1.5 Motocultor y sus componentes

1.5.1 Definición

El motocultor se considera una máquina para ser conducida a pie y destinada a accionar y/o arrastrar diferentes útiles de trabajo, que posee un solo eje de ruedas y es guiado por manceras, pero preparado para el acople de diferentes aperos que le permiten realizar un variado número de operaciones agrícolas [11].

Se utiliza para labranza de pequeñas y medianas superficies como las empleadas en agricultura minifundista y de baja renta, horticultura, invernaderos y actividades de ocio como jardinería.

1.5.2 Tipos de motocultores

Los motocultores se pueden clasificar:

Según su combustible:

- Motor a Gasolina (generalmente de baja potencia)
- Motor a Diésel (Son equipados en motocultores de mediana y alta potencia)

Según el tipo de embrague:

- Embrague seco
- Bañado en aceite (Multidisco)

1.5.3 Sistemas y elementos del motocultor (ver Figura 1.2)

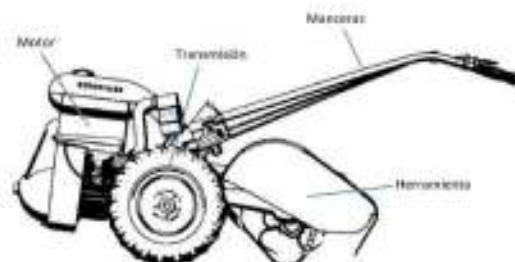


Figura 1.2. Estructura básica de un motocultor
(Fuente: Frazer Rototiller Parts: <https://spanish.alibaba.com/product-detail/frazer-rototiller-parts-135538548.html>)

Bastidor: Es la estructura metálica que sostiene el motor y demás mecanismos.

Manceras: estructura generalmente metálica y que puede estar provista de algún tipo de sistema antivibraciones en el que se ubican los mandos que intervienen en las operaciones habituales como: embrague, frenos, cambio de marchas, etc. (Ver Figura 1.3). Cada mando debe estar situado de forma que sea accesible y fácil de usar y debe estar acompañado de su respectiva señalización indicando su función.

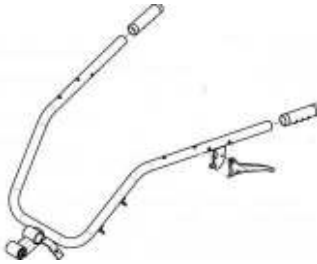


Figura 1.3. Estructura de las manceras
(Fuente: BCS Two Wheel Tractors - Parts Diagrams)

Motor: Genera la potencia requerida para el funcionamiento del motocultor. Su montaje es delantero y generalmente se utilizan motores de un cilindro de combustión interna (Gasolina o Diésel)

Sistema de transmisión: Mecanismo encargado de transmitir potencia entre dos o más elementos dentro de una máquina. Generalmente puede estar compuesto por las siguientes partes:

- **Embrague:** mecanismo de accionamiento mecánico que sirve para conectar o desconectar el movimiento del motor hacia la transmisión.
- **Grupo reductor:** conformado por bandas, cadenas o engranajes y que permiten reducir la velocidad que entrará al eje primario de la caja de velocidades
- **Caja de cambios:** Está compuesta de engranajes fijos y deslizantes que, al combinarse entre ellos, ofrecen diversas alternativas de fuerza y velocidad

Ruedas agrícolas: Lo que se busca principalmente es conseguir una máxima adherencia con una mínima compactación del suelo, minimizando las pérdidas por deslizamiento.

Implementos de trabajo: Son las distintas herramientas que se pueden acoplar al motocultor con la finalidad de ejecutar tareas de labranza primaria o secundaria.

1.6 Análisis de productos de la competencia (o benchmarking)

Un aspecto clave para el correcto desarrollo de un producto es disponer de una información adecuada y suficiente. Esto incluye aspectos referentes la búsqueda de

patentes o un análisis los productos de la competencia y que al ser realizados de manera adecuada evitan una pérdida de tiempo y recursos.

1.6.1 Benchmarking para motocultores

Del proceso de análisis de motocultores de la gama baja útiles para quién trabaja un huerto a modo de hobby o una pequeña explotación agrícola a tiempo parcial. Se obtienen numerosas informaciones de interés, de las cuales se dan algunos ejemplos:

- El rango de potencia otorgado por los motores varía entre 5,5 cv a 9,5 cv
- La fuerza de tracción varía entre el rango de 120 a 140 kgf
- Transmisión principal a base de bandas y poleas dobles
- Embrague principal de tensor o de discos de fricción
- Caja reductora formado por engranajes y piñones montado en árboles nervados dispuestos en una carcasa de aluminio o fundición gris bañado en aceite
- Velocidad del eje de las ruedas de 23-42 rpm para la primera marcha y 89-120 rpm para la 2da marcha
- El cambio de velocidades es de transmisión mecánica de malla deslizante, los engranes del eje principal pueden deslizarse por el eje
- Ajuste independiente del manillar lo que permite establecer una altura diferente brindando una maniobrabilidad más conveniente al trabajar en condiciones en las que la máquina se inclina debido al desplazamiento de una rueda sobre el surco terminado y la otra sobre el suelo en bruto
- Desunión de las ruedas, se genera una desconexión de una o ambas ruedas. Esta función es especialmente útil cuando, durante el arado o el cultivo, llega al final del campo y necesita girar el timón 180 grados para continuar trabajando. Al presionar la palanca de separación de la rueda, la máquina puede girar fácilmente alrededor de su eje
- Eje hexagonal de 22 a 32 mm que se conectan al eje de salida de la transmisión mediante un pasador de horquilla
- Neumáticos para labores agrícolas cuyo diámetro está dentro del rango de 400-600 mm y un ancho de 100-150 mm

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA

En este capítulo se detalla el proceso para el diseño y selección de elementos mecánicos utilizados para la construcción de un motocultor, mediante el estudio y selección de alternativas, cumpliendo con los criterios de la Ingeniería Concurrente.

En primera instancia, la fase de diseño del motocultor propuesto inicia con la búsqueda de documentación referencial acerca de los tipos de suelos más críticos y sus características, con el objetivo de determinar de forma aproximada las fuerzas de corte necesarias para el arado y que, en conjunto con las necesidades establecidas por el cliente y los criterios definidos por el ingeniero, se pueda definir las especificaciones técnicas del equipo por medio de la casa de la calidad.

Una vez determinado estas especificaciones, el siguiente paso hace referencia al análisis y selección de alternativas por medio del desarrollo de un análisis funcional modular que permitirá observar más detalladamente, en cada nivel, el funcionamiento de las partes constituyentes de la máquina.

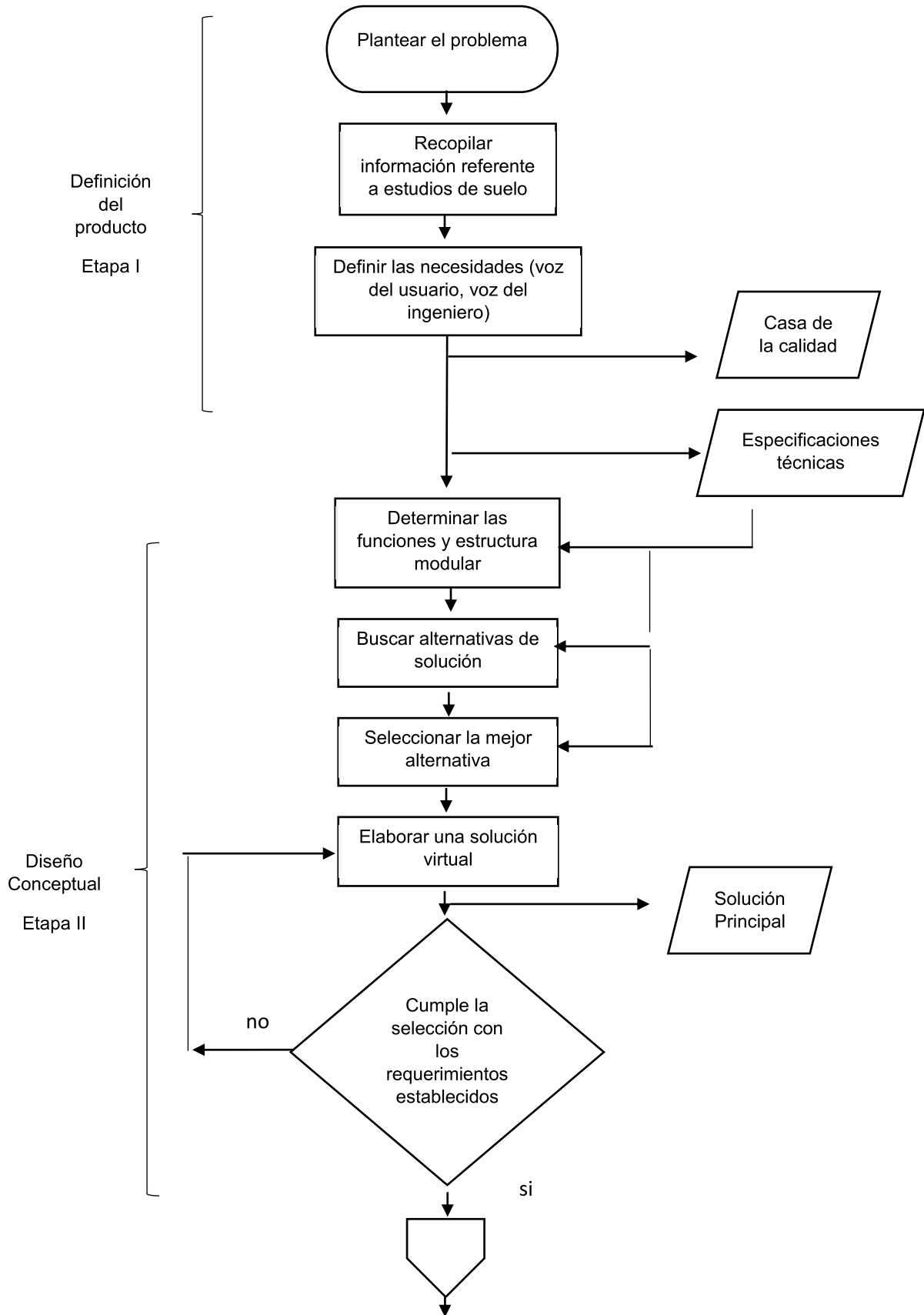
Después de haber encontrado las diferentes alternativas para cada módulo, se procede a la selección de la mejor opción por medio del método ordinal corregido de criterios ponderados y se establece una solución virtual obtenida en un software CAD.

La solución virtual da lugar a la selección de materiales, así como también el diseño preliminar y selección de los elementos mecánicos constituyentes del equipo y que serán modificados hasta obtener un diseño óptimo que será representado en planos de conjunto, subconjunto y de taller.

El siguiente paso por considerar es el referente al análisis económico y posterior construcción de la máquina en el que se detallarán en forma general los procesos de fabricación.

Finalmente, se procederá a la realización de pruebas de funcionamiento en campo con la ayuda de una herramienta de arado.

Un diagrama de flujos en el que se representa la metodología propuesta se lo puede observar en la Figura 2.1.



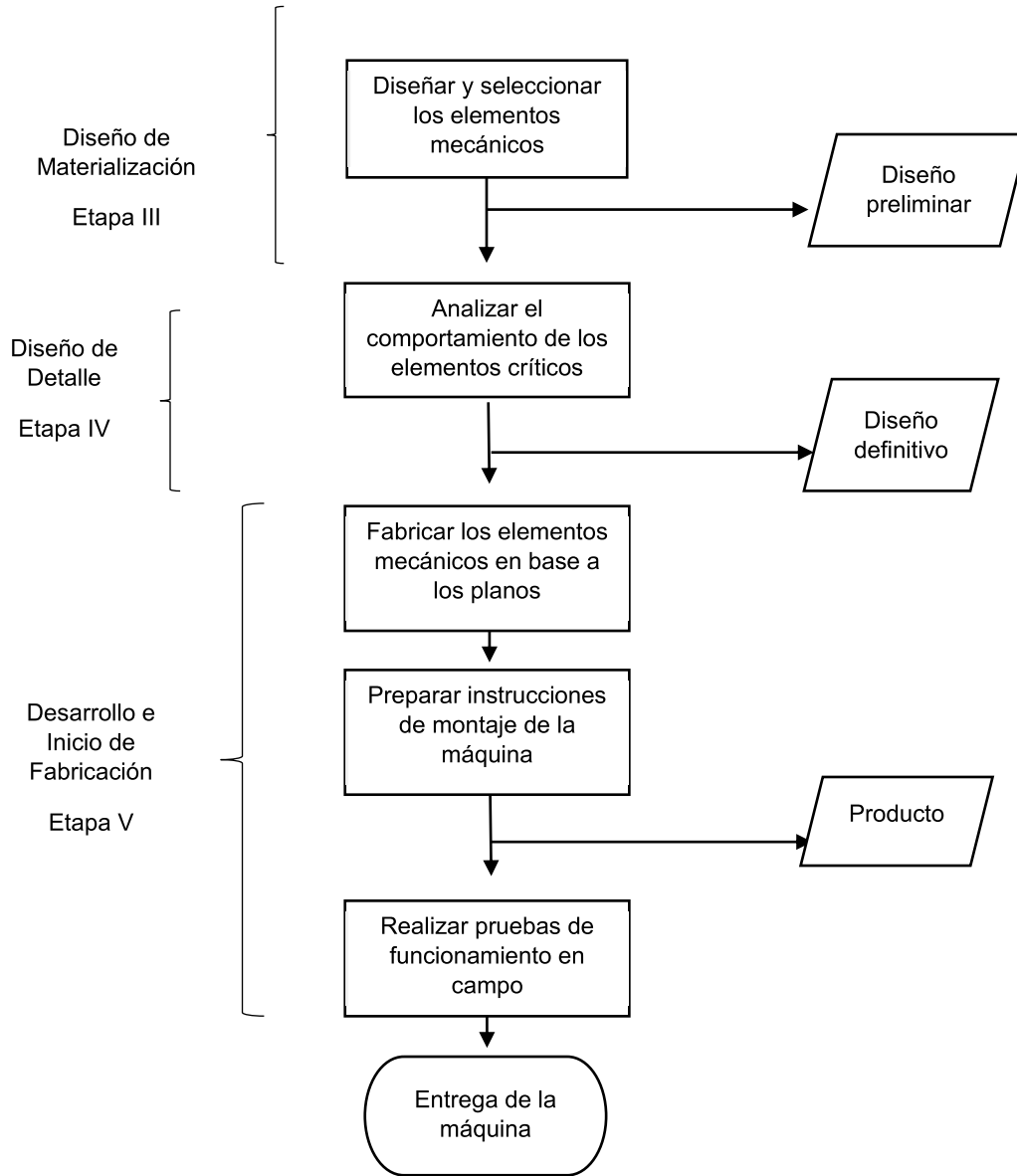


Figura 2.1. Diagrama de flujo -Metodología
(Fuente: Propia)

2.1 Determinación de las especificaciones técnicas

2.1.1 Consideraciones generales

El diseño propuesto en el presente proyecto de titulación tiene como finalidad el de satisfacer las necesidades de los agricultores en relación con procesos de arado del suelo, en aplicaciones minifundistas o recreativas. Se toma como referencia a los diferentes diseños existentes como base para un diseño que se adapte a los requerimientos del usuario y condiciones de un suelo de textura fina y/o mediana.

2.1.2 Casa de la calidad

Para poder satisfacer de mejor manera las exigencias del usuario hay que tomar en cuenta tanto las consideraciones del cliente como del ingeniero. La casa de la calidad es una herramienta importante del diseño para lograr una sinergia entre el criterio ingenieril y la necesidad del usuario [12].

Voz del usuario

De acuerdo con las necesidades del usuario, la máquina debe contar con las siguientes características:

- Barato
- Que permita arar el suelo
- Que trabaje en condiciones adversas
- Poder usar varias herramientas
- Trabajo frecuente
- La máquina no debe de ser muy pesada
- De dimensiones pequeñas
- Fácil de usar
- Sea adaptable a diferentes alturas, dependiendo del usuario
- Que se pueda trabajar a una velocidad adecuada
- Fácil mantenimiento

Voz del ingeniero

Ya establecidos los requerimientos del cliente se procede a traducirlos en criterios técnicos:

- Precio
- Fuerza de Tiro
- Fuerza de Tracción

- Sistema de acople
- Tiempo de operación
- Peso
- Dimensión
- Operación sencilla
- Manceras Regulables
- Velocidad
- Montaje sencillo

Consideraciones para la elaboración de la casa de la calidad

La casa de la calidad (ver ANEXO III) fue realizada con base en el procedimiento del texto Diseño Concurrente [12], sin embargo, se ha tomado ciertas consideraciones con la finalidad de adecuarlo al presente proyecto de titulación. Éstas son:

- En la columna A, la cual hace referencia a la evaluación de cumplimiento propio y al no contar con un producto previo se considera la más baja puntuación en todos los parámetros.
- Además, en las columnas referentes a la competencia se considera productos que se encuentran solo disponibles bajo pedido en el Ecuador.

Conclusiones de la casa de la calidad

Dado que el cliente no ha hecho ninguna indicación sobre cuáles de estas demandas son básicas, unidimensionales o estimulantes, se define:

- Demandas básicas: 5, 8
- Demandas unidimensionales: 1, 2, 3, 6, 7, 9, 11
- Demandas estimulantes: 4, 10

Al realizar el análisis de competencia el resultado indica que se debe concentrar los esfuerzos en cinco puntos que abarcan el 61,9 % de las mejoras y que en orden de importancia son: trabajo frecuente, dimensiones pequeñas, arar el suelo, trabajo adverso y barato.

Luego de evaluar la incidencia de las características técnicas de mejora del producto se desprenden cinco de ellas que tienen incidencias significativas y que abarcan el 69 % y que en orden de importancia son: velocidad, sistema de acople, fuerza de tiro, precio, tiempo de operación.

2.1.3 Especificaciones técnicas

Las especificaciones técnicas necesarias para establecer los requerimientos y deseos del producto se resumen en la Tabla 2.1 cuyo formato se establece en Riba [12].

Tabla 2.1. Especificaciones técnicas de la máquina.

Empresa cliente:		Producto:		Fecha inicial: 25/06/2019
Empresa de ingeniería:		Motocultor		última revisión: 03/11/2019
EPN				Página 1/1
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función	25/06/2019	C/I	R	Uso aconsejable: aplicaciones de trabajo en huerto a modo de hobby o una pequeña explotación agrícola (100 - 1500m ²)
	25/06/2019	D	R	Uso de aperos posteriores por medio de acople
	25/06/2019	C/D	D	Manceras: regulable en altura
Energía	25/06/2019	I	R	Potencia: 6,5 hp máx.
	25/06/2019	I	R	Combustible: gasolina
	25/06/2019	I	R	Arranque: manual, a cuerda
Movimientos	25/06/2019	D	D	Transmisión: poleas y cadenas
	25/06/2019	D	D	Embrague: tensor de polea
	25/06/2019	C+I	R	Velocidad avance: 1 – 2,2 m/s
Fuerzas	25/06/2019	I	R	Fuerza de Tracción: 120-150 kgf aprox.
Dimensiones	25/06/2019	I	D	Rueda Tracción: 5.00 x 12
	25/06/2019	C/D	D	Dimensiones: 1720 x 600 x 1000 (posición normal)
	25/06/2019	I	D	Peso: 120-130 kg aprox.
Aspectos legales	25/06/2019	N	R	Norma UNE_EN_709_1997

Propone
R/D

C: Cliente
R: Requerimiento

I: Ingeniería
D: Deseo

D: Diseñador
N: Norma
MR: Modificación de Requerimiento

(Fuente: Propia)

2.2 Análisis y selección de alternativas

2.2.1 Estructura funcional y modular para el diseño de un motocultor

Estructura funcional

Con el propósito de describir y resolver los problemas de diseño, se introduce el concepto de función, que es cualquier transformación entre unos flujos de entrada y de salida, tanto si se trata de funciones dinámicas o estáticas [12].

Estructura modular

Conformada por diversos bloques constructivos, orientada a ordenar e implantar las distintas funciones y a facilitar las operaciones de composición del producto [12].

La estructura funcional puede representarse o bien a nivel de la función global, o bien, puede subdividirse en partes, esto dependerá de la complejidad del sistema.

Nivel 0

La función global de este sistema puede representarse tal como se muestra en la Figura 2.2

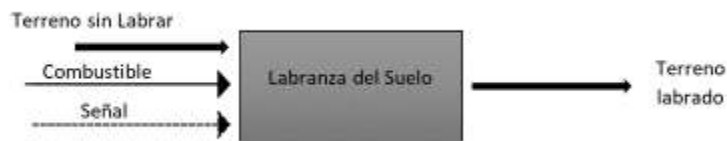


Figura 2.2. Nivel 0 - Estructura funcional y modular
(Fuente: Propia)

Nivel 1

Se puede apreciar en la Figura 2.3, para el nivel 1 se presentan cuatro modos de operación (módulos) principales, cuyas funciones permiten cumplir con la función global.

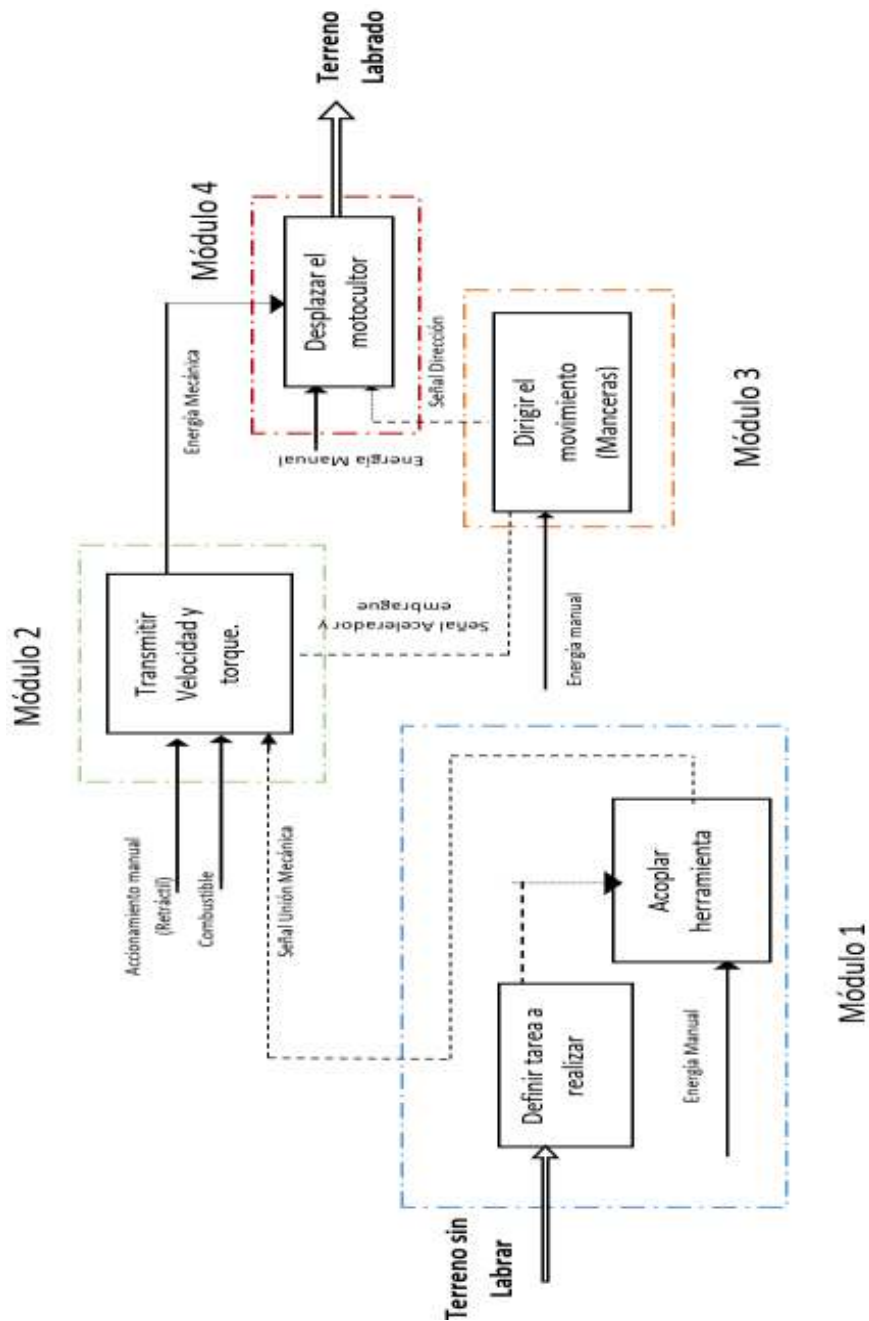


Figura 2.3. Nivel 1- Estructura funcional y modular
(Fuente: Propia)

Nivel 2

Para tener una visión más clara de la estructura funcional, se debe realizar el análisis de las subfunciones del nivel 1 y para ello es necesario crear un nuevo nivel. Así, en el nivel 2 se concluye con la representación de la estructura funcional de la máquina y el cual se muestra en la Figura 2.4.

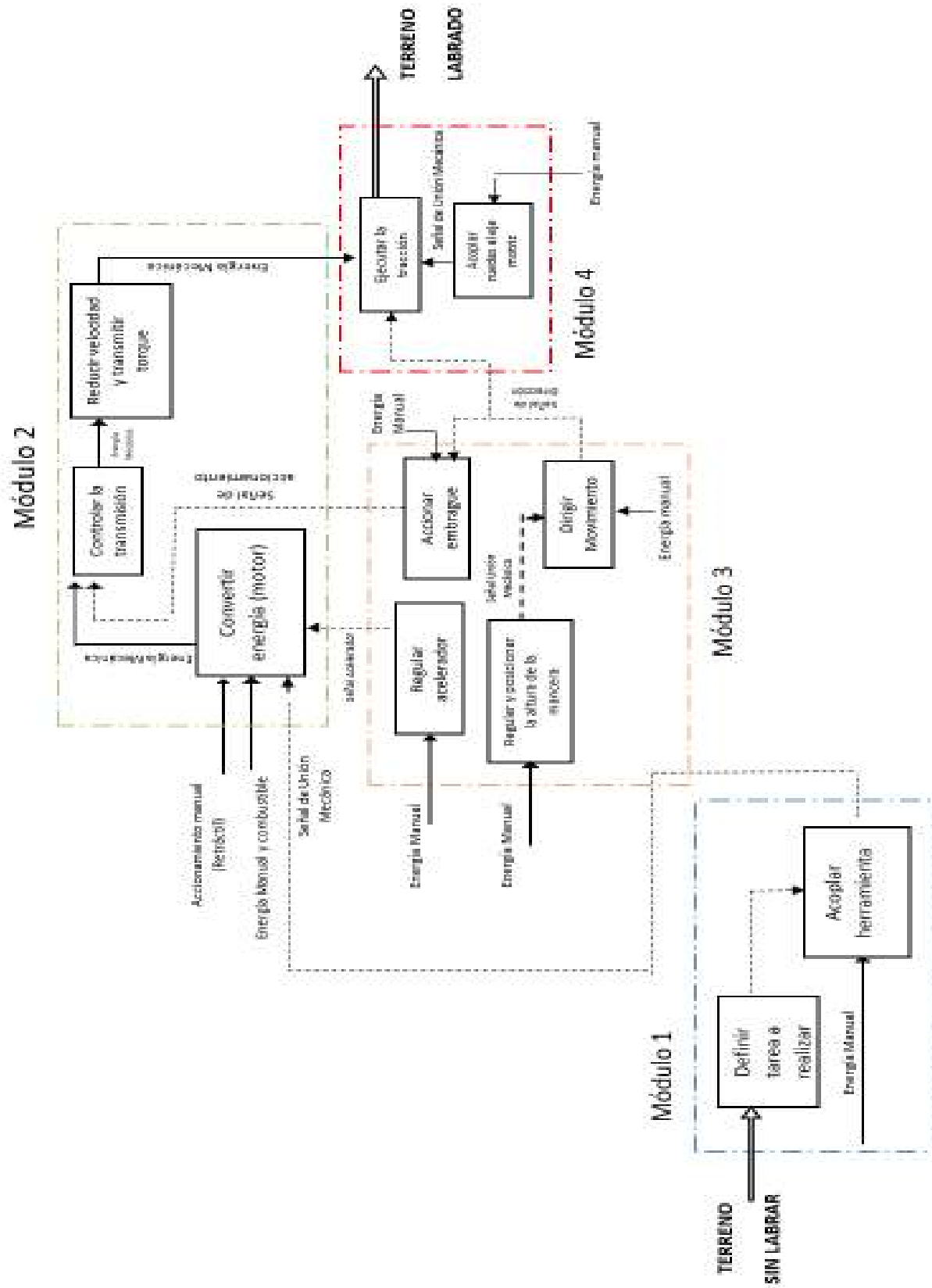


Figura 2.4. Nivel 1- Estructura funcional y modular (Fuente: Propia)

2.2.2 Principios de solución

Como se puede apreciar en la Figura 2.4, se obtuvieron cuatro módulos cuyas funciones permiten describir la tarea global que debe realizar el motocultor y estas son:

- Módulo 1: Selección y acoplamiento de la herramienta de trabajo
- Módulo 2: Transmisión de velocidad y torque
- Módulo 3: Dirección y control del movimiento
- Módulo 4: Desplazar motocultor

Para cada una de las subfunciones se proponen posibles soluciones, las cuales se combinarán obteniendo diferentes alternativas para cada módulo. Cada alternativa se evaluará y se seleccionará la que brinde mejores prestaciones.

2.2.2.1 Módulo 1: Selección y acoplamiento de la herramienta de trabajo

Este módulo cumple con las siguientes subfunciones:

- Definir la tarea a realizar
- Unir y posicionar la herramienta

Definir la tarea a realizar

Existen varias herramientas que permiten realizar tareas de acondicionamiento del suelo para el cultivo de diversos productos.

La forma más común se lo realiza por medio de una herramienta denominada vertedera que permite la descompactación con inversión del suelo y la cual se compone por: reja, vertedera, bastidor (ver Figura 2.5).



Figura 2.5. Herramienta de arado-Vertedera
(Fuente: Propia)

Acoplar la herramienta

El acople depende principalmente del tamaño de la herramienta a ser utilizada y pueden ser montadas en la parte posterior del motocultor. Además, pueden facilitar la conexión de la herramienta a la transmisión.

Al tratarse de una máquina destinada principalmente para terrenos de dimensiones pequeñas y que se desea implementar una sola herramienta de trabajo, una barra de tiro se considera como la mejor opción. Este acople sirve para unir herramientas agrícolas de arrastre al motocultor, se ubica en la parte posterior baja y su altura puede ser fija o regulable (ver Figura 2.6).

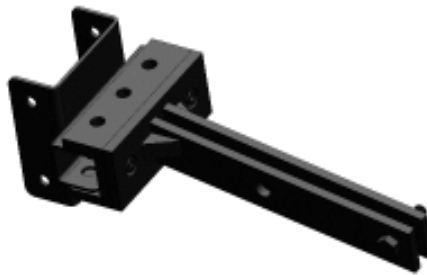


Figura 2.6. Barra de tiro
(Fuente: Propia)

Alternativa – Módulo 1 (ver Figura 2.7)



Figura 2.7. Alternativa I - Módulo 1
(Fuente: Propia)

Ventajas

- Volteo de los residuos de vegetación para una mejor integración y descomposición
- Ideal para levantar la tierra de forma regular sin modificar el nivel del suelo de cultivo
- Apropiado para cultivos de regadío

- Adaptación a una gran variedad de suelos
- Acoplamiento sencillo
- Diseño relativamente sencillo

Desventajas

- No apropiado para suelos que están muy sueltos
- Inconvenientes en suelos que presentan muchos obstáculos (piedras raíces muy profundas)
- Necesidad de una fuerza de tracción elevada

2.2.2.2 Módulo 2: Transmisión de velocidad y torque

Este módulo cumple con las siguientes subfunciones:

- Convertir energía
- Controlar la transmisión
- Reducir velocidad y transmitir torque

Convertir energía

Al tomar en consideración la clasificación de motocultores y el uso aconsejable que se le dará al equipo, la forma más práctica de efectuar esta tarea es mediante un motor de gasolina de accionamiento manual (retráctil) que se acopla a la estructura mediante pernos. Es enfriado por aire con una autonomía de funcionamiento de 2 a 3 horas. (ver Figura 2.8).



Figura 2.8. Características motor mono cilíndrico combustión interna
(Fuente: https://www.mapsacatalogo.com/productos-mmco_honda_motor_04.html)

Controlar la transmisión

Esta subfunción básicamente hace referencia al sistema de embrague, ya que se pretende transmitir o interrumpir la transmisión de energía mecánica del motor hacia las ruedas de manera voluntaria. Estos sistemas pueden ser:

- **Alternativa 1- Subfunción (Controlar la transmisión)**

Embrague de disco que conecta al eje del motor con el eje de entrada de la transmisión utilizando a la fricción como mecanismo accionador de esta conexión (ver Figura 2.9).



Figura 2.9. Embrague de disco
(Fuente: <http://www.nertor.com/Catalogos/Catalogo%20Embragues%202015.pdf>)

- **Alternativa 2 - Subfunción (Controlar la transmisión)**

Sistema embrague reductor. El cual, además de proporcionar el primer nivel de reducción a través de bandas y poleas, permite conectar y desconectar la transmisión de potencia mediante el accionamiento de un tensor (ver Figura 2.10).



Figura 2.10. Embrague por tensor
(Fuente: Propia)

Reducir velocidad y transmitir torque

Toda máquina accionada por un motor necesita una adaptación de la velocidad nominal de dicho motor, con la finalidad de establecer un buen funcionamiento de la misma.

La forma de lograr este objetivo es mediante la implementación de poleas, cadenas o engranes. Además, pueden ser utilizados en conjunto para determinar cada etapa de reducción.

- **Alternativa 1 - Subfunción (Reducir velocidad y transmitir torque)**

Sistema de cadenas y ruedas dentadas montadas en ejes sobre los cuales los piñones estarán acoplados proporcionando una única velocidad de salida.

Para el soporte se considera una estructura formada por placas de acero soldadas que servirá de apoyo tanto para los ejes como para el motor y que presentará una sección desmontable cuya finalidad es el de realizar el mantenimiento de los elementos interiores (ver Figura 2.11).



Figura 2.11. Reductor de cadenas
(Fuente: Propia)

- **Alternativa 2 - Subfunción (Reducir velocidad y transmitir torque)**

Tren de engranes con un eje nervado sobre el cual se desplazarán y acoplarán los engranes proporcionando distintas velocidades de salida, tanto de avance como de reversa.

Para el soporte se considera una carcasa de fundición gris con agujeros al que se acoplarán los elementos como soportes para el motor y la herramienta, unidos por medio de pernos y tornillo (ver Figura 2.12).

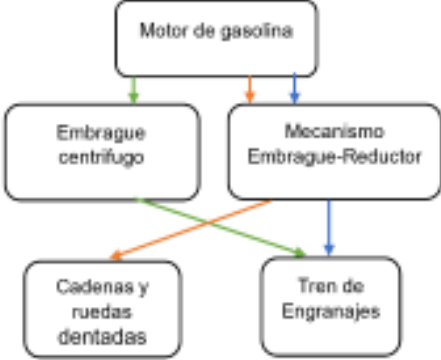


Figura 2.12. Tren de engranajes
(Fuente: Propia)

Diagrama matriz morfológica para módulo 2

Una vez encontradas las soluciones a las subfunciones del módulo 2, éstas se combinan como muestra la Tabla 2.2.

Tabla 2.2. Matriz morfológica - Módulo 2

Función	Soluciones
Activar fuente de energía	
Controlar la transmisión	
Reducir velocidad y transmitir torque	
	<p style="text-align: center;"> Alternativa I Alternativa II Alternativa III </p>

(Fuente: Propia)

Alternativa I – Módulo 2 (ver Figura 2.13)



Figura 2.13. Alternativa I - Módulo 2
(Fuente: Propia)

Ventajas

- La sencillez de operación, montaje y/o desmontaje del sistema para llevar a cabo el mantenimiento
- La reducción por cadenas permite obtener altos torques mismos que son ideales para los requerimientos del motocultor
- El mecanismo embrague-reductor cumple dos funciones la de embrague y de primer escalón de reducción

Desventajas

- La configuración de la caja de reducción por cadenas conlleva a obtener una única velocidad de trabajo
- El accionamiento del tensor causa un desgaste considerable en las bandas lo que reduce su vida útil

- Emite gases contaminantes debido al uso de un motor de combustión interna

Alternativa II – Módulo 2 (ver Figura 2.14)

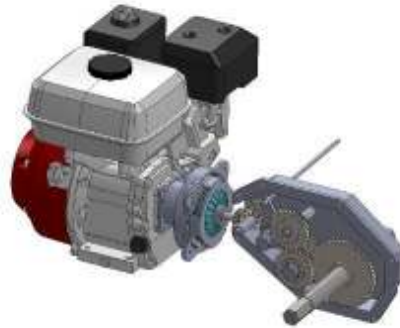


Figura 2.14. Alternativa II - Módulo 2
(Fuente: Propia)

Ventajas

- La caja de engranes proporciona diversos escalones de reducción y por consiguiente varias velocidades de salida
- La presencia de un embrague de disco permite realizar cambios de marcha sin apagar el motor

Desventajas

- El montaje y desmontaje de las partes al momento de llevar a cabo el mantenimiento presenta un considerable nivel de complejidad
- Emite gases contaminantes debido al uso de un motor de combustión interna
- Diseño más complejo de los elementos mecánicos
- Necesidad de una transmisión entre ejes perpendiculares que se cortan
- Mayor costo de fabricación

Alternativa III – Módulo 2 (ver Figura 2.15)



Figura 2.15. Alternativa III - Módulo 2
(Fuente: Propia)

Ventajas

- La caja de engranes proporciona diversos escalones de reducción y por consiguiente varias velocidades de salida
- Engranajes con menor número de dientes ya que se realiza una reducción con el embrague reductor
- La sencillez de operación, montaje y/o desmontaje del embrague

Desventajas

- El montaje y desmontaje de las partes al momento de llevar a cabo el mantenimiento presenta un considerable nivel de complejidad
- El accionamiento del tensor causa un desgaste considerable en las bandas lo que reduce su vida útil
- No existe la necesidad de una transmisión entre ejes perpendiculares que se cortan
- Mayor costo de fabricación que la alternativa I, pero menor que la alternativa II

2.2.2.3 Módulo 3. Dirección y control del movimiento

Este módulo cumple con las siguientes subfunciones:

- Dirigir el movimiento
- Regular y posicionar la altura de la mancera
- Regular acelerador
- Accionar embrague

Dirigir el movimiento

La forma más apropiada de realizar esta acción es mediante la implementación de una estructura denominada manillar conformada principalmente de un perfil circular, la cual se conecta al motocultor y en la que se montan los dispositivos de control (ver Figura 2.16)



Figura 2.16. Mancera
(Fuente: Propia)

Regular y posicionar la altura de la manecera

Se debe establecer una altura diferente que se adapte a la altura del operario brindando un mayor confort a la hora de realizar el arado del suelo. Además, se debe tomar en consideración un diseño que brinde una mayor rigidez, de tal forma que se puede disminuir las vibraciones.

- **Alternativa 1 - Subfunción (Regular y posicionar la altura)**

Sistema de abrazadera montado en una placa de acero, cuya fijación se la realiza con ayuda de pernos (ver Figura 2.17).



Figura 2.17. Abrazadera - Elemento de sujeción
(Fuente: Propia)

- **Alternativa 2 - Subfunción (Regular y posicionar la altura)**

Mecanismo de posicionamiento angular compuesto por una guía ranurada graduada y cuya posición se fija con la ayuda de un pasador (ver Figura 2.18).



Figura 2.18. Mecanismo de posicionamiento angular
(Fuente: Propia)

Regular acelerador

La solución más práctica de realizar esta subfunción consiste en una maneta aceleradora que conecta el regulador con el mecanismo de la mariposa del acelerador en el motor mediante un cable. Acelera al motor al variar la posición de la palanca (ver Figura 2.19).



Figura 2.19. Maneta aceleradora
(Fuente: Propia)

Accionar embrague

La alternativa más práctica de lograr este objetivo consiste en una maneta de embrague que conecta la leva del embrague de la maneta con el pivote del mecanismo tensor mediante un cable. El accionamiento ocurre cuando la leva es llevada de la posición (A) a la posición (B) y que al ser soltada desactiva la transmisión de movimiento inmediatamente (ver Figura 2.20).



Figura 2.20. Maneta de embrague
(Fuente: Propia)

Diagrama matriz morfológica para módulo 3

Una vez encontradas las soluciones a las subfunciones del módulo 3, éstas se combinan como muestra la Tabla 2.3.

Tabla 2.3. Matriz morfológica - Módulo 3

Función	Soluciones
Dirigir movimiento	<pre> graph TD Mancera --> Abrazadera Mancera --> Posicionador[Posicionador angular graduable] Abrazadera --> ManetaA[Maneta aceleradora] Posicionador --> ManetaA ManetaA --> ManetaE[Maneta de embrague] </pre>
Regular y posicionar la altura de la mancera.	
Regular acelerador	
Accionar tensor	

(Fuente: Propia)

Alternativa I – Módulo 3 (ver Figura 2.21)



Figura 2.21. Alternativa II – Módulo 3
(Fuente: Propia)

Ventajas

- Regulación de la altura sencillo y rápido
- La regulación de la altura es ilimitada

Desventajas

- Existe un juego entre los elementos lo que genera un aumento de las vibraciones
- Mantener la altura de la macera depende del grado de ajuste aplicado

Alternativa II – Módulo 3 (ver Figura 2.22)



Figura 2.22. Alternativa II – Módulo 3
(Fuente: Propia)

Ventajas

- Regulación de la altura de las manceras es sencillo y rápido
- Menor juego entre los elementos lo que disminuye las vibraciones

Desventajas

- La regulación de la altura y del posicionamiento lateral se ve limitada por el número de orificios
- Una mayor cantidad de orificios dan lugar a que el mecanismo se deforme con mayor facilidad

2.2.2.4 Módulo 4. Desplazar motocultor

Este módulo cumple con las siguientes subfunciones:

- Acoplar ruedas al eje motriz
- Ejecutar tracción

Acoplar ruedas al eje motriz

Esta subfunción hace referencia al mecanismo de unión entre la rueda de tracción y el eje de salida de la transmisión lo que permitirá el movimiento de la máquina. Además, define el ancho de separación entre ruedas.

- **Alternativa 1- Subfunción (Acoplar ruedas al eje motriz)**

Esta condición se puede cumplir mediante el uso de un acople mecánico conformado de una brida con un eje de sección hexagonal o circular hueco que se conecta a la rueda mediante una unión empernada y al eje motriz por un pasador (ver Figura 2.23).



Figura 2.23. Acople a la rueda-Eje de extensión
(Fuente: Propia)

- **Alternativa 2 - Subfunción (Acoplar ruedas al eje motriz)**

Mecanismo diferencial el cual se conecta tanto al eje motriz como a las ruedas mediante un sistema de engranes y ejes denominados palieres. Además, este mecanismo permite que las ruedas giren a diferente velocidad, facilitando los cambios de dirección de avance del motocultor. Se monta en una carcasa robusta en baño de aceite (ver Figura 2.24).



Figura 2.24. Diferencial
(Fuente: Propia)

Ejecutar tracción

Las ruedas son las encargadas de transformar el giro del eje en desplazamiento lineal permitiendo mover el apero, a la vez deben presentar características que permitan disminuir el patinaje.

La mejor opción para realizar esta tarea es mediante el uso de ruedas neumáticas de labrado agrícola con aros metálicos que se acoplan al platillo del acople mediante pernos (ver Figura 2.25).



Figura 2.25. Ruedas agrícolas
(Fuente: <http://www.unideco.com/AGRO/Motocultores/catalogo/Neumatico.pdf>)

Diagrama matriz morfológica para módulo 4

Una vez encontradas las soluciones a las subfunciones del módulo 4 éstas se combinan como muestra la Tabla 2.4.

Tabla 2.4. Matriz morfológica - Módulo 4

Función	Soluciones
Acoplar ruedas al eje motriz	<pre> graph TD A[Semi ejes huecos] --> C[Ruedas Neumáticas] B[Diferencial] --> C C --> D[Alternativa I] C --> E[Alternativa II] </pre>
Accionar tracción	
	Alternativa I Alternativa II

(Fuente: Propia)

Alternativa I - Módulo 4 (ver Figura 2.26)



Figura 2.26. Alternativa I - Módulo 4
(Fuente: Propia)

Ventajas

- El montaje y desmontaje de las ruedas, así como el acople mecánico es sencillo lo que a su vez se traduce en sencillez para el mantenimiento y sustitución de elementos
- Costo de fabricación relativamente bajo
- No requiere lubricación
- La separación entre las ruedas de tracción depende de la longitud de los ejes, y se modifica para poder obtener una buena estabilidad de la máquina

Desventajas

- El mecanismo de acople no permite que las ruedas giren sobre su propio eje
- Mayor esfuerzo de flexión en los ejes al presentar una gran longitud

Alternativa II - Módulo 4 (ver Figura 2.27)



Figura 2.27. Alternativa II - Módulo 4
(Fuente: Propia)

Ventajas

- El mecanismo diferencial permite repartir la fuerza del motor a cada semieje
- Ayuda en gran medida a la maniobrabilidad del motocultor al ejecutar giros
- Permite el bloqueo de las ruedas, lo que ayuda a mantener una conducción en línea recta
- Diseño robusto

Desventajas

- Alto costo de fabricación
- Diseño complejo con un gran número de partes constituyentes.
- Carcasa impermeable bañado en aceite lo que implica un mantenimiento minucioso.

2.2.3 Evaluación de soluciones

La selección de la mejor alternativa se realizó con base a la evaluación de los pesos específicos de cada criterio mediante el método ordinal corregido de criterios ponderados [12], ANEXO IV.

Módulo 1: Selección y acoplamiento de la herramienta de trabajo

Los criterios que debe cumplir el módulo 1 son los siguientes:

- Durabilidad de la herramienta
- Fuerza de tracción óptima para diversos trabajos
- Facilidad para acoplar y desacoplar la herramienta
- Bajo peso, debido a que el exceso de este influye en la fuerza de tracción

Módulo 2: Transmisión de velocidad y torque

Los criterios tomados en cuenta para la valoración del módulo 2 son los siguientes:

- Costo de fabricación
- Mantenimiento, debido a que se realizará un trabajo frecuente
- Complejidad de diseño, ya que se pretende disminuir el número de elementos constituyentes
- Velocidad óptima, para una mejor adaptación a las diferentes características del suelo.

La Tabla 2.5 presenta los resultados de la evaluación total para las alternativas del módulo 2. En estos resultados se puede observar que la alternativa I es la que brinda mayores beneficios.

Tabla 2.5. Conclusiones de la evaluación - Módulo 2

Conclusión	Precio	Mantenimiento	Complejidad	Velocidad	Σ	Prioridad
Alternativa I	0,20	0,15	0,10	0,02	0,47	1
Alternativa II	0,07	0,05	0,05	0,04	0,21	3
Alternativa III	0,13	0,10	0,05	0,04	0,33	2

(Fuente: Propia)

Módulo 3: Dirección y control del movimiento

Los criterios tomados en cuenta para la valoración del módulo 3 son los siguientes:

- Nivel de vibraciones, debe ser el menor posible para no afectar al usuario
- Robusto, para evitar deformaciones durante el manejo
- Regulación de posición sencilla
- Cantidad de posiciones regulables

La Tabla 2.6 presenta los resultados de la evaluación total para las alternativas del módulo 3. En estos resultados se puede observar que la alternativa II, es la que brinda mayores beneficios.

Tabla 2.6. Conclusiones de la evaluación - Módulo 3

Conclusión	Vibraciones	Robusto	Regulación	N° Posiciones	Σ	Prioridad
Alternativa I	0,11	0,08	0,04	0,06	0,28	2
Alternativa II	0,11	0,16	0,06	0,03	0,36	1

(Fuente: Propia)

Módulo 4: Desplazar motocultor

Los criterios tomados en cuenta para la valoración del módulo 4 son los siguientes:

- Costo de fabricación
- Complejidad de diseño, ya que se pretende disminuir el número de elementos constituyentes
- Robusto, para evitar deformaciones al realizar las operaciones de labranza

La Tabla 2.7 presenta los resultados de la evaluación total para las alternativas del módulo 4. En estos resultados se puede observar que la alternativa I, es la que brinda mayores beneficios.

Tabla 2.7. Conclusiones de la evaluación - Módulo 4

Conclusión	Precio	Complejidad	Robusto	Σ	Prioridad
Alternativa I	0,33	0,22	0,06	0,61	1
Alternativa II	0,17	0,11	0,11	0,39	2

(Fuente: Propia)

2.2.4 Solución virtual

Una vez encontradas las mejores alternativas para cada módulo por medio del método de criterios ponderados, éstas deben ser agrupadas estableciendo finalmente el diseño preliminar de la máquina.

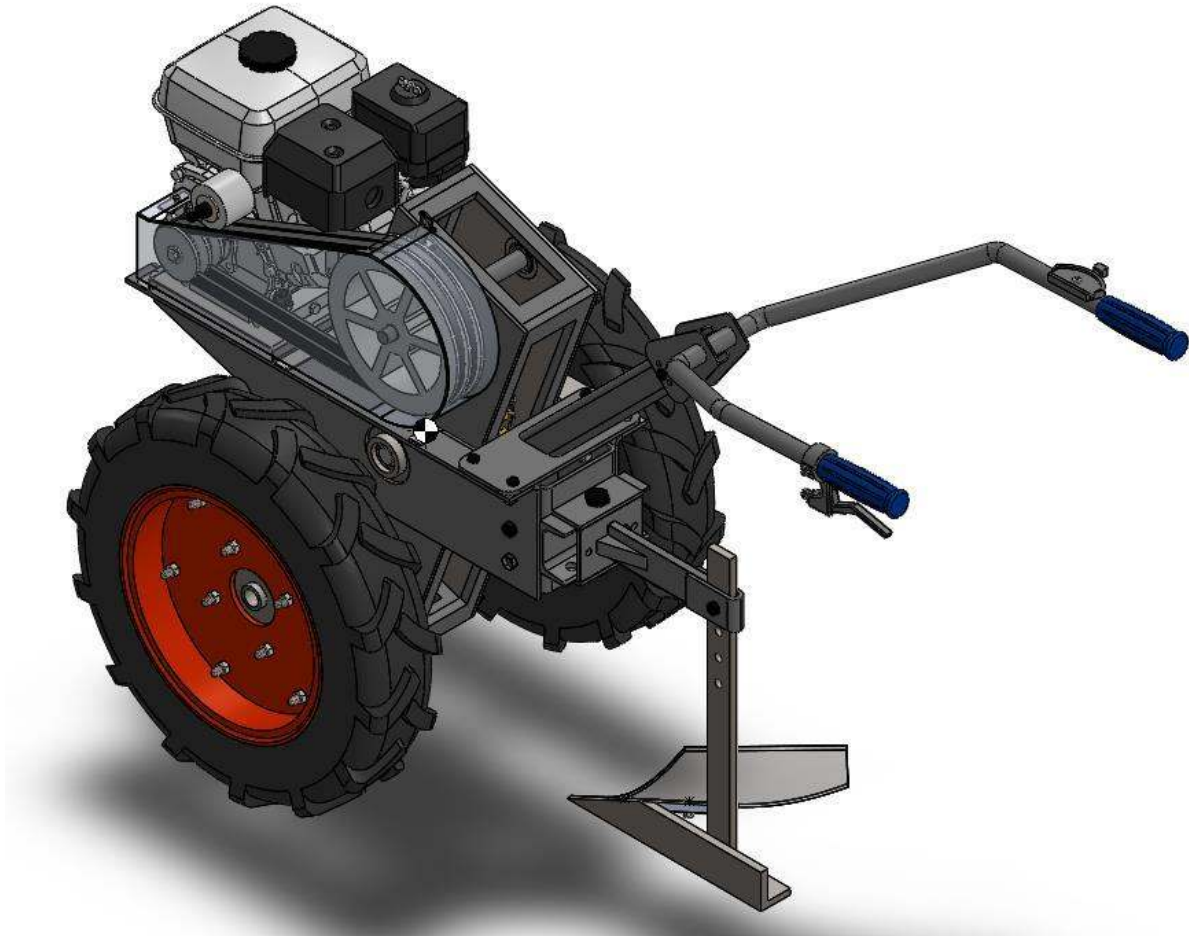


Figura 2.28. Solución Virtual del motocultor propuesto
(Fuente: Propia)

2.3 Diseño mecánico

2.3.1 Análisis de estabilidad del motocultor

Se realiza este análisis para determinar la pendiente crítica a la cual puede trabajar el motocultor sin voltearse y para ello es necesario ubicar el centro de gravedad de la máquina.

Cálculo del centro de gravedad

Con ayuda del software CAD SolidWorks, se determina el centro de gravedad del motocultor para conocer el punto de aplicación del peso propio o carga permanente. En los planos YZ y XY de la Figura 2.29 se puede observar las coordenadas de $G_x = 417 \text{ mm}$; $G_y = 425 \text{ mm}$; $G_z = 305 \text{ mm}$.

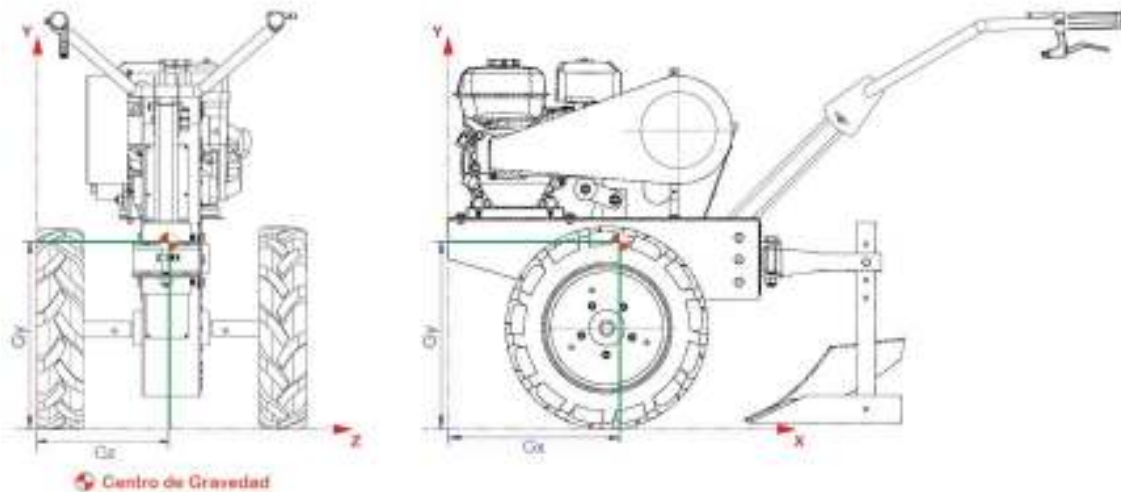


Figura 2.29. Coordenadas del centro de gravedad, plano XY y plano ZY
(Fuente: Propia)

Cálculo del ángulo de inclinación lateral para el diseño del motocultor.

Con base en el diagrama de cuerpo libre que se muestra en la Figura 2.30, se realiza una sumatoria de momentos respecto al punto A.



Figura 2.30. Diagrama de cuerpo libre en el ángulo de inclinación crítico (Fuente: Propia)

$$\sum M_A = 0 \quad \therefore P_e * \text{sen}(\theta) * G_y = P_e * \text{cos}(\theta) * z$$

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{z}{G_y}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{245}{425}\right) = 30^\circ$$

Cálculo del ángulo dinámico de inclinación lateral.

Este cálculo se realiza para comprobar el posible vuelco por acciones dinámicas causadas por irregularidades de acuerdo con la Ec. (2.1) [13].

$$\beta_{\text{dim}} = 0,667(30^\circ) = 20,5^\circ \quad \text{Ec. (2.1)}$$

2.3.2 Determinación de cargas de diseño

La estructura del motocultor propuesto se diseña considerando las cargas mostradas en el diagrama de cuerpo libre de la Figura 2.31.



Figura 2.31. Diagrama de cuerpo libre del motocultor (Fuente: Propia)

Carga permanente

Para determinar el peso total de la máquina se considera una masa de 123 kg, de tal forma que el peso es de 1205,4 N.

Fuerza de tiro

Para determinar la fuerza de tiro requerida por el motocultor se emplea la Ec. (1.6). La herramienta de trabajo es una vertedera cuya profundidad y ancho son $T = 15$ cm y $W = 0,13$ m respectivamente, con una velocidad de avance $s = 5,4$ Km/h en suelos de textura fina y/o mediana cuyos parámetros se hallan en el ANEXO II

$$D_f = 0,7[652 + 5,1(5,4)^2](0,13)(15) \therefore D_f = 1092,97 \text{ N}$$

Tomando en consideración el porcentaje de error asociado a la Ec. (1.6), se establece un factor de corrección f_c de aproximadamente el 30% del resultado obtenido [8] para obtener la fuerza de tiro corregida D_{fc}

De tal forma que:

$$D_{fc} = 1,3 * 1092,97 = 1420,83 \text{ N}$$

Fuerza de tracción bruta

Para poder determinar la tracción se toma en cuenta el diagrama de cuerpo libre de la Figura 2.31 considerando un ángulo de inclinación $\alpha = 10^\circ$ [2].

$$\sum F_x = 0 \therefore GT = [P_e * \text{sen}(\alpha)] + D_{fc}$$
$$GT = [1205,4 * \text{sen}(10)] + 1420,83 = 1630,15 \text{ N}$$

2.3.3 Determinación de la potencia requerida o de diseño, P_r

Se determina la potencia mínima P mediante la Ec. (2.2) , con la cual la tracción supera a la fuerza de tiro generando el movimiento, se toma en consideración una velocidad de avance $v = 1,5$ m/s aproximadamente que resulta al promediar el rango de velocidad descrita en la norma UNE-EN 709 [14].

$$P = GT * v \quad \text{Ec. (2.2)}$$

Así, se obtiene:

$$P = 1630,15 * 1,5 = 2,44 \text{ kW (3,27 hp)}$$

Para calcular la potencia requerida o de diseño P_d , se toma en consideración que la transmisión es a base de poleas, tensor, cadenas y piñones, por lo que se considera un factor de seguridad $n = 1,4$, obtenido a partir de la Figura 2.32.

Factores para calcular el margen compensatorio de seguridad			
Clase de la fuente de potencia			
Tipo de carga	Motor de combustión interna con convertidor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con embrague o caja mecánica
Uniforme	1.0	1.0	1.2
Fluctuante	1.2	1.3	1.4
Muy fluctuante	1.4	1.5	1.7

Figura 2.32. Factores compensatorios de seguridad
(Fuente: Manual de transmisión potencia, Intermec)

Por lo tanto:

$$P_d = 2,34 * 1,4 = 3,42 \text{ kw (4,58 hp)}$$

La selección del motor se realiza con base en la disponibilidad en el mercado nacional y se ha optado por un motor tipo Honda GX 200 (6,5 hp), cuyas especificaciones técnicas se muestran en el ANEXO V.

2.3.4 Relación de transmisión

Para calcular la relación de transmisión se escoge las revoluciones recomendadas por el fabricante cuando el motor trabaja al máximo torque. Considerando una velocidad de avance aproximada $v = 1,5 \text{ m/s}$, la velocidad angular ω del eje de las ruedas se determina por la Ec. (2.3).

$$\omega = \frac{60v}{\pi D_r} \quad \text{Ec. (2.3)}$$

Donde

D_r Diámetro de la rueda, m

Por lo tanto:

$$\omega = \frac{60 * 1,5}{\pi * 0,415} \approx 69 \text{ rpm}$$

Relación global de transmisión, i_n

Se refiere a la relación entre la velocidad angular de salida del motor ω_i y la del eje de las ruedas ω_o .

Así,

$$i_n = \frac{\omega_i}{\omega_o} = \frac{2500}{69} = 36,23$$

Para lograr esta relación se descompone en varias etapas: una por banda-polea y tres por piñón-cadena.

- Relación de transmisión 1 banda-polea (i_1): 3:1
- Relación de transmisión 2 piñón-cadena (i_2): 3,1:1
- Relación de transmisión 3 piñón- cadena (i_3): 2:1
- Relación de transmisión 4 piñón-cadena (i_4): 2:1

Relación global de transmisión real, i_{nr}

Se determina como el producto de las relaciones de transmisión de cada etapa de reducción real que ha sido seleccionada.

$$i_{nr} = i_1 i_2 i_3 i_4 = 3 * 3,1 * 2 * 2 = 37,2$$

Por lo tanto: la velocidad angular del eje de las ruedas es $\omega_o = 67,2$ rpm y la velocidad de avance $v = 1,46$ m/s.

2.3.5 Selección de bandas y poleas (Primer nivel de reducción)

Para la selección de bandas y poleas se considera una relación de transmisión de 3:1 y que el motor trabaja con el torque máximo a 2500 rpm, de tal forma que la velocidad angular de salida de este nivel es de 833,33 rpm.

Para poder realizar esta selección se ha considerado el proceso de cálculo y tablas de los fabricantes, y que se hallan en el catálogo de Intermecc [15].

Selección del tipo de banda

Se recomienda usar una banda SPZ/3V/Z para transmitir 3,3 kW (4,4 hp) a la velocidad especificada (ver Figura 2.33).

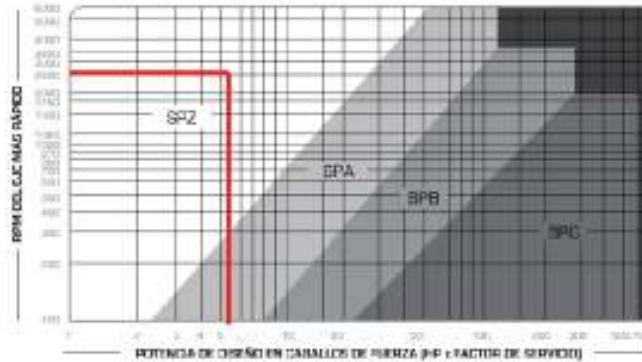


Figura 2.33. Tablas para seleccionar el tipo o perfil de la correa (Fuente: Manual poleas Intermec, pág. 29)

Selección de la polea conductora o motriz, d_c

Para determinar el diámetro de la polea motriz se emplea las recomendaciones de diámetro mínimo y velocidad máxima [15], que se muestran en la Figura 2.34.

MATERIAL		VELOCIDAD
Fundición gris	GG 20	33 m/s
Fundición nodular	GGG 40	41 m/s
Aluminio	A329	33 m/s
Fundición de acero	1020	45 m/s
Acero laminado	1020	61 m/s

m/s= metros por segundo

Categoría de fuerza [HP]	Díametros mínimos en mm			
	300	1000	1500	3000
0,50	65	-	-	-
0,75	65	65	-	-
1,00	65	65	60	-
1,50	75	65	65	60
2,00	75	65	65	60
3,00	75	75	65	60
5,00	100	75	75	65
7,50	115	100	75	75
10,00	115	115	100	75
15,00	135	115	115	100
20,00	155	135	115	115
25,00	170	155	115	115
30,00	170	170	130	-
40,00	210	170	155	-
50,00	230	210	170	-
60,00	260	230	180	-
75,00	280	260	210	-
100,00	300	300	250	-
150,00	380	350	280	-
200,00	415	350	-	-
300,00	500	-	-	-
400,00	-	-	-	-
500,00	-	-	-	-

Figura 2.34. Velocidad máxima y diámetro mínimo de la polea conductora (Fuente: Manual poleas Intermec, pág. 9-10)

Con base en los parámetros establecidos se elige una polea de aluminio, disponible en el mercado, de 3 pulg (76,2 mm) de diámetro la cual posee una velocidad lineal de 9,9 m/s calculado a partir de la Ec. (2.3).

Selección de la polea conducida, D

El diámetro de la polea conducida D resulta del producto entre la relación de transmisión i_1 y el diámetro de la polea conductora d_c .

Por lo tanto:

$$D = i_1 d_c = (3)(76,2) = 228,6 \text{ mm (9 pulg)}$$

Cálculo de la longitud de banda necesaria

Para determinar la longitud de banda es necesario conocer la distancia entre centros, para ello se toma en consideración las condiciones de la Ec. (2.4).

Distancia tentativa entre centros, C

$$0,7(D + d_c) \leq C \leq 2(D + d_c) \quad \text{Ec. (2.4)}$$

$$0,7(228,6 + 76,2) \leq C \leq 2(228,6 + 76,2)$$

$$213,36 \text{ mm} \leq C \leq 609,6 \text{ mm}$$

Con la intención de conservar espacio y adecuando la distancia tentativamente de acuerdo con la generación de los planos, se probará con $C = 386 \text{ mm}$.

Longitud de banda, L

Para calcular la longitud de las bandas o correas se aplica la Ec. (2.5).

$$L = 2C + 1,57(D + d_c) + \frac{(D - d_c)^2}{4C} \quad \text{Ec. (2.5)}$$

$$L = 2(386) + 1,57(225 + 75) + \frac{(225 - 75)^2}{4(386)} = 1260 \text{ mm (49,6 pulg)}$$

Obtenida la longitud tentativa, se compara con medidas estándar y se selecciona una banda con una longitud de 50 pulg. Con esta nueva longitud se procede a realizar la corrección de la distancia entre centros con la Ec. (2.6) [17].

Corrección de la distancia entre centros, C_c

$$C_c = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D - d_c)^2}}{16} \quad \text{Ec. (2.6)}$$

$$B = 4L - 6,28(D + d_c) \quad \text{Ec. (2.7)}$$

Donde

B Distancia de corrección, mm (pulg)

$$B = 4(1270) - 6,28(228,6 + 76,2) = 3165,85 \text{ mm}$$
$$C_c = \frac{3165,85 + \sqrt{3165,85^2 - 32(228,6 - 76,2)^2}}{16} = 388,25 \text{ mm}$$

Determinación del número de bandas, N_b

Para determinar el número de bandas que permitan transmitir la potencia de diseño, es necesario establecer la potencia nominal de la banda P_b , Mediante la Ec. (2.8).

$$P_b = f_{cb} CT \quad \text{Ec. (2.8)}$$

Donde

- f_{cb} Factor de corrección-banda
- CT Capacidad de transmisión, kW (hp)

Se muestra la capacidad de transmisión por canal en la Figura 2.35.

RPM del Eje más Rápido	Diámetro exterior de la Polea Motriz [en milímetros]										
	70	75	80	85	90	100	105	115	130	135	140
750	0,15	0,18	0,19	0,22	0,23	0,29	0,31	0,35	0,43	0,45	0,50
800	0,22	0,27	0,28	0,33	0,34	0,43	0,45	0,51	0,61	0,63	0,70
850	0,33	0,40	0,41	0,48	0,49	0,60	0,62	0,70	0,82	0,84	0,93
900	0,46	0,56	0,57	0,66	0,67	0,81	0,83	0,93	1,08	1,10	1,20
950	0,61	0,74	0,75	0,86	0,87	1,04	1,06	1,18	1,36	1,38	1,49
1000	0,78	0,94	0,95	1,09	1,10	1,31	1,33	1,47	1,68	1,70	1,83
1050	0,97	1,17	1,18	1,35	1,36	1,61	1,63	1,79	2,03	2,05	2,20
1100	1,18	1,41	1,42	1,61	1,62	1,91	1,93	2,11	2,39	2,41	2,57
1150	1,41	1,67	1,68	1,89	1,90	2,23	2,25	2,45	2,77	2,79	2,96
1200	1,66	1,96	1,97	2,20	2,21	2,59	2,61	2,83	3,20	3,22	3,40
1250	1,93	2,27	2,28	2,53	2,54	3,00	3,02	3,27	3,68	3,70	3,89
1300	2,22	2,61	2,62	2,89	2,90	3,39	3,41	3,68	4,13	4,15	4,34
1350	2,53	2,96	2,97	3,27	3,28	3,80	3,82	4,11	4,59	4,61	4,80
1400	2,86	3,34	3,35	3,66	3,67	4,21	4,23	4,53	5,04	5,06	5,25
1440	3,11	3,64	3,65	3,97	3,98	4,54	4,56	4,87	5,40	5,42	5,61
1500	3,47	4,04	4,05	4,38	4,39	4,97	4,99	5,31	5,86	5,88	6,06
1550	3,85	4,46	4,47	4,81	4,82	5,42	5,44	5,77	6,33	6,35	6,53
1600	4,25	4,89	4,90	5,24	5,25	5,87	5,89	6,23	6,80	6,82	7,00
1650	4,67	5,35	5,36	5,70	5,71	6,35	6,37	6,72	7,30	7,32	7,50
1700	5,11	5,83	5,84	6,18	6,19	6,84	6,86	7,21	7,80	7,82	8,00
1800	5,79	6,56	6,57	6,92	6,93	7,60	7,62	7,98	8,58	8,60	8,78
1850	6,29	7,11	7,12	7,47	7,48	8,16	8,18	8,54	9,15	9,17	9,35
1900	6,81	7,67	7,68	8,03	8,04	8,73	8,75	9,11	9,73	9,75	9,93
1950	7,35	8,25	8,26	8,61	8,62	9,32	9,34	9,70	10,33	10,35	10,53
2000	7,91	8,84	8,85	9,20	9,21	9,92	9,94	10,30	10,94	10,96	11,13
2050	8,49	9,46	9,47	9,82	9,83	10,54	10,56	10,92	11,57	11,59	11,76
2100	9,09	10,09	10,10	10,45	10,46	11,17	11,19	11,55	12,20	12,22	12,39
2150	9,71	10,74	10,75	11,09	11,10	11,81	11,83	12,19	12,84	12,86	13,03
2200	10,35	11,41	11,42	11,76	11,77	12,48	12,50	12,86	13,51	13,53	13,70
2250	11,01	12,10	12,11	12,44	12,45	13,16	13,18	13,54	14,19	14,21	14,38
2300	11,69	12,81	12,82	13,14	13,15	13,86	13,88	14,24	14,89	14,91	15,08
2350	12,39	13,53	13,54	13,86	13,87	14,58	14,60	14,96	15,61	15,63	15,80
2400	13,11	14,29	14,30	14,61	14,62	15,33	15,35	15,71	16,36	16,38	16,55
2450	13,85	15,07	15,08	15,38	15,39	16,10	16,12	16,48	17,13	17,15	17,32
2500	14,61	15,88	15,89	16,18	16,19	16,90	16,92	17,28	17,93	17,95	18,12
2550	15,39	16,73	16,74	17,02	17,03	17,74	17,76	18,12	18,77	18,79	18,96
2600	16,19	17,61	17,62	17,89	17,90	18,61	18,63	18,99	19,64	19,66	19,83
2650	17,01	18,52	18,53	18,79	18,80	19,51	19,53	19,89	20,54	20,56	20,73
2700	17,85	19,46	19,47	19,72	19,73	20,44	20,46	20,82	21,47	21,49	21,66
2750	18,71	20,43	20,44	20,68	20,69	21,40	21,42	21,78	22,43	22,45	22,62
2800	19,59	21,43	21,44	21,67	21,68	22,39	22,41	22,77	23,42	23,44	23,61
2850	20,49	22,45	22,46	22,68	22,69	23,40	23,42	23,78	24,43	24,45	24,62
2900	21,41	23,50	23,51	23,71	23,72	24,43	24,45	24,81	25,46	25,48	25,65
2950	22,35	24,58	24,59	24,78	24,79	25,50	25,52	25,88	26,53	26,55	26,72
3000	23,31	25,69	25,70	25,88	25,89	26,51	26,53	26,89	27,54	27,56	27,73
3050	24,29	26,83	26,84	27,01	27,02	27,53	27,55	27,91	28,56	28,58	28,75
3100	25,29	28,00	28,01	28,17	28,18	28,69	28,71	29,07	29,72	29,74	29,91
3150	26,31	29,20	29,21	29,36	29,37	29,88	29,90	30,26	30,91	30,93	31,10
3200	27,35	30,43	30,44	30,58	30,59	31,10	31,12	31,48	32,13	32,15	32,32
3250	28,41	31,69	31,70	31,83	31,84	32,31	32,33	32,69	33,34	33,36	33,53
3300	29,49	33,00	33,01	33,13	33,14	33,65	33,67	34,03	34,68	34,70	34,87
3350	30,59	34,34	34,35	34,46	34,47	34,97	34,99	35,35	36,00	36,02	36,19
3400	31,71	35,71	35,72	35,82	35,83	36,33	36,35	36,71	37,36	37,38	37,55
3450	32,85	37,11	37,12	37,21	37,22	37,72	37,74	38,10	38,75	38,77	38,94
3500	34,01	38,54	38,55	38,63	38,64	39,14	39,16	39,52	40,17	40,19	40,36
3550	35,19	40,00	40,01	40,08	40,09	40,59	40,61	40,97	41,62	41,64	41,81
3600	36,39	41,49	41,50	41,56	41,57	42,07	42,09	42,45	43,10	43,12	43,29
3650	37,61	43,01	43,02	43,07	43,08	43,58	43,60	43,96	44,61	44,63	44,80
3700	38,85	44,56	44,57	44,61	44,62	45,12	45,14	45,50	46,15	46,17	46,34
3750	40,11	46,14	46,15	46,18	46,19	46,69	46,71	47,07	47,72	47,74	47,91
3800	41,39	47,75	47,76	47,78	47,79	48,29	48,31	48,67	49,32	49,34	49,51
3850	42,69	49,39	49,40	49,41	49,42	49,92	49,94	50,30	50,95	50,97	51,14
3900	44,01	51,06	51,07	51,07	51,08	51,58	51,60	51,96	52,61	52,63	52,80
3950	45,35	52,76	52,77	52,76	52,77	53,27	53,29	53,65	54,30	54,32	54,49
4000	46,71	54,49	54,50	54,48	54,49	54,99	55,01	55,37	56,02	56,04	56,21
4050	48,09	56,25	56,26	56,23	56,24	56,74	56,76	57,12	57,77	57,79	57,96
4100	49,49	58,04	58,05	58,01	58,02	58,52	58,54	58,90	59,55	59,57	59,74
4150	50,91	59,86	59,87	59,82	59,83	59,33	59,35	59,71	60,36	60,38	60,55
4200	52,35	61,71	61,72	61,66	61,67	62,17	62,19	62,55	63,20	63,22	63,39
4250	53,81	63,59	63,60	63,53	63,54	64,04	64,06	64,42	65,07	65,09	65,26
4300	55,29	65,50	65,51	65,43	65,44	65,94	65,96	66,32	66,97	66,99	67,16
4350	56,79	67,44	67,45	67,36	67,37	67,87	67,89	68,25	68,90	68,92	69,09
4400	58,31	69,41	69,42	69,32	69,33	69,83	69,85	70,21	70,86	70,88	71,05
4450	59,85	71,41	71,42	71,31	71,32	71,82	71,84	72,20	72,85	72,87	73,04
4500	61,41	73,44	73,45	73,33	73,34	73,84	73,86	74,22	74,87	74,89	75,06
4550	62,99	75,50	75,51	75,38	75,39	75,89	75,91	76,27	76,92	76,94	77,11
4600	64,59	77,59	77,60	77,46	77,47	77,97	77,99	78,35	79,00	79,02	79,19
4650	66,21	79,71	79,72	79,57	79,58	79,08	79,10	79,46	80,11	80,13	80,30
4700	67,85	81,86	81,87	81,71	81,72	82,22	82,24	82,60	83,25	83,27	83,44
4750	69,51	84,04	84,05	83,87	83,88	84,38	84,40	84,76	85,41	85,43	85,60
4800	71,19	86,25	86,26	86,06	86,07	86,57	86,59	86,95	87,60	87,62	87,79
4850	72,89	88,49	88,50	88,28	88,29	88,79	88,81	89,17	89,82	89,84	90,01
4900	74,61	90,76	90,77	90,53	90,54	91,04	91,06	91,42	92,07	92,09	92,26
4950	76,35	93,06	93,07	92,81	92,82	93,32	93,34	93,70	94,35	94,37	94,54
5000	78,11	95,39	95,40	95,12	95,13	95,63	95,65	96,01	96,66	96,68	96,85
5050	79,89	97,75	97,76	97,46	97,47	97,97	97,99	98,35	99,00	99,02	99,19
5100	81,69	100,14	100,15	99,83	99,84	100,34	100,36	100,72	101,37	101,39	101,56
5150	83,51	102,56	102,57	102,23	102,24	102,74	102,76	103,12	103,77	103,79	103,96
5200	85,35	105,01	105,02	104,66	104,67	105,17	105,19	105,55	106,20	106,22	106,39
5250	87,21	107,49	107,50	107,13	107,14	107,64	107,66	108,02	108,67	108,69	108,86
5300	89,09	110,00	110,01	109,62	109,63	110,13	110,15	110,51	111,16	111,18	111,35
5350	90,99	112,54	112,55	112,14	112,15	112,64	112,66	113,02	113,67	113,69	113,86
5400	92,91	115,11	115,12	114,69	114,70	115,19	115,21	115,57	116,22	116,24	116,41
5450	94,85	117,71	117,72	117,27	117,28	117,77	117,79	118,15	118,80	118,82	118,99
5500	96,81	120,34	120,35	119,88	119,89	120,38	120,40	120,76	121,41	121,43	121,60
5550	98,79	123,00	123,01	122,51	122,52	123,01	123,03	123,39	124,04	124,06	124,23
5600	100,79	125,69	125,70	125,07	125,08	125,57	125,59	125,95</			

Finalmente, el número de bandas necesarias resulta al dividir la potencia del motor trabajando a torque máximo $P_m = 3,3 \text{ kW}$ (4,4 hp) para la potencia nominal de la banda $P_b = 1,75 \text{ kW}$ (2,35 hp). Así se obtiene que se requieren 2 bandas.

2.3.6 Ejemplo de cálculo para la selección de cadenas y piñones

(Segundo nivel de reducción)

Para la selección de cadenas y piñones, se considera una relación de transmisión 3,1:1 y velocidad angular de entrada de 833,33 rpm, de tal forma que la velocidad angular de salida en este nivel es de 268,82 rpm y una potencia de 3,3 kW (4,4 hp).

Para poder realizar esta selección se ha considerado el proceso de cálculo y las tablas otorgadas por los fabricantes que se hallan en el catálogo de Intermec [15].

Selección del piñón conductor o motriz, Z_1

Para la selección del piñón conductor se debe tomar en cuenta la capacidad de transmisión, que depende de la velocidad y del número de dientes, tal como se puede ver en la Figura 2.37.

TABLA DE CAPACIDAD
CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS NO. 50 PASO 5/8"

No. de dientes: piñón conductor	RPM DEL PIÑÓN CONDUCTOR																											
	10	25	50	100	200	300	400	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2400	2700	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000			
9	0.09	0.19	0.36	0.67	1.28	1.81	2.35	2.87	3.89	4.88	5.98	6.32	6.02	4.92	4.13	3.27	2.89	2.25	1.92	1.52	1.25	1.04	0.89	0.77	0.58			
10	0.10	0.22	0.41	0.76	1.41	2.03	2.63	3.22	4.36	5.46	6.01	7.08	7.09	5.77	4.83	3.94	3.14	2.63	2.25	1.78	1.48	1.22	1.04	0.90	0.78			
11	0.11	0.24	0.45	0.84	1.56	2.25	2.92	3.57	4.83	6.06	6.66	7.85	8.13	6.65	5.56	4.42	3.62	3.04	2.59	2.06	1.68	1.41	1.20	1.04	0.92			
12	0.12	0.26	0.49	0.99	1.72	2.47	3.21	3.99	5.21	6.65	7.31	8.62	9.26	7.58	6.25	5.04	4.13	3.46	2.95	2.34	1.92	1.61	1.37	1.19	1.04			
13	0.13	0.29	0.54	1.00	1.87	2.70	3.50	4.27	5.78	7.25	7.97	9.40	10.4	8.55	7.16	5.89	4.85	3.99	3.33	2.64	2.18	1.81	1.55	1.34	0			
14	0.14	0.31	0.58	1.09	2.03	2.92	3.79	4.63	6.27	7.86	8.64	10.2	11.7	9.55	8.01	6.35	5.20	4.36	3.72	2.95	2.42	2.03	1.73	1.50	0			
15	0.15	0.34	0.63	1.17	2.19	3.15	4.08	4.99	6.75	8.47	9.31	11.0	12.8	10.6	8.86	7.05	5.77	4.83	4.13	3.27	2.68	2.25	1.92	1.66	0			
16	0.16	0.36	0.67	1.26	2.34	3.38	4.37	5.30	7.24	9.08	9.98	11.8	13.5	11.7	9.76	7.76	6.39	5.32	4.55	3.61	2.95	2.47	2.11	1.83	0			
17	0.17	0.39	0.72	1.34	2.50	3.61	4.67	5.71	7.73	9.69	10.7	12.6	14.4	12.8	10.7	8.50	6.96	5.83	4.98	3.85	3.23	2.71	2.31	2.01	0			
18	0.18	0.41	0.76	1.43	2.60	3.83	4.97	6.07	8.22	10.3	11.3	13.4	15.3	13.9	11.7	9.26	7.59	6.35	5.42	4.30	3.52	2.95	2.52	2	0			
19	0.19	0.43	0.81	1.51	2.69	4.07	5.27	6.44	8.72	10.9	12.0	14.2	16.3	15.1	12.7	10.0	8.22	6.89	5.88	4.67	3.82	3.20	2.73	2	0			
20	0.20	0.46	0.85	1.60	2.90	4.30	5.57	6.80	9.21	11.5	12.7	15.0	17.2	16.3	13.7	10.8	8.86	7.44	6.35	5.04	4.13	3.46	2.95	2	0			
21	0.21	0.48	0.90	1.69	3.14	4.53	5.87	7.17	9.71	12.2	13.4	15.8	18.1	17.6	14.7	11.7	9.55	8.01	6.84	5.42	4.44	3.72	3.18	2	0			
22	0.22	0.51	0.95	1.77	3.31	4.76	6.17	7.54	10.2	12.8	14.1	16.5	19.1	18.8	15.8	12.5	10.2	8.59	7.33	5.82	4.75	3.99	3.41	2	0			
23	0.23	0.53	1.00	1.86	3.47	5.00	6.47	7.91	10.7	13.4	14.6	17.4	20.0	20.1	16.9	13.4	11.0	9.18	7.84	6.22	5.09	4.27	3	0	0			
24	0.25	0.56	1.04	1.95	3.63	5.23	6.76	8.29	11.2	14.1	15.5	18.2	20.9	21.4	18.0	14.3	11.7	9.78	8.35	6.63	5.42	4.55	3	0	0			
25	0.26	0.58	1.09	2.03	3.80	5.47	7.08	8.66	11.7	14.7	16.2	19.0	21.9	22.3	19.1	15.2	12.4	10.4	8.88	7.05	5.77	4.83	3	0	0			
26	0.27	0.61	1.14	2.12	3.96	5.70	7.39	9.03	12.2	15.3	16.9	19.9	22.8	24.2	20.3	16.1	13.2	11.0	9.42	7.47	6.12	5.13	3	0	0			
28	0.29	0.66	1.23	2.30	4.29	6.18	8.01	9.72	13.2	16.6	18.3	21.5	24.7	27.0	22.6	18.0	14.7	12.3	10.5	8.35	6.84	5.73	4	0	0			
30	0.31	0.71	1.33	2.49	4.62	6.68	8.63	10.5	14.3	17.9	19.7	23.2	26.6	30.0	25.1	19.9	16.3	13.7	11.7	9.26	7.58	6	0	0	0			
32	0.33	0.76	1.42	2.66	4.96	7.14	9.25	11.3	15.3	19.2	21.1	24.9	28.6	32.2	27.7	22.0	18.0	15.1	12.9	10.2	8.35	6	0	0	0			
35	0.37	0.84	1.57	2.90	5.48	7.86	10.2	12.5	16.9	21.1	23.2	27.4	31.5	35.5	31.6	25.1	20.8	17.2	14.7	11.7	9.55	6	0	0	0			
40	0.43	0.97	1.81	3.36	6.31	9.05	11.8	14.8	19.5	24.4	26.8	31.6	36.3	41.0	36.7	30.7	25.1	21.0	18.0	14.3	0	0	0	0	0			
45	0.48	1.10	2.05	3.84	7.16	10.3	13.4	16.3	22.1	27.7	30.5	35.9	41.3	46.5	46.1	38.6	30.0	25.1	21.4	0	0	0	0	0	0			

Figura 2.37. Capacidad nominal (hp) cadena 5/8 in.
(Fuente: Manual piñones Intermec, pág. 52)

Se ha seleccionado un piñón conductor $Z_1 = 11$ dientes, paso $p = 5/8$ pulg (15,875 mm) de una sola hilera, debido a que permite transmitir la potencia requerida a la velocidad especificada.

Cálculo del ángulo de contacto

Se verifica si el piñón conductor es el adecuado tomando en referencia el ángulo de contacto el cual debe ser mayor a 120° . Además, por recomendación, se usarán las dimensiones en pulgadas [17][16].

El ángulo de contacto θ_1 entre el piñón conductor y la cadena se determina de acuerdo con la Ec. (2.9) y Ec. (2.10).

Con la intención de conservar espacio se estima una distancia entre centros $C = 9$ pasos obtenida a partir de los planos.

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{D_2 - D_1}{2C}\right) \quad \text{Ec. (2.9)}$$

$$D_i = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z_i}\right)} \quad \text{Ec. (2.10)}$$

Donde

D_i Diámetro de paso del piñón conductor o conducido, pulg (mm)

Z_i Número de dientes del piñón conductor o conducido, dientes

i 1 para conductor, 2 para conducido

Así, se obtiene:

$$D_1 = \frac{0,625}{\text{sen}\left(\frac{180}{11}\right)} = 2,21 \text{ pulg (56,34 mm)}$$

$$D_2 = \frac{0,625}{\text{sen}\left(\frac{180}{34}\right)} = 6,77 \text{ pulg (172,05 mm)}$$

Por lo tanto:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2\text{sen}^{-1}\left(\frac{6,77 - 2,21}{2(5,63)}\right) = 132,22^\circ$$

Selección del piñón conducido, Z_2

El número de dientes del piñón conducido Z_2 resulta del producto entre la relación de transmisión i_2 y el número de dientes del piñón motriz Z_1 .

Así, se obtiene:

$$Z_2 = i_2 * Z_1 = Z_2 = 11 * 3,1 = 34 \text{ dientes}$$

Cálculo de longitud necesaria en pasos, L_p

Para el cálculo de la longitud de la cadena se emplea la Ec. (2.11), por recomendación se establece un número par de pasos [17].

$$L_p = 2C + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2 C} \quad \text{Ec. (2.11)}$$

$$L_p = 2(9) + \frac{34 + 11}{2} + \frac{(34 - 11)^2}{4\pi^2(9)} = 41,9 = 42 \text{ pasos} = 42 \text{ eslabones}$$

Distancia entre centros corregida, C_c

Obtenida la longitud L_p en un número par de pasos se procede a calcular la distancia corregida entre centros C_c mediante la Ec. (2.12) [17].

$$C_c = \frac{1}{4} \left[L_p - \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \sqrt{\left[L_p - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right]^2 - \frac{8(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad \text{Ec. (2.12)}$$

$$C_c = \frac{1}{4} \left[42 - \frac{34 + 11}{2} + \sqrt{\left[42 - \frac{34 + 11}{2} \right]^2 - \frac{8(34 - 11)^2}{4\pi^2}} \right] = 9,01 \text{ pasos}$$

$$C_c = 9,01 p = 9,01 * 0,625 \text{ pulg} = 5,63 \text{ pulg} (143 \text{ mm})$$

Se verifica el ángulo de contacto θ_1 con la distancia entre centros corregida y cuyo valor permanece igual al calculado previamente, $\theta_1 = 132,22^\circ$.

2.3.7 Resumen de la selección de piñones y cadenas de cada etapa de reducción

De acuerdo con el ejemplo de cálculo referente a la selección de piñones y cadenas descrita anteriormente, en las Tabla 2.8 a 2.10, se muestra un resumen de las características técnicas para cada nivel de reducción de la transmisión del motocultor propuesto.

Tabla 2.8. Características técnicas del segundo nivel de reducción

Esquema	Descripción	
	Paso, pulg	5/8
	Relación de transmisión	3,1:1
	Tipo	Simplex B
	Potencia Transmitida, hp	4,4
	Velocidades de giro, rpm	833,33 (entrada)
		269,5 (salida)
	Número de dientes	11 (Z_1)
		34 (Z_2)
	Distancia entre centros, mm	143
	Longitud de cadena, pasos	42
Ángulo de contacto	132,2° (Piñón 1)	
	227° (Rueda conducida 1)	

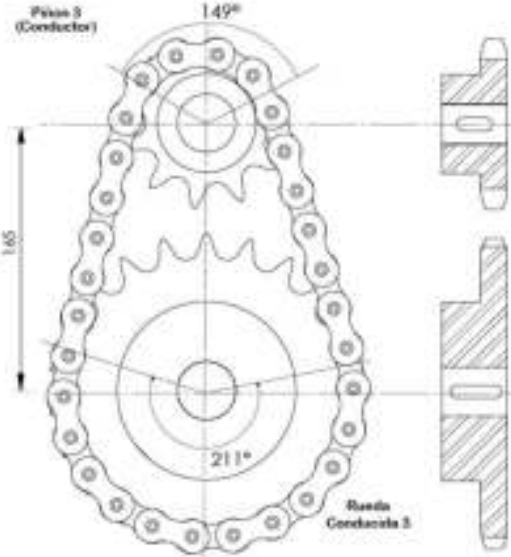
(Fuente: Propia)

Tabla 2.9. Características técnicas del tercer nivel de reducción

Esquema	Descripción	
	Paso, in	1
	Relación de transmisión	2:1
	Tipo	Simplex B
	Potencia Transmitida, hp	4,4
	Velocidades de giro, rpm	269,5 (entrada)
		134,75 (salida)
	Número de dientes	11 (Z_3)
		22 (Z_4)
	Distancia entre centros, mm	165
	Longitud de cadena, pasos	30
Ángulo de contacto	149° (Piñón 2)	
	211° (Rueda conducida 2)	

(Fuente: Propia)

Tabla 2.10. Características técnicas del cuarto nivel de reducción

Esquema	Descripción	
	Paso, in	1
	Relación de transmisión	2:1
	Tipo	Simplex B
	Potencia Transmitida, hp	4,4 hp
	Velocidades de giro, rpm	134,75 (entrada)
		67,38 (salida)
	Número de dientes	11 (Z ₅)
		22 (Z ₆)
	Distancia entre centros, mm	165
	Longitud de cadena, pasos	30
Ángulo de contacto	149° (Piñón 3)	
	211° (Rueda conducida 3)	

(Fuente: Propia)

2.3.8 Ejemplo de cálculo para el diseño de ejes (eje de entrada)

Para realizar el diseño de los ejes se toma en consideración el ejemplo de cálculo mostrado en [18]. El cálculo del diámetro del eje d , se determina mediante el criterio de falla ASME-elíptica (toma en cuenta la resistencia a la fluencia del material y el límite de resistencia a la fatiga) y un factor de diseño igual $n = 2$ debido a que se trata del diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño Ec. (2.13) [17].

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. (2.13)}$$

Donde

- K_f Factor de concentración de esfuerzo por fatiga, para esfuerzos por flexión
- K_{fs} Factor de concentración de esfuerzo por fatiga, para esfuerzos torsionales
- M_a Momento flexionante alternante, Nm (lb_f pulg)
- M_m Momento flexionante medio, Nm (lb_f pulg)
- T_a Par de torsión alternante, Nm (lb_f pulg)
- T_m Par de torsión medio, Nm (lb_f pulg)
- S_e Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso, MPa (Kpsi)
- S_y Resistencia a la fluencia del material, MPa (Kpsi)

Determinación de las fuerzas externas en el eje

La disposición de cada componente en el eje de entrada se puede observar en la Figura 2.38.

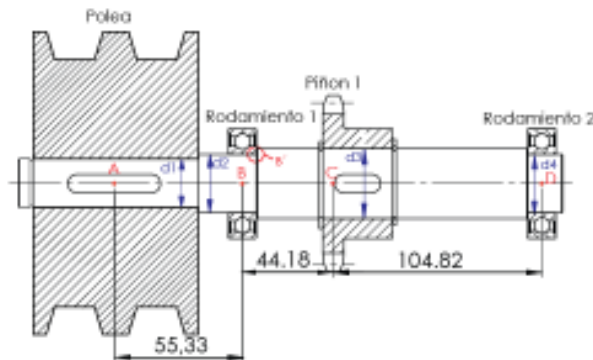


Figura 2.38. Configuración del eje de entrada y sus componentes.
(Fuente: Propia)

Cálculo de la fuerza flexionante generada por la polea, F_B

Para conocer la fuerza que ejerce la polea sobre el eje se emplea la Ec. (2.14) [17]. Además, se debe tomar en cuenta que las poleas presentan un ángulo de inclinación de aproximadamente 10° con respecto a la horizontal, como se puede observar en la Figura 2.39, razón por la cual se analizará los efectos de la fuerza en los dos planos. El sentido de giro es antihorario, el torque del eje del motor es el máximo (12,4 Nm) con una relación de transmisión de 3:1 y los diámetros de las poleas son los seleccionados en la sección 2.3.4.

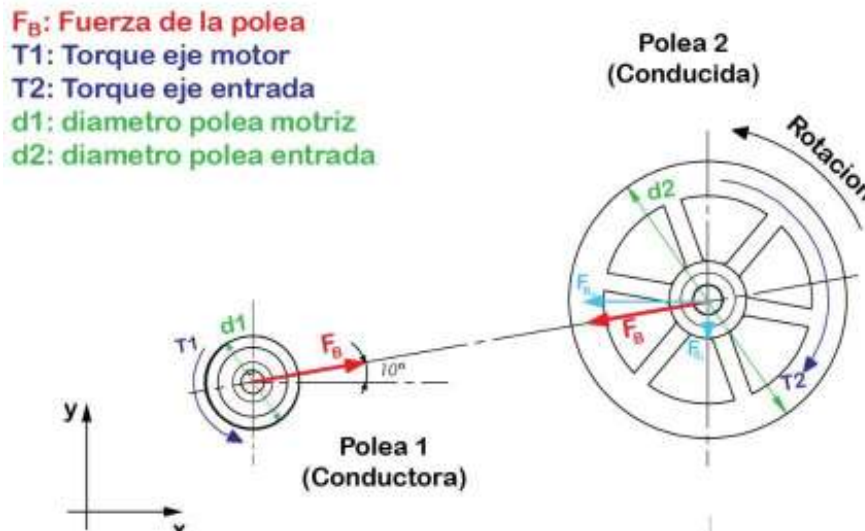


Figura 2.39. Diagrama de cuerpo libre- poleas
(Fuente: Propia)

$$F_B = 1,5 F_N = 1,5 \left(\frac{T}{\frac{D}{2}} \right) \quad \text{Ec. (2.14)}$$

$$T = T_i * i_e \quad \text{Ec. (2.15)}$$

Donde

F_N	Fuerza impulsora neta, N (lb _f)
T	Par de torsión de salida, Nm (lb _f in)
$T_i = 12,4 \text{ Nm}$	Par de torsión de entrada
i	Relación de transmisión
e	1,2,3,4, respectivamente para cada etapa de reducción

Por lo tanto:

$$T = 12,4 * 3 = 37,2 \text{ Nm}$$

Así, se obtiene:

$$F_B = 1,5 \left(\frac{37,2}{\frac{0,2286}{2}} \right) = 488,19 \text{ N}$$

$$F_{B_x} = 488,19 * \cos(10) = 480,77 \text{ N}$$

$$F_{B_y} = 492,13 * \sin(10) = 84,77 \text{ N}$$

Cálculo de la fuerza generada por la cadena, F_c

Para conocer la fuerza que ejerce la cadena sobre el eje se emplea la Ec. (2.16), Ec. (2.15) [17].

Adicionalmente, se toma ciertas consideraciones como son: la transmisión posee una inclinación de -20° con respecto al eje y, el sentido de giro es antihorario tal como se observa en la Figura 2.40. Además, debido a que el valor de la componente de la fuerza en el eje x se puede considerar despreciable, se supone que la fuerza total actúa únicamente en el eje y.

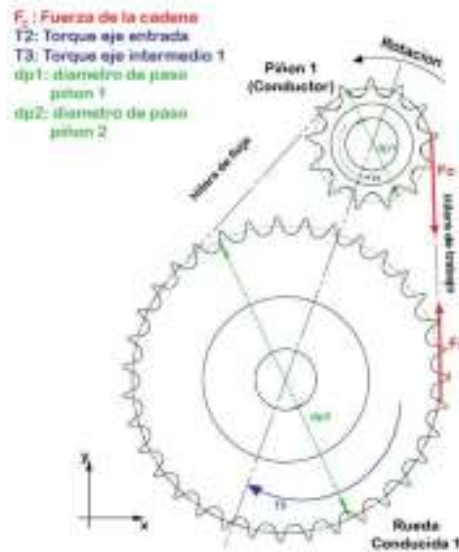


Figura 2.40. Diagrama de fuerzas Catarina
(Fuente: Propia)

El torque que ejerce el eje sobre el piñón conductor del eje de entrada $T = 37,2 \text{ Nm}$ y cuenta con un diámetro de paso $D_p = 0,056 \text{ m}$ valores calculados en secciones previas.

Entonces:

$$F_c = \frac{T}{\frac{D_p}{2}} \quad \text{Ec. (2.16)}$$

$$F_c = F_{c_y} = \frac{37,2}{\frac{0,056}{2}} = 1328,57 \text{ N}$$

Cálculo de las reacciones

Una vez que se ha definido el esquema de las cargas en los ejes x-y mostrados en la Tabla 2.11 se procede a calcular las reacciones que permitirán posteriormente hallar los diagramas de cortantes, momentos y par torsional para el eje de entrada mostrado en la Figura 2.38.

Análisis de cargas eje x

$$\sum M_{R_{1x}} = 0 \therefore R_{2x} = \frac{F_{Bx} * AB}{BD}$$

$$R_{2x} = \frac{(480,77 * 55,3)}{129} = 206,09 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 \therefore R_{1x} = F_{Bx} + R_{2x}$$

$$R_{1x} = 480,77 + 206,09 = 686,86 \text{ N}$$

Análisis de cargas eje y

$$\sum M_{R1y} = 0 \therefore R_{2y} = \frac{F_{Cy} * AB - F_{By} * BC}{BD}$$

$$R_{2y} = \frac{(1328,57 * 44,18) - (84,77 * 55,3)}{149} = 418,67 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \therefore R_{1x} = F_{By} + F_{cy} - R_{2y}$$

$$R_{1y} = 84,77 + 1328,57 - 418,67 = 994,6 \text{ N}$$

Tabla 2.11. Diagramas de Cortantes y Momentos del eje de entrada

Esquema de cargas eje x	Esquema de cargas eje y
Diagrama de Cortantes	Diagrama de Cortantes
Diagrama de Momentos	Diagrama de Momentos
Diagrama Par torsional	

(Fuente: Propia)

Diseño del eje de entrada

El proceso de análisis depende en gran medida de las concentraciones del esfuerzo, mismo que empieza por el punto B' donde el momento flexionante es alto, debido al hombro presente. Además, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante. Se determina el valor del límite de resistencia a la fatiga mediante la Ec. (2.17) [18], considerando un acero AISI 4340.

$$s_y = 900 \text{ MPa}$$

$$s_{ut} = 1200 \text{ MPa}$$

$$s_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f s'_e \quad \text{Ec. (2.17)}$$

Donde

k_a	Factor de modificación de la condición superficial
k_b	Factor de modificación del tamaño
k_c	Factor de modificación de la carga
k_d	Factor de modificación de la temperatura
k_e	Factor de confiabilidad
k_f	Factor de modificación de efectos varios
s'_e	Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria, MPa (kpsi)
S_{ut}	Resistencia última a la tensión, MPa (kpsi)

Además, se considera:

$$k_c = k_d = k_f = 1$$

$$k_e = 0,897 \text{ (Confiabilidad 90\%)}$$

$$k_a = a s_{ut}^b \quad \text{Ec. (2.18)}$$

Donde

a Factor para un determinado acabado superficial, (tabla 6-2, [18])

b Exponente para un determinado acabado superficial, (tabla 6-2, [18])

$$k_b = 1,24d^{-0.107} \quad \text{Ec. (2.19)}$$

$$s'_e = 0,5s_{ut} \quad \text{Ec. (2.20)}$$

Así, se obtiene:

$$k_a = 4,51(1200)^{-0.265} = 0,69$$

$$k_b = 1,24(20)^{-0.107} = 0,9$$

$$s'_e = 0,5(1200) = 600 \text{ MPa}$$

$$S_e = (0,69)(0,9)(0,897)(600) = 334,22 \text{ MPa}$$

Para la primera estimación del diámetro en el punto B', se usa la Ec. (2.13) y a partir del diagrama de la Tabla 2.11 se tiene que: $M_a = 26,35 \text{ Nm}$; $T_m = 37,2 \text{ Nm}$; y se considera $M_m = T_a = 0$; $K_t = K_f$; $K_{ts} = K_{fs}$; donde se considera un factor teórico de

concentración para esfuerzo normal $K_t = 2,7$ y para un esfuerzo cortante $K_{ts} = 2,2$; como una estimación obtenida de la Tabla 7-1 del ANEXO VI.

Simplificando, se obtiene:

$$d = \left[\frac{32n}{\pi} \sqrt{\left[\frac{K_f M_a}{s_e} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{K_{fs} T_m}{s_y} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left[\frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left[\frac{(2,7)(26,35)}{334,22 \times 10^6} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{(2,2)(37,2)}{900 \times 10^6} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,0161 \text{ m} \cong 16 \text{ mm}$$

Se tomará un diámetro de 17 mm por concepto de selección de rodamientos. Una relación típica D/d para el soporte en un hombro es $D/d = 1,2$.

Suponiendo que el radio del filete $r = 0,02$ mm y tomando en referencia a la Fig. A-15-9 y Fig. 6-20 del ANEXO VII se obtiene los valores de: $K_t = 2,7$; $q = 0,7$.

De acuerdo con la Fig. A-15-8 y Fig. 6-21 del ANEXO VI se obtiene los valores de: $K_{ts} = 1,9$; $q = 0,9$.

A partir de la Ec. (2.21) se calcula los valores de los factores de concentración de esfuerzo por fatiga para esfuerzos por flexión y torsionales.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \text{ o bien } K_{fs} = 1 + q_{\text{cortante}}(K_{ts} - 1) \quad \text{Ec. (2.21)}$$

$$K_f = 1 + 0,7(2,7 - 1) = 2,19$$

$$K_{fs} = 1 + 0,9(1,9 - 1) = 1,81$$

Con el diámetro de 17 mm se procede a calcular el valor real del factor de modificación de tamaño k_b .

$$k_b = 1,24(17)^{-0,107} = 0,92$$

$$s_e = (0,69)(0,92)(0,897)(600) = 341,65 \text{ MPa}$$

Una vez determinado los nuevos factores se procede a calcular el factor de seguridad mediante las Ec. (2.22), Ec. (2.23) y Ec. (2.24).

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{\sigma'_a}{s_e} \right)^2 + \left(\frac{\sigma'_m}{s_y} \right)^2 \quad \text{Ec. (2.22)}$$

$$\sigma'_a = \left[\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ec. (2.23)}$$

$$\sigma'_m = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ec. (2.24)}$$

Donde

σ'_a Esfuerzo combinado alternante, MPa (kpsi)

σ'_m Esfuerzo combinado medio, MPa (kpsi)

Así, se obtiene:

$$\sigma'_a = \frac{32(2,19)(26,35)}{\pi(17 * 10^{-3})^3} = 119,64 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16(1,81)(37,2)}{\pi(17 * 10^{-3})^3} \right)^2 \right]^{1/2} = 120,89 \text{ MPa}$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{119,64}{341,65} \right)^2 + \left(\frac{120,89}{900} \right)^2 \therefore n = 2,66$$

Se verifica el diámetro en la ranura ubicada entre las secciones B' y C (Figura 2.38). A partir del diagrama de la Tabla 2.11 se tiene que: $M_a = 40,72 \text{ Nm}$; $T_m = 37,2 \text{ Nm}$; y se considera $M_m = T_a = 0$

Se obtienen las especificaciones siguientes para una ranura apropiada de un anillo de retención para un eje de 20 mm: ancho $a = 1,2 \text{ mm}$; profundidad $t = 0,5 \text{ mm}$; y radio de la esquina en el fondo de la ranura $r = 0,2 \text{ mm}$

Tomando en referencia a la Fig. A-15-16 y Fig. 6-20 del ANEXO VI se obtiene los valores de: $K_t = 3,2$; $q = 0,7$.

De acuerdo con la Fig. A-15-17 y Fig. 6-21 del ANEXO VI se obtiene los valores de: $K_{ts} = 2,4$; $q_s = 0,9$.

A partir de la Ec. (2.21) se calcula los valores de los factores de concentración de esfuerzo por fatiga para esfuerzos por flexión y torsionales.

$$K_f = 1 + 0,7(3,2 - 1) = 2,54$$

$$K_{fs} = 1 + 0,9(2,4 - 1) = 2,26$$

Con el diámetro de 19 mm se procede a calcular nuevamente los nuevos valores de los factores de modificación.

$$k_b = 1,24(19)^{-0,107} = 0,9$$

$$s_e = (0,69)(0,9)(0,897)(600) = 334,22 \text{ MPa}$$

Con el diámetro de 19 mm de la ranura, los esfuerzos combinados alternante y medio son $\sigma'_a = 153,60 \text{ MPa}$; $\sigma'_m = 108,12 \text{ MPa}$. Por lo tanto, $n = 2,11$.

Para verificar con rapidez, se establece, $K_t = K_f$; $K_{ts} = K_{fs}$; donde K_t ; K_{ts} son una estimación obtenida de la tabla 7-1 del ANEXO VI. Además, $M_m = T_a = 0$.

- Diámetro en el extremo del cuñero, justo a la derecha del punto C (Figura 2.38).

A partir del diagrama de la Tabla 2.11 se tiene que: $M_a = 42,45$ Nm; $T_m = 37,2$ Nm; $K_t = 2,2$; $K_{ts} = 3$.

Con el diámetro de 20 mm del cuñero, los esfuerzos combinados alternante y medio son $\sigma'_a = 117,14$ MPa; $\sigma'_m = 121,23$ MPa. Por lo tanto, $n = 2,69$

- Diámetro del hombro justo a la derecha del punto A (Figura 2.38).

A partir del diagrama de la Tabla 2.11 se tiene que: $M_a = 17,29$ Nm; $T_m = 37,2$ Nm; $K_t = 2,7$; $K_{ts} = 2,2$;

Se establece un diámetro de 16mm, los esfuerzos combinados alternante y medio son $\sigma'_a = 116,09$ MPa; $\sigma'_m = 176,25$ MPa. Por lo tanto, $n = 2,55$

- Diámetro en el cuñero justo a la derecha del punto A (Figura 2.38).

A partir del diagrama de la Tabla 2.11 se tiene que: $M_a = 7,87$ Nm; $T_m = 37,2$ Nm; y $K_t = 2,2$; $K_{ts} = 3$.

Con el diámetro de 16 mm del cuñero, los esfuerzos combinados alternante y medio son $\sigma'_a = 43,05$ MPa; $\sigma'_m = 240,34$ MPa. Por lo tanto, $n = 3,88$

Tabla 2.12. Resumen - eje de entrada

Parte	Cambio de sección	Factor de concentración de esfuerzo		Momento Flexionante Nm	Par torsional Nm	Factor de seguridad n	Diámetro mm		
		K_f	K_{fs}				\emptyset	Min	Seleccionado
A	Cuñero	2,2	3	7,87	37,2	2,34	d1	16	19
	Hombro	2,7	2,2	17,29	37,2	3,66			
B	Hombro	2,2	1,8	26,35	37,2	3,39	d2	17	20
C	Ranura	2,54	2,26	40,72	37,2	2,76	d3	20	24
	Cuñero	2,2	3	42,45	37,2	2,41			
D	Hombro	2,7	0	2,74	0	37,53	d4	17	20

(Fuente: Propia)

Diseño del eje intermedio I (Ver Figura 2.41)

Definida la geometría general, se realiza un procedimiento similar al realizado en el ejemplo de cálculo para el eje de entrada. En la Tabla 2.13 se indican las cargas actuantes sobre el eje y en la Tabla 2.14 se muestran los resultados obtenidos.

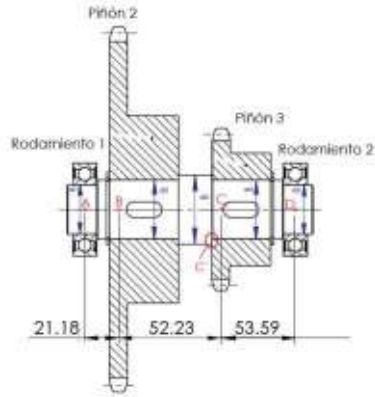
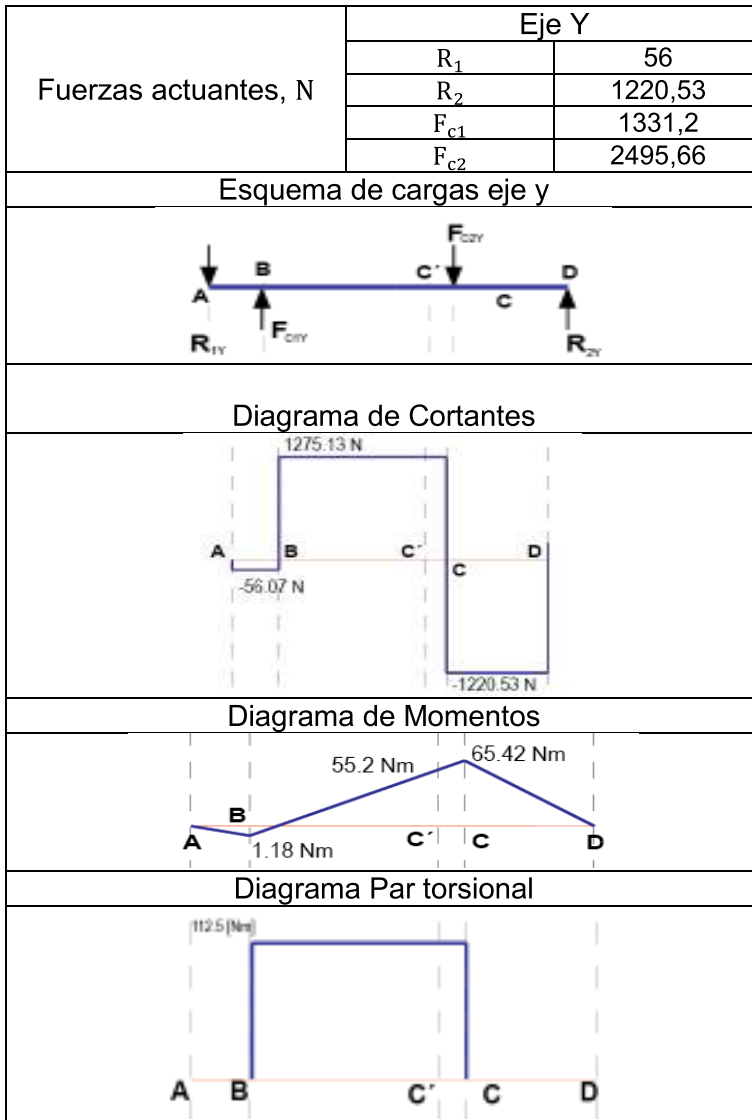


Figura 2.41. Configuración del eje intermedio I y sus componentes.
(Fuente: Propia)

Tabla 2.13. Diagramas de Cortantes y Momentos eje intermedio I



(Fuente: Propia)

Tabla 2.14. Resumen de concentradores de esfuerzos eje intermedio I

Parte	Cambio de sección	Factor de concentración de esfuerzo		Momento Flexionante Nm	Par torsional Nm	Factor de seguridad n	Diámetro mm		
		K_f	K_{fs}				\varnothing	Min	seleccionado
A	Hombro	2,7	2,2	0,33	0	10,18	d1	18	20
B	Ranura	2,5	2,3	0,921	112,5	4,27	d2	22	25
	Cuñero izquierdo y derecho	2,2	3	1,18	112,5	3,21			
	Hombro	2,7	2,2	37,3	112,5	2,80			
C	Hombro	2,2	1,8	55,2	112,5	2,63	d4	22	25
	Cuñero	2,2	3	65,42	112,5	2,00			
	Ranura	2,5	2,3	26,37	112,5	3,37			
D	Hombro	2,7	2,2	7,32	0	10,18	d5	18	20

(Fuente: Propia)

Diseño del eje intermedio II (Ver Figura 2.42)

Definida la geometría general, se realiza un procedimiento similar al realizado en el ejemplo de cálculo para el eje de entrada. En la Tabla 2.15 se indican las cargas actuantes sobre el eje y en la Tabla 2.16 se muestran los resultados obtenidos.

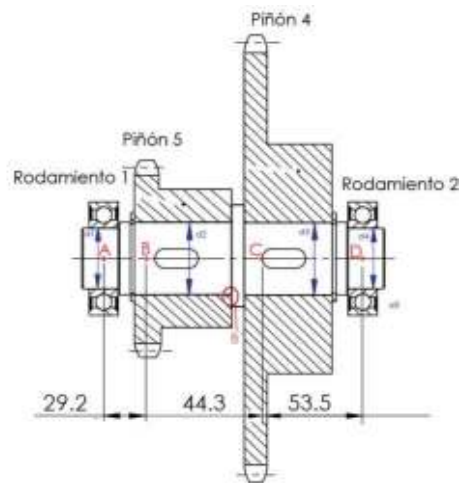
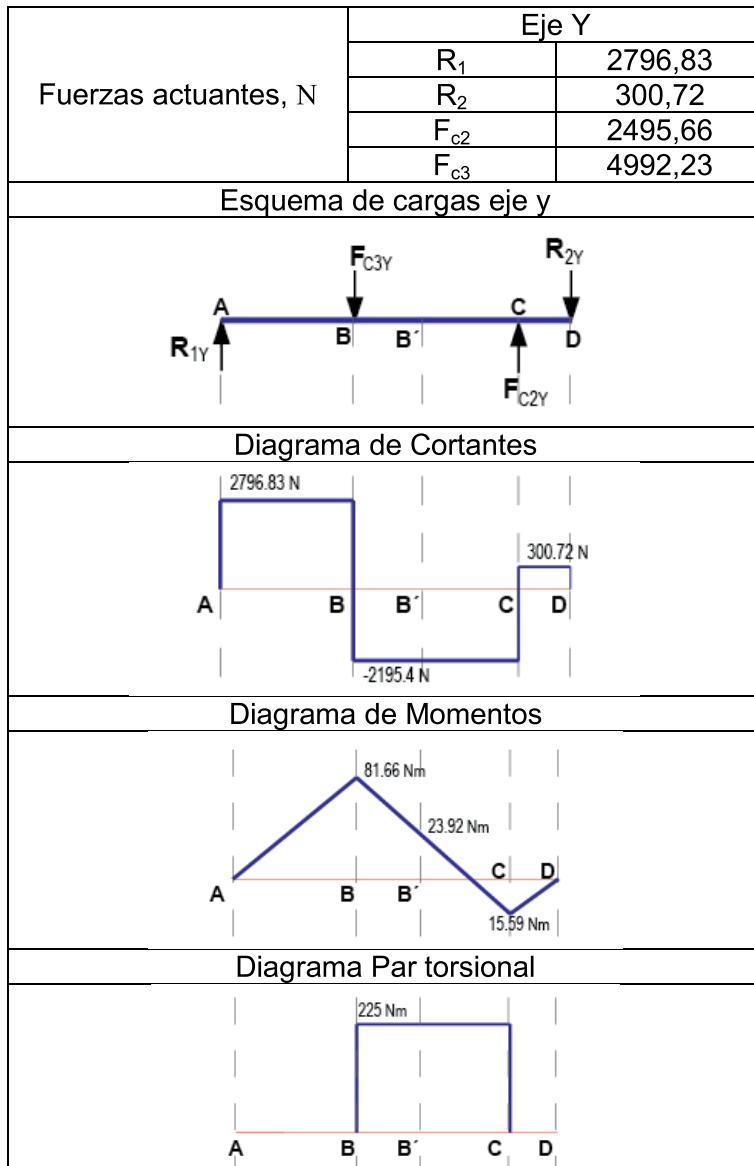


Figura 2.42. Configuración del eje intermedio II y sus componentes.

(Fuente: Propia)

Tabla 2.15. Diagramas de Cortantes y Momentos eje intermedio 2



(Fuente: Propia)

Tabla 2.16. Resumen de concentradores de esfuerzos eje intermedio II

Parte	Cambio de sección	Factor de concentración de esfuerzo		Momento Flexionante Nm	Par torsional Nm	Factor de seguridad n	Diámetro mm		
		K_f	K_{fs}				\emptyset	Min	Seleccionado
A	Hombro	2,7	2,2	16,78	0	8,11	d1	22	25
B	Ranura	2,54	2,26	59	225	2,65	d2	26	30
	Cuñero	1,84	2,6	81,66	225	2,44			
	Hombro	2,2	1,8	23,92	225	4,13			
C	Hombro	2,7	2,2	3,92	225	3,61	d3	26	30
	Cuñero	2,2	3	15,59	225	2,62			
	Ranura	2,54	2,26	7,70	225	3,50			
D	Hombro	2,7	2,2	1,75	0	8,11	d4	22	25

(Fuente: Propia)

Diseño del eje de salida (Ver Figura 2.43)

Para determinar los diámetros mínimos del eje de salida, adicionalmente a las condiciones establecidas previamente para el diseño de ejes, se añade ciertas características como son: en los extremos posee un momento generado por el peso propio debido a que en él se acoplan las ruedas y un momento generado por la tracción neta. Un resumen de cálculo se muestra en la Tabla 2.17 y Tabla 2.18.

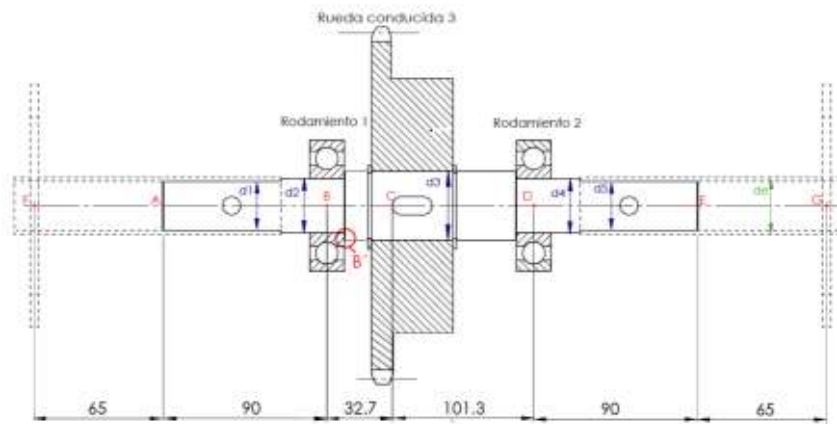


Figura 2.43. Configuración del eje de salida y sus componentes.
(Fuente: Propia)

Para el análisis de cargas en el eje x es necesario realizar el diagrama de cuerpo libre de la rueda de acuerdo con la Figura 2.44.

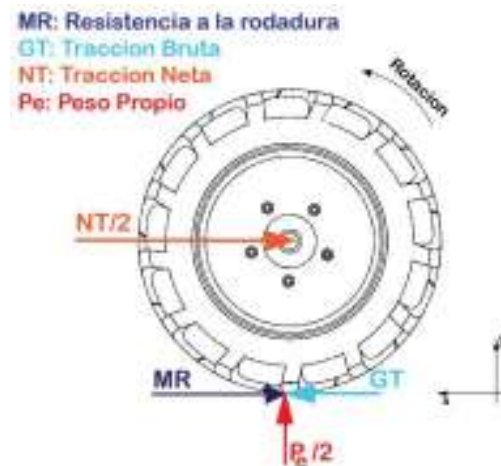


Figura 2.44. Diagrama de cuerpo libre de la rueda
(Fuente: Propia)

De acuerdo con la Figura 2.44, sobre el Eje X actúa un momento generado por la Tracción Neta NT. Esta carga se determina con la Ec. (1.8), considerando $s = 10\%$, $W = 225 \text{ kg}_f$, $B_n = 55$

$$NT = 225 * 9,8 * \left[0,88(1 - e^{-0,1(55)})(1 - e^{-7,5(0,1)}) - \frac{1}{55} - \frac{0,5(0,1)}{\sqrt{55}} \right] = 959,34 \text{ N}$$

Tabla 2.17. Diagramas de Cortantes y Momentos eje de salida

Fuerzas actuantes, N	Eje X		Eje Y	
	R_1	479,67	R_1	4389
	R_2	479,67	R_2	1833,23
	$NT/2$	479,67	F_{c3}	4992,23
		$P_e/2$	615	
Esquema de cargas eje x	Esquema de cargas eje y			
Diagrama de Cortantes	Diagrama de Cortantes			
Diagrama de Momentos	Diagrama de Momentos			
Diagrama Par torsional				

(Fuente: Propia)

Tabla 2.18. Resumen de concentradores de esfuerzos eje salida

Parte	Cambio de sección	Factor de concentración de esfuerzo		Momento Flexionante Nm	Par torsional Nm	Factor de seguridad n	Diámetro mm		
		K _f	K _{fs}				∅	Min	Seleccionado
A	Agujero Pasante	1,49	2,4	79	225		d1	25	25
	Hombro	1,60	1,54	120,90	225	2,30			
B	Hombro	2,7	2,2	100,32	225	2,92	d2	30	30
C	Cuñero	2,2	3	82,17	450	3,85	d3	36	36
	Ranura	2,54	2,26	79,81	450	4,74			
D	Hombro	2,7	2,2	117,89	225	2,58	d4	30	30
E	Hombro	1,60	1,54	120,90	225	2,30	d5	25	25
	Agujero Pasante	1,49	2,4	79	225				

(Fuente: Propia)

2.3.9 Selección de rodamientos

Se debe considerar que la duración de los rodamientos para aplicaciones agrícolas es de 3000 a 6000 horas [17].

Para comprobar la vida nominal básica se toma en consideración el ejemplo de cálculo del catálogo FAG [19].

Selección rodamientos eje entrada

La vida nominal de un rodamiento según la normativa ISO 281 se obtiene mediante la Ec. (2.25).

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \text{Ec. (2.25)}$$

Si la velocidad es constante, es preferible calcular la vida expresada en horas de funcionamiento mediante la Ec. (2.26).

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60N} L_{10} \quad \text{Ec. (2.26)}$$

Donde:

- L_{10} Vida nominal básica (con una confiabilidad de 90%), millones de revoluciones
- L_{10h} Vida nominal (con una confiabilidad de 90%), horas de funcionamiento
- C Capacidad de carga dinámica básica, kN
- P Carga dinámica equivalente del rodamiento, kN
- N Velocidad de giro, rpm
- p Exponente de la ecuación de la vida útil, para rodamientos de bolas, $p=3$

Considerando una vida nominal mínima $L_{10h} = 3000$ h; diámetro del eje, $d = 20$ mm; $N = 833,33$ rpm.

$$L_{10} = \frac{L_{10h} 60N}{10^6}$$

$$L_{10} = \frac{(3000)(833,33)(60)}{10^6} = 150 \text{ millones de revoluciones}$$

A partir de la Tabla 2.11 se determina la reacción resultante en el punto de apoyo del rodamiento (Punto D).

$$R_{2x} = 179,87 \text{ N}, R_{2y} = 362,97 \text{ N}$$

$$R_2 = \sqrt{179,87^2 + 362,97^2} = 405,09 \text{ N}$$

Se determina la carga equivalente P usando la Ec. (2.25) y Ec. (2.27). Además, se considera una carga axial $F_a = 0$ por lo que solamente se toma en cuenta carga radial F_r ; factor de carga radial $X = 1$ y el factor de carga axial $Y = 0$.

$$P = XF_r + YF_a \quad \text{Ec. (2.27)}$$

Así, se obtiene:

$$P = 405,09 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \therefore 150 = \left(\frac{C}{405,09}\right)^3$$

$$C = 2156,67 \text{ N}$$

Se determina la reacción resultante en el punto de apoyo del rodamiento (Punto B).

$$R_{1x} = 664,52 \text{ N}, R_{1y} = 1053,69 \text{ N}$$

$$R_1 = \sqrt{1053,69^2 + 664,52^2} = 1245,73 \text{ N}$$

Se determina la carga equivalente usando la Ec. (2.25) y Ec. (2.27), considerando únicamente una carga radial, puesto que no existe cargas axiales.

$$P = 1245,73 \text{ N}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \therefore 150 = \left(\frac{C}{1245,73}\right)^3$$

$$C = 6618,93 \text{ N}$$

Con el valor de C, se selecciona un rodamiento que cumpla con estas características.

Y se procede a verificar la vida la vida nominal mediante la Ec. (2.25) y Ec. (2.26).

Se selecciona un rodamiento 20 x 42 x 12 (6004.2RSR), cuya C = 9,3 kN

$$L_{10} = \left(\frac{9300}{1245,73} \right)^3 = 416,08$$

$$L_{10h} = \frac{416,08(10^6)}{833,33(60)} = 8321,93 \text{ h} > 3000 \text{ h}$$

En la Tabla 2.19, Tabla 2.20, Tabla 2.21 y Tabla 2.22, se muestra un resumen de los resultados obtenidos de las características de los rodamientos seleccionados.

Tabla 2.19. Características de los rodamientos del eje de entrada

Eje entrada				
Sección	Dimensiones, mm	Código	Carga equivalente P, N	Carga dinámica C, N
B	20 x 42 x 12	6004.2RSR	6618,93	9300
D	20 x 42 x 12	6004.2RSR	2156,67	9300

(Fuente: Propia)

Tabla 2.20. Características de los rodamientos del eje intermedio i

Eje intermedio 1				
Sección	Dimensiones, mm	Código	Carga equivalente P, N	Carga dinámica C, N
A	20 x 42 x 12	6004.2RSR	204	9300
D	20 x 42 x 12	6004.2RSR	4451,4	9300

(Fuente: Propia)

Tabla 2.21. Características de los rodamientos del eje intermedio II

Eje intermedio 2				
Sección	Dimensiones, mm	Código	Carga equivalente P, N	Carga dinámica C, N
A	25 x 47 x 12	6005.2RSR	8095,9	10000
D	25 x 47 x 12	6005.2RSR	870,49	10000

(Fuente: Propia)

Tabla 2.22. Características de los rodamientos del eje de salida

Eje salida				
Sección	Dimensiones, mm	Código	Carga equivalente P, N	Carga dinámica C, N
A	30 x 55 x 13	6006.2RSR	9066,40	12700
D	30 x 55 x 13	6006.2RSR	2798	12700

(Fuente: Propia)

2.3.10 Selección de cuñas

El tipo de cuña más común para ejes de hasta 6,5 pulg de diámetro es la cuña cuadrada tipo A (ver Figura 2.45), cuyas dimensiones se establecen principalmente por el diámetro del eje [17].

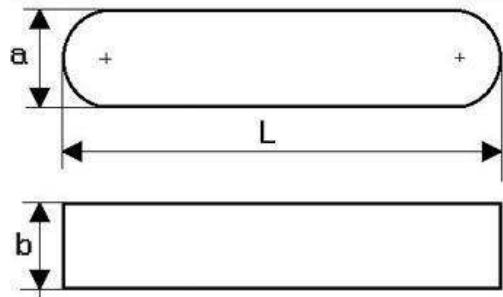


Figura 2.45. Geometría cuña cuadrada tipo A

(Fuente: <http://www.gardette.es/chavetas-y-perfiles-para-chavetas/chavetas-para-parallelas>)

Para comenzar el análisis se comprueba la resistencia de fluencia de los materiales (eje, cubo y cuña) para determinar el tipo de falla que se produce ya sea por empuje o cortante.

Al analizar la cuña presente en la sección A del eje de entrada se debe considerar los siguientes parámetros: $T = 37,2$ Nm, eje de $d = 19$ mm (AISI 4340, $S_y = 900$ MPa), cuña de 6×6 mm (AISI 1045, $S_y = 530$ MPa), cubo de Aluminio A329 ($S_y = 220$ MPa) y un factor de diseño $n = 3$ [17]. Siendo el cubo el de menor resistencia por lo cual se calcula la longitud mínima de la cuña mediante la Ec. (2.28) [17] para que no se produzca falla por empuje en el aluminio.

$$L = \frac{4 * T * n}{d * b * s_y} \quad \text{Ec. (2.28)}$$

$$L = \frac{4(37,2)(3)}{(0,019)(0,006)(220 \times 10^6)} \quad \therefore L \cong 17,8 \text{ mm}$$

Al tomar en consideración la cuña de la sección C del eje de entrada, cuyos parámetros son: eje de $d = 24$ mm (AISI 4340, $S_y = 900$ MPa), cuña de 8×8 mm (AISI 1045, $S_y = 530$ MPa) y cubo de acero AISI 1045 ($S_y = 530$ MPa). Siendo la cuña el elemento de menor resistencia, su longitud mínima para que no se produzca falla por corte se determina mediante la Ec. (2.29) [17].

$$L = \frac{4 * T * n}{d * a * s_y} \quad \text{Ec. (2.29)}$$

$$L = \frac{4(37,2)(3)}{(0,024)(0,008)(530 \times 10^6)} \quad \therefore L \cong 3,89 \text{ mm}$$

Para determinar las dimensiones de cada una de las cuñas en los diferentes ejes, se realiza el procedimiento detallado anteriormente, con lo cual se selecciona una cuña de acuerdo con las longitudes normalizadas y cuyos resultados se pueden observar en la Tabla 2.23, Tabla 2.24, Tabla 2.25 y Tabla 2.26.

Tabla 2.23. Características de las cuñas del eje de entrada

Eje entrada					
Sección	Material	Dimensiones, mm	Forma	Longitud, mm	
				Min.	Seleccionado
A	AISI 1045	6 x 6	A	17,8	22
C	AISI 1045	8 x 8	A	3,89	22

(Fuente: Propia)

Tabla 2.24. Características de las cuñas del eje de intermedio 1

Eje intermedio I					
Sección	Material	Dimensiones, mm	Forma	Longitud, mm	
				Min.	Seleccionado
B	AISI 1045	8 x 8	A	12,73	22
C	AISI 1045	8 x 8	A	12,73	22

(Fuente: Propia)

Tabla 2.25. Características de las cuñas del eje de intermedio 2

Eje intermedio II					
Sección	Material	Dimensiones, mm	Forma	Longitud, mm	
				Min.	Seleccionado
B	AISI 1045	8 x 8	A	21,23	32
C	AISI 1045	8 x 8	A	21,23	32

(Fuente: Propia)

Tabla 2.26. Características de las cuñas del eje salida

Eje salida					
Sección	Material	Dimensiones, mm	Forma	Longitud, mm	
				Min.	Seleccionado
C	AISI 1045	10 X 10	A	26,81	42

(Fuente: Propia)

2.3.11 Diseño del acople de las ruedas

La conexión del eje de salida con las ruedas se produce a través de un eje hueco acoplado con un pasador al eje de salida y por pernos a la rueda motriz, como muestra la Figura 2.46

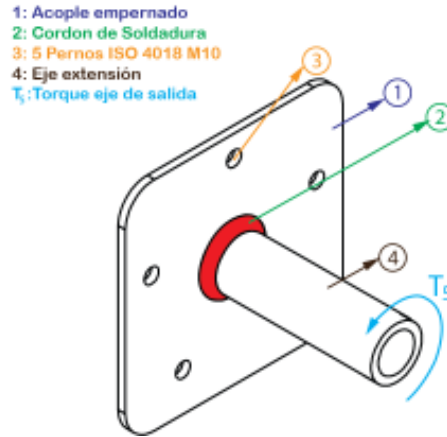


Figura 2.46. Esquema del acople de ruedas
 (Fuente: Propia)

Diseño del eje hueco

Para determinar el diámetro exterior d_e del eje hueco se determinó que el diámetro interno $d_i = 25$ mm; $M_a = 95$ Nm; $T_m = 225$ Nm (obtenido de la Tabla 2.17) $M_m = T_a = 0$ Nm; un factor de seguridad $n = 2$; material AISI 1018 cuyo $S_y = 235$ MPa; $S_{ut} = 410$ MPa

$$\sigma = K_t \frac{Mc}{I} = \frac{32K_t M d_e}{\pi(d_e^4 - d_i^4)} \quad \text{Ec. (2.30)}$$

$$\tau = K_{ts} \frac{Tc}{J} = \frac{16K_{ts} T d_e}{\pi(d_e^4 - d_i^4)} \quad \text{Ec. (2.31)}$$

Pero

$$\sigma' = (\sigma^2 + 3\tau^2)^{1/2} \quad \text{Ec. (2.32)}$$

Entonces

$$\sigma'_a = \sigma; \quad \sigma'_m = \sqrt{3}\tau \quad \text{Ec. (2.33)}$$

Mediante las Ec. (2.17) a la Ec. (2.20) se determina el límite de resistencia a la fatiga $S_e = 116$ MPa. Considerando los valores de $K_t = 2,63$ y $K_{ts} = 1,78$ obtenidos de la tabla A-16 del ANEXO VI y a partir de la Ec. (2.22) se obtiene el diámetro exterior del eje hueco $d_e = 37$ mm.

Diseño de la junta soldada acople – eje hueco

Considerando una garantía de 3 mm (1/8 pulg), basado en la Tabla 9-6 del ANEXO VI se determina si la junta soporta el esfuerzo generado por el torque $T = 225$ Nm

transmitido por el eje de salida mediante la Ec. (2.34). Se usará un electrodo E6011 cuya resistencia a la tracción es $S_{ut} = 427$ MPa.

$$\tau_{perm} = \frac{2,83T}{hd_e^2\pi} \quad \text{Ec. (2.34)}$$

Donde

h Garganta, m (pulg)

τ_{perm} Esfuerzo permisible, MPa (kpsi)

Considerando la resistencia del material de aporte $\tau_{perm} \leq 0,3(S_{ut})$ [18].

$$\tau_{perm} = \frac{2,83T}{hd_e^2\pi} \leq 0,3(S_{ut})$$

$$\tau_{perm} = \frac{2,83 * 225}{0,003 * 0,035^2 * \pi} = 55,15 \text{ MPa} \leq 427 \text{ MPa}$$

Considerando la resistencia del material base $\tau_{perm} \leq 0,4(S_y)$ [18].

$$\tau_{perm} = \frac{2,83 * T}{h * d_e^2 * \pi} \leq 0,4(S_y)$$

$$\tau_{perm} = \frac{2,83 * 225}{0,003 * 0,035^2 * \pi} = 55,15 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

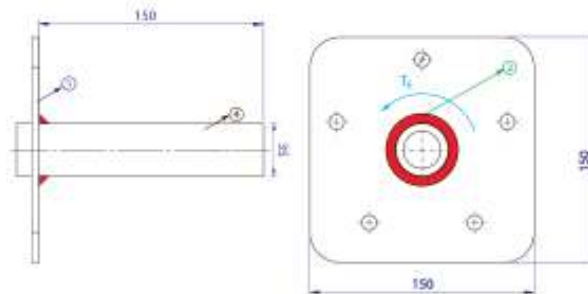


Figura 2.47. Esquema de la junta soldada acople – eje extensión
(Fuente: Propia)

Diseño del pasador eje extensión – eje de salida

Para la fijación y transmisión de potencia entre el eje de extensión y el eje de salida se emplea un pasador de acero inoxidable ($S_y = 450$ MPa) cuyo diámetro mínimo D_p es determinado a partir de la Ec. (2.35) [17] bajo las siguientes consideraciones: el esfuerzo generado por del par de torsión del eje de salida, $T = 225$ Nm; $n = 2$; $d = 25$ mm.

$$D_p = \sqrt{\frac{4T}{\pi * d * 0,5 \frac{S_y}{n}}} \quad \text{Ec. (2.35)}$$

$$D_p = \sqrt{\frac{4 * 225}{0,025 * \pi * 0,5 * \frac{450 * 10^6}{2}}} = 10 \text{ mm}$$

Se usarán pasadores de acero inoxidable de 10 mm de diámetro para el acople.

2.3.12 Diseño del acople para la herramienta de trabajo

El sistema consiste en un perfil C soldado a una placa soporte (soporte manceras) que se acopla a las placas laterales de la carcasa (placa base) mediante una junta empernada como se muestra en la Figura 2.48.

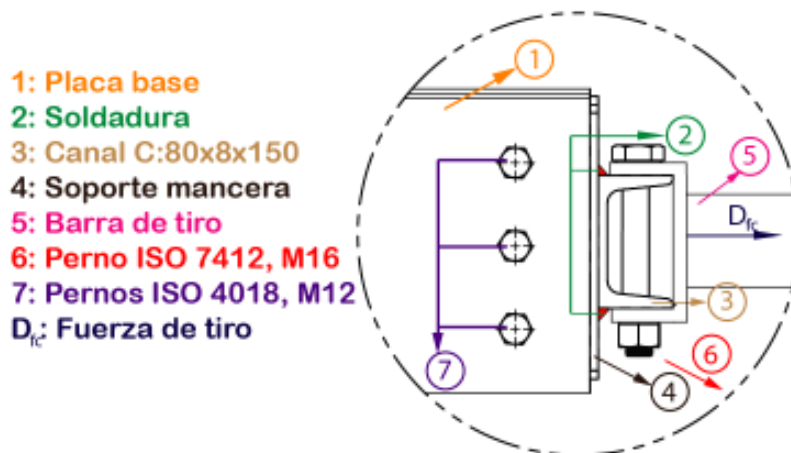


Figura 2.48. Esquema sistema de acople herramienta de trabajo
 (Fuente: Propia)

Selección y validación del perno de unión entre canal C y barra de tiro

Para conectar la barra de tiro con el canal C de acero A36 ($S_y = 250 \text{ MPa}$) se ha seleccionado un perno M16 clase 8.8 con una resistencia de prueba mínima $S_p = 600 \text{ MPa}$.

Se comprueba el efecto aplastamiento en 5 y 6 (ver Figura 2.48) bajo la acción de la fuerza de tiro $D_{fc} = 1421 \text{ N}$; un factor de seguridad $n = 2$ [18]; mediante la Ec. (2.36).

$$\sigma = \frac{D_{fc}}{t d_p} \leq \frac{S_p}{n} \wedge \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. (2.36)}$$

Donde

t Espesor, m (pulg)

d_p Diámetro perno, m (pulg)

$$\sigma = \frac{1421}{2(0,06)(0,016)} = 0,74 \text{ MPa}$$

Este valor es menor que los esfuerzos permisibles del perno (300 MPa) y del material base (125 MPa)

Se comprueba el efecto cortante τ del perno mediante la Ec. (2.37) [18].

$$\tau = \frac{D_{fc}}{2 \frac{\pi d_p^2}{4}} \leq 0,577 \frac{S_p}{n} \quad \text{Ec. (2.37)}$$

$$\tau = \frac{1421}{2 \frac{\pi(0,016)^2}{4}} = 4,62 \text{ MPa} \leq 173,1 \text{ MPa}$$

Se comprueba el esfuerzo cortante del borde en el elemento 3 que tiene un espesor mínimo $t = 4 \text{ mm}$ bajo la acción de la fuerza de tiro D_{fc} y una distancia mínima al borde $a = 10 \text{ mm}$ mediante la Ec. (2.38) [18] y las dimensiones mostradas en la Figura 2.49.

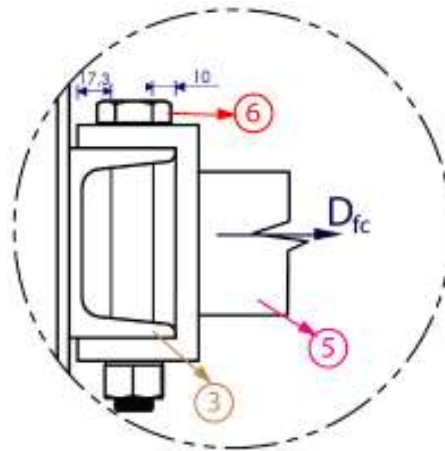


Figura 2.49. Esquema del acople en la barra C.
(Fuente: Propia)

$$\tau = \frac{D_{fc}}{2at} \leq 0,577 \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. (2.38)}$$

Donde

a Distancia mínima al borde, m (pulg)

$$\tau = \frac{1421}{2(0,010)(0,004)} = 17,76 \text{ MPa} \leq 101 \text{ MPa}$$

Diseño de la soldadura Soporte manquera – canal C

El Canal C se encuentra unido al soporte de la manquera mediante cordones de soldadura como se muestra en la Figura 2.50.

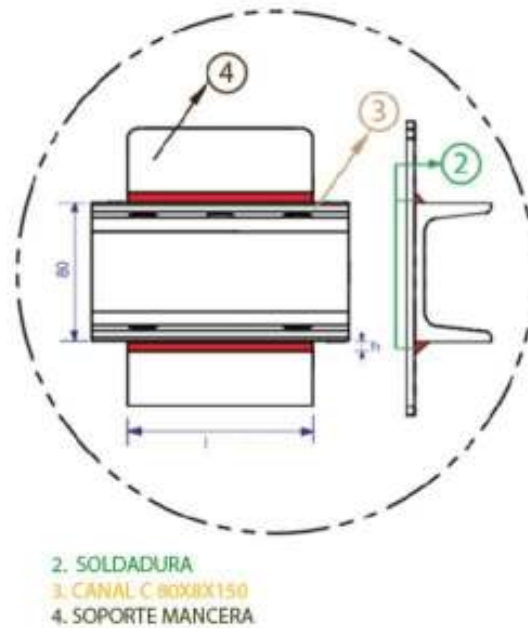


Figura 2.50. Esquema de la junta soldada
(Fuente: Propia)

Considerando una garganta $h = 3 \text{ mm}$ (1/8 pulg) con base en la Tabla 9-6 del ANEXO VI se determina la longitud necesaria del cordón l_c para soportar el esfuerzo τ_c generado por la fuerza de tiro D_{fc} mediante la Ec. (2.39). Se usará un electrodo E6011 cuya resistencia a la tensión es $S_{ut} = 427 \text{ MPa}$.

$$\tau_c = \frac{0,707 * D_{fc}}{h l_c} \quad \text{Ec. (2.39)}$$

Considerando la resistencia del material de aporte $\tau_{perm} \leq 0,3(S_{ut})$ [18].

$$l_c = \frac{0,707 * 1421}{0,3(427 * 10^6)(3 * 10^{-3})} * 1000 = 2,5 \text{ mm}$$

Considerando la resistencia del material base $\tau_{perm} \leq 0,4(S_y)$ [18].

$$l_c = \frac{0,707 * 1421}{0,4(250 * 10^6)(3 * 10^{-3})} * 1000 = 3,16 \text{ mm}$$

Diseño de la junta empernada soporte mancuerna - placa base

El acople del soporte de la mancuerna a la placa base se realiza mediante una junta empernada cuyas características se las puede observar en la Tabla 2.27. Procedimiento de cálculo es similar al indicado en la sección 2.3.12.

Tabla 2.27. Características técnicas de la junta empernada

Detalles de la junta				Esquema
Perno	Clase		8.8	
	S_p , MPa		600	
	Diámetro, mm		12	
	Cantidad		3	
	Factor Seguridad		2	
Material base	1	Denominación	ASTM A36	
		Espesor, mm	6	
		S_y , MPa	250	
	4	Denominación	ASTM A36	
		Espesor, mm	6	
		S_y , MPa	250	

(Fuente: Propia)

A continuación, en la Tabla 2.28 se muestra un resumen del análisis de los esfuerzos a los que se encuentra sometido la junta empernada.

Tabla 2.28. Esfuerzos críticos en la junta empernada

Esfuerzos críticos, MPa	Condición	Calculado	Admisible
	Aplastamiento pernos	6,57	400
	Aplastamiento elementos	6,57	167
	Cortante de un perno	4,18	230,8
	Cortante del borde	0,96	96

(Fuente: Propia)

2.4 Construcción y montaje

2.4.1 Construcción

Para la construcción de cada elemento constitutivo del motocultor propuesto se requiere de una variedad de equipos, herramientas e instrumentos de medición, las cuales se detallan a continuación en la Tabla 2.29, Tabla 2.30 y Tabla 2.31, con sus respectivas codificaciones para resumir las operaciones y poder plasmarlas en cada ejemplo.

Tabla 2.29. Equipo utilizado

Equipo utilizado	Codificación
Torno	TO
Fresadora	FR
Taladro de pedestal	TP
Taladro de mano	TM
Amoladora	AM
Corte por plasma	CP
Soldadora SMAW	SS
Dobladora de tubos	DT
Sierra de cinta	SC

(Fuente: Propia)

Tabla 2.30. Herramientas para usar en la construcción

Herramientas	Codificación
Porta cuchillas	PC
Cuchilla	CW
Cuchilla de interiores	CI
Fresas de desbaste	FD
Brocas	BR
Machuelo	MC
Lima manual	LI
Sierra manual	SI
Disco de corte	DC
Disco de desbaste	DD
Martillo	MA
Rayador	RA
Lija	LJ
Entenalla	EN

(Fuente: Propia)

Tabla 2.31. Instrumentos de medición y verificación

Instrumentos de medición y verificación	Codificación
Calibrador pie de rey	CA
Flexómetro	FL
Escuadra	ES
Nivel	NI

(Fuente: Propia)

Adicionalmente, durante la construcción se debe emplear en todo momento cada uno de los equipos de protección personal (EPP) mencionados a continuación:

Equipos de protección personal (EPP)

- Overol
- Gafas
- Guantes
- Zapatos de seguridad
- Casco

En el siguiente punto se debe detallar la materia prima y distinguir los elementos normalizados que se pueden encontrar en el mercado nacional para poder determinar aquellos elementos que serán fabricados.

Elementos normalizados y seleccionados

- Herramienta de arado
- Motor de combustión interna
6,5hp
- Ruedas agrícolas 5,00x12
- Rodamientos
- Poleas
- Correas
- Chavetas
- Piñones conductores y
conducidos
- Cadenas
- Maneta aceleradora
- Maneta de embrague
- Puños
- Cables
- Pernos
- Tuercas
- Arandelas
- Anillos de retención
- Pasadores

Partes por construir y modificar

- Carcasa de la caja de transmisión
- Ejes (entrada, intermedio I, intermedio II, salida, eje de extensión)
- Soportes de rodamientos

- Modificación cubos de las poleas y piñones
- Manillar
- Sistema de embrague por tensor
- Soportes laterales
- Soporte motor
- Regulador de altura del manillar
- Soporte del manillar
- Soporte herramienta
- Barra de tiro
- Protectores o cubiertas

Materia prima

- Plancha Acero ASTM-A36 956 x 586 x 3 (mm)
- Plancha Acero ASTM-A36 865 x 240 x 12 (mm)
- Plancha Acero ASTM-A36 3082 x 1130 x 6 (mm)
- Tol galvanizado plancha 650 x 350 x 1 (mm)
- Platina 60 x 70 x 5 (mm)
- Platina 175 x 50 x 12 (mm)
- Perfil C 80 x 8 x 150 (mm)
- Tubo estructural (ASTM-A36) cuadrado 50 x 50 x 2; L = 0,5 m
- Tubo estructural (ASTM-A36) redondo Ø 1 pulg; L = 2 m
- Eje AISI 1018 Ø 58 mm; L = 100 mm
- Eje AISI 1018 Ø 68 mm; L = 25 mm
- Eje AISI 1018 Ø 35 mm; L = 165 mm
- Eje AISI 4340 Ø 1 pulg; L = 435 mm
- Eje AISI 4340 Ø 1 1/2 pulg; L = 490 mm
- Electrodo E6011 de diferentes diámetros
- Pintura para metal Rust Oleum color negro

2.4.2 Proceso de construcción

Debido a la gran cantidad de elementos a construir se presenta a manera de ejemplo la secuencia de construcción de algunos de los más importantes, con los cuales se podrá detallar cada proceso de fabricación realizado en este proyecto.

Ejemplo 1: Construcción de la carcasa de la caja de transmisión

La carcasa o bastidor del motocultor se construye a partir de planchas de acero ASTM A-36 de 12 y 6 mm de espesor y cuyas dimensiones están establecidas en los planos TMSA.1101 y TMSA.1102. En la Tabla 2.32 se indica el proceso de construcción.

Tabla 2.32. Proceso de construcción de la carcasa de la caja de transmisión

N°	Proceso	Equipos, Herramienta, Instrumento
1	Cortar las planchas a las medidas establecidas en los planos	CP, CA, FL
2	Eliminar filos cortantes	LI
3	Verificar las dimensiones	CA, ES, FL
4	Nivelar y fijar las placas mediante puntos de soldadura	ES, NI, EN, SS
5	Verificar perpendicularidad, paralelismo	NI, ES
6	Marcar la ubicación de los puntos de taladrado de la placa	RA, CA
7	Realizar el roscado de los agujeros	TM, MC
8	Realizar los cordones de soldadura	SS

(Fuente: Propia)

Ejemplo 2: Construcción del eje de entrada

El eje de entrada se obtiene a partir de una barra redonda de acero AISI 4340 de 1 pulg de diámetro y cuyas dimensiones finales están establecidas en el plano TMSA.201. En la Tabla 2.33 se indica el proceso de mecanizado.

Ejemplo 3: construcción del soporte de rodamiento IV

El soporte de rodamiento IV se obtiene a partir de un eje AISI 1018 de 58 mm de diámetro y cuyas dimensiones finales están establecidas en el plano TMSA.1107. En la Tabla 2.34 se indica el proceso de mecanizado.

Ejemplo 4: Modificación cubo rueda I 22z 16B1

A partir del piñón previamente adquirido se realiza la modificación del cubo, cuyas dimensiones finales están establecidas en el plano TMSA.208. En la Tabla 2.35 se indica el proceso de mecanizado.

Tabla 2.33. Proceso de mecanizado para la construcción del eje de entrada

N°	Proceso	Equipos, Herramienta, Instrumento
1	Cortar el eje a la longitud establecida en el plano más unos 20 mm adicionales para poder sujetarlo con las mordazas	SC, FL
2	Refrentar las caras	TO, CW
3	Cilindrar exterior hasta \varnothing 24 mm	TO, CA, CW
4	Cilindrar exterior hasta \varnothing 20,1 mm; L = 102,6 mm	TO, CA, CW
5	Cilindrar exterior hasta \varnothing 19 mm; L = 76,3 mm	TO, CA, CW
6	Cambiar de posición y Cilindrar exterior hasta \varnothing 20 mm, 1; L = 15 mm	TO, CA, CW
7	Cortar el sobrante y verificar la longitud total	SC, FL
8	Realizar chaflanes	TO, PC, LI
9	Lijar las superficies	TO, LJ
10	Verificar tolerancias	CA
11	Realizar ranuras para anillos de retención a las distancias establecidas en el plano	TO, PC, CA
12	Mecanizado de agujero para chavetero con broca	BR, FR, CA
13	Ranurado de chaveteros	FR, FD, CA,

(Fuente: Propia)

Tabla 2.34. Proceso mecanizado para la construcción del soporte de rodamiento IV

N°	Proceso	Equipos, Herramienta, Instrumento
1	Cortar el eje a la longitud establecida en el plano más unos 20 mm adicionales para poder sujetarlo con las mordazas	SC, FL
2	Refrentar las caras	TO, CW
3	Cilindrar exterior hasta \varnothing 57 mm	TO, CA, CW
4	Vaciado con broca de \varnothing 12 mm	TO, CA, CW
5	Vaciado con broca de \varnothing 16 mm	TO, BR
6	Vaciado con broca de \varnothing 20 mm	TO, BR
7	Vaciado con broca de \varnothing 25 mm	TO, BR
8	Vaciado con broca de \varnothing 30 mm	TO, BR
9	Cilindrado interior hasta \varnothing 38 mm	TO, CI, CA,
10	Eliminar aristas vivas	TO, PC, LI
11	Lijar las superficies	LJ
12	Verificar tolerancias	CA

(Fuente: Propia)

Tabla 2.35. Proceso de mecanizado para la modificación del cubo rueda 22z -16B1

N°	Proceso	Equipos, Herramienta, Instrumento
1	Vaciado con broca de Ø 12 mm	TO, CA, CW
2	Vaciado con broca de Ø 16 mm	TO, BR
3	Vaciado con broca de Ø 20 mm	TO, BR
4	Vaciado con broca de Ø 25 mm	TO, BR
5	Cilindrado interior hasta Ø 30 mm	TO, CI, CA,
6	Eliminar aristas vivas	TO, PC, LI
7	Lijar las superficies	LJ
8	Verificar tolerancias	CA
9	Ranurada ceja para chaveta	FR, PC

(Fuente: Propia)

Ejemplo 5: Construcción del manillar

El manillar se construye a partir de un tubo estructural redondo de 1 pulg de diámetro, 2 m de longitud y 2 mm de espesor, cuyas dimensiones finales están establecidas en el plano TMSA.401. En la Tabla 2.36 se indica el proceso de construcción.

Tabla 2.36. Proceso de construcción del manillar

N°	Proceso	Equipos, Herramienta, Instrumento
1	Cortar el tubo Ø 1 pulg a la longitud establecida en el plano	AM, DC, FL
2	Realizar marcas a la longitud establecida en el plano	FL, RA
3	Doblar el tubo según las marcas realizadas	DT
4	Eliminar aristas vivas	LI

(Fuente: Propia)

Para los demás elementos a construir se toman en consideración procesos similares ya detallados en los ejemplos mencionados anteriormente o una combinación de éstos, siendo así que se considera el corte, soldadura y taladrado como las operaciones más frecuentes.

2.4.3 Montaje

Una vez obtenidos los elementos del motocultor (normalizados y fabricados), se procede a realizar el montaje de la máquina tomando en consideración la estructura modular planteada en la sección 2.2 y cuya secuencia se detalla a continuación para cada uno de los módulos. Además, se presenta fotografías del montaje en el ANEXO VII.

Módulo 1: Selección y acoplamiento de la herramienta de trabajo

- Verificar que se cuenten con cada uno de los elementos normalizados y elementos fabricados para el montaje de todo el módulo
- Soldar cada uno de los elementos de la herramienta de arado con base en el plano TMSA.005
- Fijar la reja de vertedera al bastidor de la herramienta con los pernos correspondientes
- Soldar cada uno de los elementos de la barra de tiro con base en el plano TMSA.007
- Fijar la herramienta de arado a la barra de tiro con los pernos correspondientes

Módulo 2: Transmisión de velocidad y torque

- Verificar que se cuenten con cada uno de los elementos normalizados y elementos fabricados para el montaje de todo el módulo
- Soldar cada uno de los elementos que conforman la estructura o carcasa del motocultor en base al plano TMSA.002 y TMSA.011
- Soldar la tapa derecha, elemento del plano TMSA.012, a la carcasa para poder realizar los agujeros en conjunto
- Realizar el roscado de los agujeros de la carcasa
- Soldar los soportes de rodamientos a cada una de las tapas de la estructura verificando su alineación
- Montar cada uno de los rodamientos
- Montar las chavetas en cada uno de los ejes
- Montar cada uno de los piñones y fijar el desplazamiento axial de los mismos mediante los anillos de retención correspondientes
- Montar los ejes a la carcasa de la transmisión
- Montar las cadenas con el número de eslabones correspondiente y asegurarlos con los candados correspondientes

- Fijar la tapa derecha, elemento del plano TMSA.012, a la carcasa mediante los tornillos especificados junto a su respectiva arandela de seguridad
- Verificar el movimiento de los ejes y el ajuste de la junta atornillada
- Soldar los soportes laterales al ángulo y altura en base al plano TMSA.002
- El motor, las poleas, las bandas y el tensor se acoplarán al final, con el resto de módulos

Módulo 3: Dirección y control del movimiento

- Verificar que se cuenten con cada uno de los elementos normalizados y elementos fabricados para el montaje de todo el módulo
- Soldar cada uno de los elementos fabricados correspondientes en base a los planos TMSA.004
- Montar las manetas tanto del acelerador como del embrague a la mancera
- Fijar los subconjuntos obtenidos con los pernos correspondientes

Módulo 4: Tracción

- Verificar que se cuenten con cada uno de los elementos normalizados y elementos fabricados para el montaje de todo el módulo
- Soldar la placa del eje al eje de extensión con base en el plano TMSA.009
- Fijar cada rueda a la placa del eje con los pernos correspondientes

Montaje final

Una vez obtenidos el montaje de cada uno de los módulos, el siguiente paso es realizar un montaje final con base en el plano TMSA.001, el cual permitirá obtener finalmente la máquina propuesta en el presente proyecto de titulación.

- Montar la chaveta correspondiente en el eje de entrada
- Montar la polea de 9 pulg al eje de entrada y fijar el desplazamiento axial mediante un prisionero
- Montar el motor a su soporte y fijar su posición con los pernos correspondientes
- Montar la chaveta correspondiente en el eje del motor
- Montar la polea de 3 pulg al eje del motor y fijarlo axialmente mediante un prisionero y el perno correspondiente
- Alinear y verificar la posición de las poleas
- Fijar el subconjunto (motor, soporte del motor, polea) a los soportes laterales de la carcasa de la transmisión

- Montar el tensor al motor
- Montar las bandas y verificar el tensado
- Montar y fijar la base de las manceras (elemento del subconjunto del módulo 3) a los soportes laterales de la carcasa de transmisión (elementos del subconjunto del módulo 2) con los pernos correspondientes
- Montar el cable de la maneta aceleradora (elemento del subconjunto del módulo 3) al acelerador del motor (elemento del subconjunto del módulo 2) y verificar su correcto funcionamiento. Tensar el cable de ser necesario
- Montar el cable de la maneta del embrague (elemento del subconjunto del módulo 3) al tensor (elemento del subconjunto del módulo 2) y verificar su correcto funcionamiento. Tensar el cable de ser necesario para obtener un buen tensado de las bandas
- Montar y fijar el acople de la herramienta de arado a la parte posterior de los soportes laterales de la carcasa de transmisión (elemento del subconjunto del módulo 2) con los pernos correspondientes
- Montar y fijar la barra de tiro (elemento del subconjunto del módulo 1) al acople de la herramienta de arado con los pernos correspondientes
- Montar y fijar la cubierta protectora de la transmisión
- Montar los ejes de extensión (elemento del subconjunto del módulo 4) al eje de salida de la transmisión (elemento del subconjunto del módulo 2) mediante pasadores

2.5 Protocolo de pruebas

Una vez terminada la construcción de la máquina es necesario comprobar su correcto funcionamiento mediante un protocolo de pruebas que consta de los siguientes aspectos a considerar.

2.5.1 Dimensiones globales y peso total de la máquina

Se debe comparar las dimensiones (largo, ancho, alto) y peso total establecidas en las especificaciones técnicas para el diseño y determinar su aceptación, para lo cual se utiliza un flexómetro y una báscula que permitan realizar las mediciones.

2.5.2 Inspección de los elementos

Se debe realizar una inspección visual para verificar el correcto funcionamiento y estado de los elementos y mecanismos de mayor importancia. Así como también se debe verificar el estado de las uniones tanto fijas como empernadas.

2.5.3 Velocidad

Debido a que la velocidad de avance de la máquina depende del diámetro de la rueda agrícola usada, se considera una velocidad máxima de 2,2 m/s [14]. Además, se debe medir la velocidad del eje de salida.

Para realizar estas dos mediciones se considera el uso de un cronómetro, flexómetro y un tacómetro.

2.5.4 Fuerza de tracción

La fuerza de tracción variará de acuerdo con las características del terreno en las que se realice las pruebas, como se ha mencionado en el capítulo I, pero se puede obtener un valor aproximado. Para realizar las mediciones se considera el uso de un dinamómetro que se ubica entre la barra de tiro y la herramienta de arado.

2.5.5 Formato de protocolo de pruebas

Los aspectos mencionados anteriormente se resumen en un formato mostrado en la Tabla 2.37 y Tabla 2.38.

Tabla 2.37. Formato de protocolo de pruebas – Parte I

PROTOCOLO DE PRUEBAS												
Responsable:												
Lugar											Parte I	
Fecha:												
Inspección de los elementos y mecanismos												
Elemento	Estado					Funcionamiento					Observaciones	
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5		
Motor												
Banda												
Tensor												
Transmisión												
Maneta del acelerador												
Maneta de embrague												
Ajuste de la altura												
Juntas soldadas						-		-		-		
Juntas empernadas						-		-		-		

**Donde 1 es muy malo y 5 muy bueno

(Fuente: Propia)

Tabla 2.38. Formato de protocolo de pruebas – Parte II

PROTOCOLO DE PRUEBAS							
Responsable:							
Lugar:							
Fecha:							Parte II
COTA	Límites	Prototipo				Aceptación	
L, mm	1700 aprox.	M1	M2	M3	Prom	Si	No
W, mm	620 min.						
H, mm	800 min.						
A, mm	900 min.						
B, mm	550 min.						
Velocidad avance, m/s	2,2 máx.						
Peso, kg	120 máx.						
Fuerza de tracción, N	1176 min.						
Fuerza de accionamiento del embrague, N	27,5 máx.						
Ancho de arado, mm	135 máx.						
Profundidad de arado, mm	100 min.						

(Fuente: Propia)

2.6 Análisis de costos

Un factor de gran importancia al desarrollar un proyecto es sin duda el análisis de costos, el cual permite determinar la viabilidad del proyecto.

En el presente capítulo se elabora un estudio de los costos para cada uno de los módulos propuestos para la fabricación de un motocultor y se tomará en consideración tres tipos de costos: costos de elementos normalizados, costo de material y costos de fabricación (ver Tabla 2.39 hasta Tabla 2.54).

2.6.1 Costo Módulo 1: Selección y acoplamiento de la herramienta

En este módulo también se incluye el costo referente a las partes adicionales que podemos encontrar en el motocultor como son los medios de protección.

Tabla 2.39. Costo de elementos normalizados – Módulo 1

Elemento	Especificación	Cantidad (u)	Costo unitario (\$/u)	Costo total (\$)
Perno M8x25	ISO 898-1	11	0,17	1,87
Perno M8x30	ISO 898-1	1	0,19	0,19
Perno M8x40	ISO 898-1	4	0,21	0,84
Perno M8x80	ISO 898-1	1	0,42	0,42
Tornillo M8x20	ISO 898-1	3	0,15	0,45
Perno M10x30	ISO 898-1	8	0,22	1,76
Perno M10x45	ISO 898-1	1	0,27	0,27
Perno M12x25	ISO 898-1	6	0,33	1,98
Perno M12x70	ISO 898-1	1	0,67	0,67
Perno M16x110	ISO 898-1	1	2,50	2,5
Tuerca M8	ISO 4032	17	0,13	2,21
Tuerca M10	ISO 4032	9	0,15	1,35
Tuerca M12	ISO 4033	7	0,19	1,33
Tuerca M16	ISO 4032	1	0,23	0,23
(Fuente: Propia)			Total	16,07

Tabla 2.40. Costo de materiales – Módulo 1

Elemento	Material	Descripción	Cantidad	Cantidad (kg)	Costo unitario (\$/kg)	Costo total (\$)	
Soporte Motor	Acero A36	Plancha 310 x 244 x 3	1 u	1,78	1,57	2,79	
Soporte Apero	Acero A36	Perfil C 80 x 8 x 150	1 u	1,23	1,72	2,12	
	Acero A36	Plancha 310 x 160 x 6	1 u	2,33	1,57	3,65	
Barra de Tiro	Acero A36	Platina 175 x 50 x 12	2 u	0,82	1,72	1,41	
	Acero A36	Plancha 150x184x6	1 u	1,25	1,57	1,96	
Cubierta Poleas	Tol galvanizado	Plancha 650x350x1	1 u	1,3	1,82	2,37	
Herram. Arado	Acero A36	Varios	1u	5,7	1,57	8,95	
Varios	Acero A36	Platina 1500x30x4	1u	1,41	1,57	2,21	
						Total	25,46

(Fuente: Propia)

Tabla 2.41. Costo de fabricación – Módulo 1

Elemento	Proceso								Costo total (\$)	
	Soldadura		Corte		Taladrado		Dobladora			
	Cantidad (h)	Costo (\$/h)	Cantidad (h)	Costo (\$/h)	Cantidad (h)	Costo (\$/h)	Cantidad (h)	Costo (\$/h)		
Base Motor	0,5	10	1,5	3	0,5	5	1	5	17	
Acople Apero	2	10	0,75	3	0,3	5	0,2	5	24,75	
Barra de Tiro	1,5	10	0,75	3	0,3	5	0,2	5	21,25	
Cubierta Poleas	0,5	10	1	3	0,2	5	2	5	19	
Herram. arado	3	10	3	10	1	5	1	10	75	
									Total	157

(Fuente: Propia)

Tabla 2.42. Costo total del Módulo 1

Costo de elementos normalizados (\$)	16,07
Costo de materiales (\$)	25,46
Costo de fabricación (\$)	157
Elementos adicionales	40
Total (\$)	238,53

(Fuente: Propia)

2.6.2 Costo Módulo 2: Transmisión de velocidad y torque

Tabla 2.43. Costo de elementos normalizados – Módulo 2

Elemento	Especificación	Cantidad (u)	Costo unitario (\$/u)	Costo total (\$)
Motor de gasolina	Honda 6,5 HP	1	225	225,00
Rodamiento 12mm	6001 2RSR	2	2,8	5,60
Rodamiento 20mm	6004 2RSR	4	4,59	18,36
Rodamiento 25mm	6005 2RSR	2	6,25	12,5
Rodamiento 30mm	6006 2RSR	2	7,3	14,60
Chaveta 1	DIN 6880 6x6x32	1	1,06	1,06
Chaveta 2	DIN 6880 8x8x22	3	1,33	3,99
Chaveta 3	DIN 6880 8x8x32	2	1,55	3,1
Chaveta 4	DIN 6880 10x10x42	1	2,1	2,1
Polea- motor	Ø3 pulg	1	4,6	4,6
Polea entrada	Ø9 pulg	1	13,05	13,05
Banda	3VX530	2	5	10
Piñón 11 dientes	11z-0501B14H	1	6,62	6,62
Rueda 34 dientes	34z-0501B34H	1	27,12	27,12
Piñón 11 dientes	11z-0801B11H	2	14,79	29,58
Rueda 22 dientes	22z-0801B22H	2	39,5	79
Cadena (paso 80)	80-1R-10ft ANSI	1	68,13	68,13
Cadena (paso 50)	50-1R-10ft ANSI	1	30,35	30,35
Anillo de retención	DIN 471 18x1,2	2	0,12	0,24
Anillo de retención	DIN 471 24x1,2	4	0,15	0,6
Anillo de retención	DIN 471 28x1,5	2	0,17	0,34
Anillo de retención	DIN 471 36x1,75	2	0,22	0,44
Tornillo M8x20	ISO 898-1	10	0,15	1,5
Arandelas para M8	DIN 127	25	0,05	1,25
Arandela plana	DIN 447	6	0,03	0,18
			total	559,31

(Fuente: Propia)

Tabla 2.44. Costo de materiales – Módulo 2

Costo De Material						
Elemento	Material	Descripción	Cantidad	Cantidad (kg)	Costo unitario (\$/kg)	Costo total (\$)
Base sup-inf	Acero A36	Plancha 215 x 120 x 12	2 u	4,86	1,57	7,63
Base Lateral	Acero A36	Plancha 650 x 120 x 12	2 u	14,68	1,57	23,05
Tapa Derecha	Acero A36	Plancha 650 x 240 x 6	1 u	7,34	1,57	11,52
Tapa Izquierda	Acero A36	Plancha 650 x 240 x 6	1 u	7,34	1,57	11,52
Soporte Lateral Der.	Acero A36	Plancha 6800 x 225 x 6	1 u	7,2	1,57	11,30
Soporte Lateral Izq.	Acero A36	Plancha 6800 x 225 x 6	1 u	7,2	1,57	11,30
Soporte Tensor	Acero A36	Platina 60 x 70 x 5	1 u	0,16	1,57	0,25
Soporte Rodamiento I	AISI 1018	Ø 2 5/8 pulg; L=25	2 u	1,34	1,53	2,05
Soporte Rodamiento II	AISI 1018	Ø 2 1/4 pulg; L=25	2 u	0,98	1,53	1,50
Soporte Rodamiento III	AISI 1018	Ø 2 1/4 pulg; L=25	3 u	1,47	1,53	2,25
Soporte Rodamiento IV	AISI 1018	Ø 2 1/4 pulg; L=45	1 u	0,88	1,53	1,35
Eje Entrada	AISI 4340	Ø 1 pulg; L=275	1 u	1,08	3,89	4,20
Eje Intermedio I	AISI 4340	Ø 1 pulg; L=160	1 u	0,62	3,89	2,41
Eje Intermedio II	AISI 4340	Ø 1 1/2 pulg; L=160	1 u	1,4	3,89	5,45
Eje Salida	AISI 4340	Ø 1 1/2 pulg; L=330	1 u	2,89	3,89	11,24
					Total	76,35

(Fuente: Propia)

Tabla 2.45. Costo de fabricación – Módulo 2

Elemento	Proceso										Costo total (\$)		
	Torno		Fresa		Taladro		Soldadura		Corte				
	Cant (h)	Costo (\$/h)	Cant (h)	Costo (\$/h)	Cant (h)	Costo (\$/h)	Cant (h)	Costo (\$/h)	Cant (h)	Costo (\$/h)			
Base sup-inf	-	-	-	-	-	-	0,3	10	0,3	10	6		
Base lateral	-	-	-	-	-	-	0,3	10	0,5	10	8		
Tapa derecha	-	-	-	-	-	-	1	10	0,35	10	13,5		
Tapa izquierda	-	-	-	-	0,7	5	1	10	0,35	10	17		
Soporte lateral der	-	-	-	-	0,5	5	0,5	10	0,3	10	10,5		
Soporte lateral izq	-	-	-	-	0,5	5	0,5	10	0,3	10	10,5		
Soporte tensor	-	-	-	-	0,1	5	0,16	10	-	-	2,1		
Soporte rodamiento I (x2)	2,2	15	-	-	-	-	0,7	10	-	-	40		
Soporte rodamiento II (x2)	2	15	-	-	-	-	0,7	10	-	-	37		
Soporte rodamiento III (x3)	3	15	-	-	-	-	0,7	10	-	-	52		
Soporte rodamiento IV	1,1	15	-	-	-	-	0,7	10	-	-	23,5		
Eje entrada	2,5	15	1,14	20	-	-	-	-	-	-	60,3		
Eje intermedio I	2	15	1,14	20	-	-	-	-	-	-	52,8		
Eje intermedio II	2	15	1,14	20	-	-	-	-	-	-	52,8		
Eje salida	3	15	1,14	20	0,4	10	-	-	-	-	71,8		
Cubo polea 3 pulg	-	-	0,2	20	0,32	10	-	-	-	-	7,2		
Cubo polea 9 pulg	-	-	0,25	20	0,5	10	-	-	-	-	10		
Cubo piñón 11z-10B1	-	-	0,35	20	0,5	10	-	-	-	-	12		
Cubo rueda 34z-10B1	-	-	0,35	20	0,5	10	-	-	-	-	12		
Cubo piñón 11z-16B1	-	-	0,35	20	0,5	10	-	-	-	-	12		
Cubo rueda 22z-16B1	-	-	0,35	20	0,5	10	-	-	-	-	12		
Cubo piñón 11z-16B1	-	-	0,35	20	0,5	10	-	-	-	-	12		
Cubo rueda 22z-16B1	-	-	0,4	20	0,5	10	-	-	-	-	13		
												Total	497

(Fuente: Propia)

Tabla 2.46. Costo total del Módulo 2

Costo de elementos normalizados (\$)	559,31
Costo de materiales (\$)	76,35
Costo de fabricación (\$)	497
Total (\$)	1132,66

(Fuente: Propia)

2.6.3 Costo Módulo 3: Dirección y control del movimiento

Tabla 2.47. Costo de elementos normalizados – Módulo 3

Elemento	Especificación	Cantidad (u)	Costo unitario (\$/u)	Costo total (\$)
Maneta Aceleradora	-	1	6	6
Maneta De Embrague	-	1	13	13
Empuñadura	-	2	3,5	7
Total				26

Tabla 2.48. Costo de materiales – Módulo 3

Elemento	Material	Descripción	Cantidad	Cantidad (kg)	Costo unitario (\$/kg)	Costo total (\$)
Manillar	Acero negro	Perfil Circular 1 pulg x 2 m	1	-	-	5
Regul. Altura	Acero A36	Plancha 130 x 90 x 3	2 u	0,551	1,57	0,87
Soporte Manillar	Acero negro	Perfil Cuadrado 50 x 50 x 2 (L:0,42m)	1	-	-	3
Base	Acero A36	Plancha 130 x 100 x 3	1 u	0,3	1,57	0,47
Total						9,34

(Fuente: Propia)

Tabla 2.49. Costo de fabricación – Módulo 3

Elemento	Proceso								Costo total (\$)
	Soldadura		Corte		Taladrado		Doblado		
	Cantidad (h)	Costo (\$/h)	Cantidad (h)	Costo (\$/h)	Cantidad (h)	Costo (\$/h)	Cantidad (h)	Costo (\$/h)	
Manillar	-	-	0,05	5	-	-	1,5	5	7,8
Regulador Altura	0,25	10	0,3	10	0,2	5	-	-	6,5
Soporte Manillar	-	-	0,05	5	0,2	5	-	-	1,3
Base	0,5	10	0,12	10	0,35	5	-	-	8,0
Total									23,5

(Fuente: Propia)

Tabla 2.50. Tabla costo total del Módulo 3

Costo de elementos normalizados (\$)	26
Costo de materiales (\$)	9,34
Costo de fabricación (\$)	23,5
Total (\$)	58,84

(Fuente: Propia)

2.6.4 Costo Módulo 4: Tracción

Tabla 2.51. Costo de elementos normalizados – Módulo 4

Elemento	Especificación	Cantidad (u)	Costo unitario (\$/u)	Costo total (\$)
Rueda	5.00x12	2	60	120
Pasador 10x40x3,2	Din En 22341-B	2	1,2	2,4
			Total	122,4

(Fuente: Propia)

Tabla 2.52. Costo de materiales – Módulo 4

Elemento	Material	Descripción	Cantidad	Cantidad (kg)	Costo unitario (\$/kg)	Costo total (\$)
Eje Extensión	AISI 1018	Ø 38, L=165	2	2,49	1,53	3,81
	Acero A36	Plancha 150x150x5	2	1,8	1,57	2,83
					Total	6,64

(Fuente: Propia)

Tabla 2.53. Costo de fabricación – Módulo 4

Elemento	Proceso								Costo total (\$)	
	Torno		Soldadura		Taladrado		Corte			
	Cantidad (h)	Costo (\$/h)	Cantidad (h)	Costo (\$/h)	Cantidad (h)	Costo (\$/h)	Cantidad (h)	Costo (\$/h)		
Eje extensión (X2)	2,5	15	0,7	10	-	-	0,34	10	47,9	
									Total	47,9

(Fuente: Propia)

Tabla 2.54. Costo total del Módulo 4

Costo de elementos normalizados (\$)	122,4
Costo de materiales (\$)	6,64
Costo de fabricación (\$)	47,9
Total (\$)	176,94

(Fuente: Propia)

2.6.5 Costo total de la máquina

Para obtener el costo total de la máquina se toma en consideración la suma del total de costos de cada módulo, así como también los costos indirectos, el costo de montaje y costo referente a imprevistos, dando un costo final de \$ 2410,45 para la construcción del motocultor propuesto, como se puede observar en la Tabla 2.55.

Tabla 2.55. Costo total de la máquina

Total, Módulo I	238,53
Total, Módulo II	1132,66
Total, Módulo III	58,84
Total, Módulo IV	176,94
Subtotal (\$)	\$1606,97
Costos Indirectos (10%)	160,7
Costo De Montaje (10%)	160,7
Costos Imprevistos (15%)	241,04
Costos de Diseño (15%)	241,04
Total (\$)	\$2410,45

(Fuente: Propia)

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1 Resultados

En esta sección se realiza un análisis de los resultados obtenidos después de haber ejecutado el protocolo de pruebas de la máquina (ver ANEXO VIII).

3.2 Discusión

La máquina construida permite remover el suelo (arado) mediante la utilización de una herramienta de tiro, acoplándose a los requerimientos del usuario, limitaciones de espacio y condiciones de operación.

Al finalizar la de etapa de montaje se llevó a cabo una prueba preliminar en la que se observó dificultades en la puesta a punto de la máquina por parte de una sola persona debido a que las bandas, aún sin ser tensadas, transmitieron movimiento, provocando alta fricción y aumento de temperatura. Por este motivo se desplazó el motor, incrementando la holgura de la banda y los canales de la polea. Este cambio requirió la modificación del mecanismo de accionamiento del embrague (ver Figura 3.1 a), cuyo recorrido no permitió generar la tensión adecuada.

El nuevo mecanismo accionador del embrague se puede observar en la Figura 3.1 b y posee un recorrido de 100 mm (mayor que las 2 pulg de recorrido de la maneta) con tres niveles de tensado que en condiciones de rpm mínimas y sin carga permiten variar la potencia transmitida que se ve reflejada en la velocidad de avance. Las modificaciones se pueden observar a detalle en el plano TMSA.013.

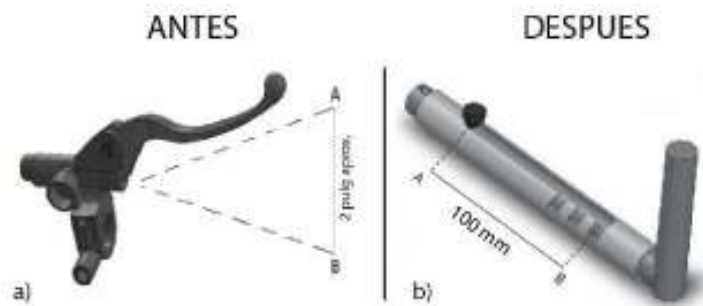


Figura 3.1. Mecanismos accionadores de embrague.

a) Mecanismo anterior b) mecanismo nuevo

(Fuente: Propia)

Las dimensiones extremas y peso del motocultor diseñado se indican en el plano de conjunto (TMSA.001): 1700 x 622 x 985 mm y peso aproximado de 120 kg. Los valores medidos del motocultor construido son: 1720 x 626 x 995 mm y peso de 123 kg, que presentan un margen de variación de aproximadamente 2,5 % en comparación a los valores de diseño y están en concordancia con las recomendaciones de la norma UNE-EN 709 [14], permitiendo maniobrar la máquina por el terreno sin mayor dificultad.

Se debe señalar que, adicionalmente, la máquina debe cumplir con ciertas consideraciones de funcionamiento, ergonomía, seguridad y costo de fabricación.

Las pruebas de campo han sido realizadas en un terreno cuyas características corresponden a uno de resistencia media localizado en el sector de Tumbaco (ver ANEXO VIII). Se debe señalar adicionalmente que la rueda agrícola usada posee un diámetro de 0,56 m siendo mayor al previsto que era 0,42 m lo que modifica la velocidad de avance a 1,9 m/s mayor a los 1,5 m/s preliminares y se justifica su adquisición bajo los siguientes criterios: la potencia mínima requerida a esta nueva velocidad es de 3 kW inferior a los 3,3 kW del motor a 2500 rpm; costo, disponibilidad y tiempo de adquisición, factores decisivos en la toma de esta decisión debido a que el precio era un 80% inferior (\$120 adquirida y \$600 previstas) y de entrega inmediata.

Al llevar a cabo la prueba de velocidad se analiza el avance que posee el motocultor con carga (en operación) y sin carga. La velocidad de avance sin carga varía entre 1,12 (embrague y acelerador en posiciones mínimas) a 1,8 m/s (embrague en posición máxima y el acelerador aproximadamente a 2500 rpm). La velocidad de avance con carga varía en un rango de 0,75 m/s a 1,1 m/s. La variación depende principalmente de factores como son: variaciones de hasta 200 rpm (8 %) del valor medido en relación al valor de máximo torque (2500 rpm), patinaje de las ruedas que genera una menor tracción (podría ser compensado con la implementación de pesos extra o lastrado) y, por último, las condiciones variables propias del suelo.

La herramienta de arado de 130 mm de ancho utilizada en el protocolo de pruebas permite descompactar el suelo con una profundidad mínima de 100 mm, empleando una fuerza de tracción promedio de 1203 N. Este valor no fue medido directamente con un dinamómetro, sino que se obtuvo indirectamente mediante un procedimiento experimental en una superficie compacta (concreto) con un coeficiente de rozamiento estimado de 0,8, conectando el motocultor a un remolque al que se agregó pesos hasta frenar su movimiento. Con la velocidad promedio de avance y el ancho de la herramienta, se determina que, para el tiempo durante el cual el motor puede trabajar

de forma continua (2 a 3 horas), se podría arar un área de aproximadamente 730 y 1100 m², respectivamente.

Al tomar en consideración la seguridad y la ergonomía de la máquina se observó que cada unión soldada y empernada cumple con su función, manteniendo las partes unidas en presencia de los esfuerzos y vibraciones durante la operación del motocultor. Los elementos mecánicos no presentaron deflexiones o variaciones geométricas notorias que puedan causar fallas en el funcionamiento, de tal forma que cumplieron con los criterios de diseño.

La puesta a punto de la máquina la puede realizar una sola persona sin dificultad. Para acoplar el embrague y transmitir la potencia se necesita de una fuerza promedio de 16,3 N inferior a los 27,5 N recomendados en la norma UNE-EN 709 [14] y medida con la ayuda de un dinamómetro fijado al manillar y su extremo libre conectado a la palanca del embrague.

En lo referente a seguridad, cada componente móvil se encuentra aislado y distanciado del operador, evitando cualquier riesgo por atrapamiento, quemadura o exposición a vibraciones significativas.








Finalmente, el motocultor tiene un costo de \$ 2410,45. Máquinas similares en el mercado se pueden encontrar por precios en el rango de \$1700 a \$2900 (sin herramienta). De esta forma, el motocultor diseñado y construido en el presente proyecto de titulación podría llegar a ser 17 % más barata que uno disponible en el mercado nacional cuyas ventajas se ven reflejadas en la robustez (no requiere mucho peso adicional para generar tracción con bajos porcentajes de patinaje) y además se trata de un diseño personalizado que se acopla a la mayoría de requerimientos solicitados.

Al ser una máquina agrícola siempre va a estar expuesta a partículas e impurezas principalmente polvo que de forma conjunta con el mecanismo embrague tensor afectarán a la transmisión siendo necesario realizar una inspección del estado y mantenimiento de los elementos como se detalla a continuación:

1. Previo a iniciar el trabajo verificar el estado de las bandas y si se detecta alguna anomalía proceder a reemplazarlas por un par nuevo.
2. Verificar el estado de los piñones de forma semanal, limpiar y lubricar en su totalidad cada 150 horas de trabajo.
3. En lo referente al motor realizar un cambio de aceite cada 150 horas de trabajo y revisar de forma periódica el filtro de aire de ser necesario reemplazarlo.

La puesta a punto se lleva a cabo por una sola persona siguiendo los pasos detallados a continuación en Tabla 3.1.

Tabla 3.1. Puesto a punto del motocultor

1	Acoplar la herramienta de trabajo con los respectivos pernos	
2	Colocar en posición ON el switch rojo ubicado en la parte frontal del motor	
3	Regular la maneta del acelerador a la cuarta parte de su recorrido total (no requiere exactitud) y verificar que el embrague no esté accionado	
4	Verificar que este abierto el paso de combustible moviendo la palanca hacia la derecha y mover la palanca de la mariposa estranguladora hacia la izquierda que corresponde a la posición cerrado	
5	Tirar suavemente del accionamiento retráctil hasta que se encienda el motor	
6	Retornar la mariposa del ahogador a la posición abierta (posición inicial) y mantener la palanca del paso de combustible en la derecha	
7	Regular el acelerador y el embrague de acuerdo a los requerimientos.	
8	Para apagar la máquina, verificar que el acelerador y el embrague no estén accionados y colocar en posición OFF	
9	Cerrar el paso de combustible moviendo la palanca hacia la izquierda	

(Fuente: Propia)

CAPÍTULO 4

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

Se cumplió el objetivo general del presente proyecto debido a que se diseñó y construyó un motocultor.

Se determinó y estableció las condiciones de trabajo del motocultor, el cual deber ser capaz de trabajar un área aproximada de 1500 m² en terrenos con resistencia media cuyos requerimientos de potencia han sido determinados mediante el uso de la norma ASAE D497 [8].

Se determinó la geometría y los materiales óptimos para cada componente a partir de un diseño concurrente, empezando por el análisis funcional de la máquina donde se determinó que está compuesta por cuatro módulos. A continuación, fueron generadas las alternativas de solución para cada uno, empleando el método ordinal corregido de criterios ponderados se determinó la mejor alternativa y se generó una solución global. A seguir, se realizó un análisis de las fuerzas presentes en los elementos con lo que se pudo determinar los esfuerzos actuantes en los puntos críticos empleando las teorías básicas del diseño estático y a fatiga de los materiales que a su vez permitieron establecer las dimensiones y materiales requeridos por cada uno de ellos.

Se elaboró planos de conjunto y de taller que permitan representar totalmente la máquina y sus componentes. Una vez establecido el diseño conceptual se realizó un diseño de detalle en el que se consideró procesos de fabricación, montaje, materiales, entre otros, para así determinar los ajustes y tolerancias adecuados. Es así que se obtuvo un plano de conjunto de toda la máquina y 12 planos de subconjuntos a partir de estos se detallan los elementos normalizados que poseen y se definen 49 planos de taller de los elementos a fabricar.

Se construyó y realizó pruebas en campo que permitan validar el correcto funcionamiento de la máquina. Una vez construidos los diferentes elementos se procedió a ensamblarlos de forma conjunta con los elementos normalizados adquiridos comercialmente obteniendo como precio total del motocultor de \$ 2418,8. Con la máquina totalmente ensamblada se llevó a cabo un protocolo de pruebas con el que se comprobó que las especificaciones técnicas de la máquina (fuerza de tracción, dimensiones exteriores, velocidad y peso) cumplen con los criterios de aceptación establecidos por la norma UNE-EN 709 [14].

4.2 Recomendaciones

Para mejorar la conducción del motocultor se podría adicionar un mecanismo que permita obtener la reversa. De igual manera un sistema de bloqueo de las ruedas para facilitar el giro.

Si la tracción generada no es la adecuada se debe verificar el tensado del cable del embrague, de ser necesario tensarlo especialmente al realizar un cambio de bandas.

Se recomienda usar poleas metálicas en el mecanismo embrague-tensor con la finalidad de incrementar la eficiencia y la vida útil del mismo.

No es recomendable dejar la maquina expuesta al medio ambiente cuando no esté trabajando para evitar una oxidación temprana.

Lubricar constantemente el mecanismo accionador del embrague.

Posterior a este estudio, se podría complementar la máquina diseñando o seleccionado distintas herramientas de labranza que se acoplen a la misma, como son fresas, arado de discos, arado de cincel, surcadores entre otros.

No es recomendable usar la máquina en jornadas largas y continuas de trabajo manteniendo accionado el embrague de forma constante pues puede causar molestias físicas al usuario.

5. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Proaño, A. & Torres, P. (2017). La agricultura urbana en Quito. Quito Siembra: Agricultura Urbana, 15-16.
- [2] Aingla, C. & Quiroz J. (2012). Diseño y construcción de un equipo de labranza con tracción accionada por un motor de combustión interna para el tallado de un surco de siembra a la vez (Tesis de Grado). Quito, Ecuador: Escuela Politécnica Nacional del Ecuador.
- [3] Cajas, R. & Pullas, P. (2012). Diseño, modelado y construcción de un motocultor mediante elementos finitos destinado a la preparación del suelo para la formación de camas de cultivos (Tesis de grado). Latacunga, Ecuador: Escuela Politécnica del Ejército.
- [4] Medina, J. (2015). Diseño y construcción de un motocultor de labores agrícolas para la parroquia de San Joaquín de la Ciudad de Cuenca (Tesis de Grado). Cuenca, Ecuador: Universidad Politécnica Salesiana.
- [5] Rattan L. (1995). Tillage systems in the tropics. Ohio, USA, School of Natural Resources.
- [6] Ashburner J. & Sims B. (1984). Elementos de diseño del tractor y herramientas de labranza. San José, Costa Rica, IICA.
- [7] Walters, R. (2018). Technical note 21. Soil, draft, and traction. Carolina del Norte, USA.
- [8] ASAE D497. (2003). Agricultural machinery management data. USA.
- [9] ASAE S296. (1995) General terminology for traction of agricultural tractors, self-propelled implements, and traction and transport devices. USA.
- [10] ASAE D496. (2006). Agricultural machinery management. USA
- [11] López, G. (1997). La opción del motocultor. Vida Rural, 58 - 62.
- [12] Riba Romeva, C. (2002). Diseño concurrente. Cataluña, España: UPC.
- [13] Chudakov, D. (1977). Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles. Moscú, Rusia, Editorial Mir Moscú.
- [14] UNE-EN 709. (2013). Maquinaria agrícola y forestal. Motocultores con azadas rotativas, motoazadas y motoazadas con rueda(s) motriz(ces). Seguridad. España.
- [15] Intermec S.A. (2006). Transmisión de potencia, Poleas en V, sexta edición Bogotá, Colombia.
- [16] Intermec S.A. (2006). Transmisión de potencia, Piñones y cadenas, sexta edición Bogotá, Colombia.
- [17] Mott, R. (2006). Diseño de elementos de máquinas. México, Pearson Educación.

- [18] Budynas, R. & Nisbett J. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. México D.F. México. McGraw-Hill Interamericana.
- [19] FAG. (2000). Rodamientos FAG, Catálogo WL 41 520/3 SB, [online] Recuperado de: <https://suministrosrsercoin.com/pdf/rodaminetos-fag.pdf>.
- [20] Camacho, J. & Rodríguez, B. (2006). Evaluación de implementos de labranza a diferentes velocidades de operación y contenidos de agua en el suelo. Bogota, Colombia: Agricultura Técnica.
- [21] Domingo F. (2008), Motores y máquinas agrícolas, Universidad de Almería, Almería.
- [22] Garofalo, S. (2012). Análisis de prácticas para la disminución del impacto ambiental causado por las actividades productivas de la agricultura urbana en la ciudad de quito (Tesina de Grado). Quito, Ecuador: Universidad Central del Ecuador.
- [23] Ingemecanica.com. (n.d.). Capacidad de tiro en los tractores agrícolas. [online] Recuperado de: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn303.html>
- [24] UNE 68202. (1973). Cuerpos de arados. Nomenclatura. España
- [25] UNE 68100. (1991). Maquinaria agrícola. motocultores y motoazadas. Determinación de la potencia en el eje y medida normalizada del consumo de combustible. España.