

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA RECOLECTORA PARA EL FRUTO DEL ÁRBOL DE
MANGO VARIEDAD TOMMY ATKINS (MANGIFERA INDICA L) EN LA REGIÓN
DEL ALTO MAGDALENA TOLIMENSE**

LAURA MARÍA BAUTISTA PASTRANA

SERGIO DANILO PITA MONTAÑA

Proyecto integral de grado para optar el título de:

INGENIERO MECÁNICO

Orientador

Nelson Antonio Castillo Alba

Ingeniero Mecánico

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA

FACULTAD DE INGENIERÍAS

INGENIERÍA MECÁNICA

BOGOTÁ, D.C.

2021

NOTA DE ACEPTACIÓN

Nombre director

Firma

Nombre

Firma del Presidente Jurado

Nombre

Firma del Jurado

Nombre

Firma del Jurado

Bogotá, D.C., agosto de 2021

DIRECTIVOS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. MARIO POSADA GARCÍA PEÑA

Consejero Institucional

Dr. LUIS JAIME POSADA GARCÍA PEÑA

Vicerrectora Académica y de Investigaciones

Dra. ALEXANDRA MEJÍA GUZMÁN

Vicerrector Administrativo y Financiero

Dr. RICARDO ALFONSO PEÑARANDA CASTRO

Secretario General

Dr. JOSÉ LUIS MACIAS RODRÍGUEZ

Decano de la Facultad

Dr. JULIO CESAR FUENTES ARISMENDI

Director de Programa

Ing. MARÍA ANGÉLICA ACOSTA PÉREZ

DEDICATORIA

Quiero dedicar este trabajo a mi familia; en especial, a mi mamá y mis hermanos, por creer siempre en mí, por su apoyo incondicional y lección de perseverancia. De igual manera, a todas las personas que estuvieron presentes en este proceso, que me acompañaron y compartieron sus conocimientos. Gracias a todos por su aliento y aconsejarme a lo largo de este camino.

Laura María Bautista Pastrana

Quiero dedicar este proyecto a mis padres y mi hermano que, con sus consejos, dedicación, esfuerzo y paciencia, fueron clave en mi crecimiento personal y profesional; a mis abuelos, amigos y demás familiares que han estado presentes y me han apoyado para culminar esta etapa tan importante en mi vida.

Sergio Danilo Pita Montaña

Las directivas de la Universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo docente no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente a los autores.

TABLA DE CONTENIDO

	pág.
1 INTRODUCCIÓN	16
1.1 Objetivos	17
1.1.1 <i>Objetivo general</i>	17
1.1.2 <i>Objetivos específicos</i>	17
1.2 Justificación	17
1.3 Planteamiento del problema	18
1.4 Alcances y limitaciones	19
2 MARCO TEÓRICO	20
2.1 Historia del cultivo de mango	20
2.2 Generalidades del cultivo de mango	21
2.3 Fases productivas del árbol de mango	22
2.4 Diseño higiénico de máquinas en la industria alimenticia	23
3 ESTADO DEL ARTE	26
3.1 Método actual de recolección del mango	26
3.2 Tecnificación de la cosecha de otros tipos de frutas	29
4 DISEÑO METODOLÓGICO	35
4.1 Tipo de investigación	35
4.2 Metodología para utilizar	35
5 CARACTERIZACIÓN DEL CULTIVO Y LA COSECHA DE MANGO TOMMY ATKINS	37

5.1	Trazado del cultivo de mango	38
5.1.1	<i>Suelo</i>	38
5.1.2	<i>Variedad</i>	39
5.1.3	<i>Poda y mantenimiento</i>	39
5.1.4	<i>Tipo de lote</i>	39
5.1.5	<i>Tecnificación</i>	39
5.2	Descripción de la cosecha del mango	41
6	PARAMETRIZACIÓN OPERACIONAL Y ALTERNATIVAS DE DISEÑO DE LA MÁQUINA RECOLECTORA DE MANGO	44
6.1	Parámetros y variables de diseño	44
6.1.1	<i>Capacidad de la máquina</i>	44
6.1.2	<i>Dimensiones de la máquina</i>	45
6.1.3	<i>Transporte desde y hacia la zona de cosecha</i>	45
6.1.4	<i>Sistema de corte del fruto</i>	45
6.1.5	<i>Sistema de recolección del fruto</i>	45
6.1.6	<i>Estructura</i>	46
6.2	Alternativas para la estructura de la máquina	46
6.2.1	<i>Plataforma</i>	46
6.2.2	<i>Grúa</i>	46
6.2.3	<i>Brazo telescópico</i>	46
6.3	Alternativas para el sistema de recolección	47
6.3.1	<i>Canasta</i>	47
6.3.2	<i>Banda transportadora</i>	47
6.3.3	<i>Manga recolectora</i>	47
6.4	Alternativas para el sistema de corte	47
6.4.1	<i>Vibradora de ramas</i>	47
6.4.2	<i>Corte con tijeras de poda</i>	48
6.4.3	<i>Cuchilla de corte tipo guillotina</i>	48

6.5	Matriz de selección de alternativas para la estructura	48
6.5.1	<i>Descripción de criterios</i>	48
6.6	Matriz de selección de alternativas para el sistema de recolección	50
6.7	Matriz de selección de alternativas para el sistema de corte	51
6.8	Matriz de selección de alternativas para las tijeras de corte	52
6.8.1	<i>Tijeras de poda Bypass</i>	53
6.8.2	<i>Tijeras de poda tipo Yunque</i>	53
6.8.3	<i>Tijeras de recolección pequeñas</i>	53
6.8.4	<i>Tijeras de poda dos manos</i>	53
6.8.5	<i>Tijeras corta setos</i>	53
6.9	Selección de alternativas	55
7	DISEÑO DETALLADO DE LA MÁQUINA RECOLECTORA DE MANGO	56
7.1	Diseño del sistema de corte de mango	56
7.1.1	<i>Tijeras de poda</i>	56
7.2	Diseño de la estructura de la máquina	64
7.2.1	<i>Diseño del brazo telescópico</i>	64
7.2.2	<i>Diseño del carro de transporte</i>	102
7.2.3	<i>Diseño de columnas de soporte</i>	124
8	MANUALES DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA RECOLECTORA DE MANGO	135
8.1	Manual de operación	135
8.2	Manual de mantenimiento	139
9	EVALUACIÓN FINANCIERA Y AMBIENTAL DEL PROYECTO	142
9.1	Evaluación financiera	142
9.1.1	<i>Costos de ingeniería de la máquina</i>	142

9.1.2	<i>Costos de fabricación de la máquina</i>	142
9.1.3	<i>Costos de material para la construcción de la máquina</i>	143
9.1.4	<i>Costo total de diseño y fabricación</i>	144
9.1.5	<i>Costo anual de mantenimiento de la máquina</i>	144
9.1.6	<i>Viabilidad financiera del proyecto</i>	144
9.2	Evaluación ambiental	147
10	CONCLUSIONES	148
	BIBLIOGRAFÍA	149
	ANEXOS	153

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Tipos de copa del árbol de mango (<i>Mangifera indica</i> L)	23
Figura 2. Ilustración de superficies higiénicas y no higiénicas	25
Figura 3. Vara con malla en su extremo usada para la cosecha de la fruta	27
Figura 4. Recolección del mango en canastillas de plástico	28
Figura 5. Herramientas de corte para árboles frutales	29
Figura 6. Máquina autopropulsada para aceitunas	30
Figura 7. Sacudidor de copa lateral	31
Figura 8. Sacudidor de copa cabalgante	32
Figura 9. Dispositivo para la cosecha mecanizada del mango Ataulfo	33
Figura 10. El mango Tommy Atkins	37
Figura 11. Disposición de los árboles según el tipo de lote	40
Figura 12. Disposición recomendada de los árboles en cultivos tecnificados	41
Figura 13. Tijeras de poda tipo Bypass	57
Figura 14. Montaje de la prueba de corte	60
Figura 15. Accionamiento de las tijeras de poda	60
Figura 16. Lectura de la fuerza de corte	61
Figura 17. Winche o malacate manual	61
Figura 18. Vista del sistema de corte	63
Figura 19. Canal recolector de mango	64
Figura 20. Engranajes cónicos rectos	74
Figura 21. Comprobación de peso del perfil de una pulgada a través de Autodesk Inventor	76
Figura 22. Comprobación de peso del perfil de 1 ¼ in	77

Figura 23. Comprobación de peso del perfil de 1 ¼ in con ranura	78
Figura 24. Simulación de cargas sobre el eje de la manivela	84
Figura 25. Diagrama de reacciones en los apoyos	85
Figura 26. Momento flector máximo en el eje	85
Figura 27. Diámetro ideal para el eje	86
Figura 28. Eje para la manivela	91
Figura 29. Simulación del eje del tornillo de potencia	92
Figura 30. Reacciones en los apoyos del eje del tornillo de potencia	93
Figura 31. Diagrama de momento flector	93
Figura 32. Diagrama de diámetro ideal	94
Figura 33. Eje para el tornillo de potencia	96
Figura 34. Diagrama de cuerpo libre para el brazo telescópico	97
Figura 35. Diagrama de cuerpo libre del brazo telescópico	98
Figura 36. Análisis estático del brazo telescópico	100
Figura 37. CAD de la lámina de alfajor	103
Figura 38. Geometría del marco estructural	107
Figura 39. Simulación del marco estructural desplazamiento máximo	108
Figura 40. Simulación del marco estructural resultado de momento máximo	109
Figura 41. Simulación del marco estructural resultado de fuerza de corte	109
Figura 42. Propiedades mecánicas del Acero A36	110
Figura 43. Tensión normal máxima del marco estructural	110
Figura 44. Desplazamiento máximo de la lámina de alfajor	115
Figura 45. Tensión principal de la lámina de alfajor	116
Figura 46. Tensión principal en la lámina de alfajor	117
Figura 47. Tensión de Von Mises en los agujeros	117

Figura 48. Factor de seguridad de la lámina de alfajor	118
Figura 49. Ubicación de la tensión de Von Mises en el brazo telescópico	119
Figura 50. Ubicación en detalle del esfuerzo de Von Mises en el brazo telescópico	120
Figura 51. Tensión principal en el brazo telescópico	120
Figura 52. Desplazamiento máximo del brazo telescópico	121
Figura 53. Columna articulada	132
Figura 54. Columna fija	133
Figura 55. Máquina recolectora de mango	135
Figura 56. Manija de empuje	136
Figura 57. Manivela de accionamiento brazo telescópico	137
Figura 58. Malacate para el accionamiento de la tijera de poda	138
Figura 59. Canaleta para recibir el mango	138
Figura 60. Canastas recolectoras de mango	139
Figura 61. Flujo de caja de la inversión	146

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Descripción de las fases de vida del árbol de mango	22
Tabla 2. Actividades que permiten el cumplimiento de los objetivos	36
Tabla 3. Características e indicadores para el mango Tommy Atkins	38
Tabla 4. Indicadores para la recolección del mango	42
Tabla 5. Tabla de color del mango Tommy Atkins según NTC 5210	43
Tabla 6. Criterios de evaluación de alternativas para la estructura	49
Tabla 7. Ranking de satisfacción de las alternativas para la estructura	50
Tabla 8. Criterios de evaluación de alternativas para el sistema de recolección	51
Tabla 9. Ranking de satisfacción de las alternativas para el sistema de recolección	51
Tabla 10. Criterios de evaluación de alternativas para el sistema de corte	52
Tabla 11. Ranking de satisfacción de las alternativas para el sistema de corte	52
Tabla 12. Criterios de evaluación de alternativas para el sistema de corte	54
Tabla 13. Ranking de satisfacción de las alternativas para las tijeras de poda	54
Tabla 14. Datos experimentales corte de mango	59
Tabla 15. Especificaciones técnicas del winche	62
Tabla 16. Características del rodamiento seleccionado	91
Tabla 17. Especificaciones del rodamiento seleccionado	96
Tabla 18. Cargas sobre el brazo telescópico	97
Tabla 19. Fuerzas de reacción de los apoyos	104
Tabla 20. Especificaciones de las ruedas neumáticas fija y giratoria	105
Tabla 21. Valores de límite elástico y resistencia a la tracción última 1	114
Tabla 22. Valores de límite elástico y resistencia a la tracción última 2	128

Tabla 23. Valores de límite elástico y resistencia a la tracción última 3	131
Tabla 24. Resumen geometría de las columnas	132
Tabla 25. Categorías de corrosión y el tipo de ambiente	134
Tabla 26. Sistemas de pintura para categoría C2	134
Tabla 27. Inspecciones de los elementos de la máquina	140
Tabla 28. Falla y actividades de los elementos de la máquina	141
Tabla 29. Costos de ingeniería	142
Tabla 30. Costos de fabricación	142
Tabla 31. Costos de materiales	143
Tabla 32. Costos totales de la máquina	144
Tabla 33. Costos anuales de mantenimiento	144

RESUMEN

El presente proyecto consiste en el diseño de una máquina que permite realizar las labores de recolección del fruto del árbol de mango Tommy Atkins, en la región del Alto Magdalena tolimense, de una manera más eficiente. Con ello, se busca disminuir los tiempos entre cosechas y evitar la pérdida de fruta por maduración excesiva debido a demoras en la recolección. Otro factor prioritario a tener presente es el cuidado de la salud del agricultor al evitar los riesgos en alturas cuando se ejecutan las maniobras que involucra la cosecha del mango; para esto, se realiza el diseño de una máquina que posibilite realizar dicha labor

Palabras clave: mango Tommy Atkins, diseño, recolector de mango, cosecha tecnificada, cosecha mecanizada, Alto Magdalena tolimense.

1 INTRODUCCIÓN

El presente trabajo de investigación se desarrolla debido a la necesidad que actualmente se presenta en Colombia; específicamente, en las zonas productoras de mango, en las regiones del centro del país, en Cundinamarca y Tolima. Ambos departamentos son los que mayor rendimiento en la producción presentan, con alrededor de 12 t/ha; las variedades que predominan en esta zona del país son Tommy Atkins, Yulima, Keitt e hilacha. Para el desarrollo del presente trabajo, se escogió el mango variedad Tommy Atkins, puesto que el cultivo de este fruto predomina en el Tolima, en especial, en el municipio del Espinal, también llamado Alto Magdalena tolimense.

La problemática que gira en torno al cultivo de este fruto tiene origen en aspectos como el bajo desarrollo agroindustrial en el país y los pocos recursos que se invierten al desarrollo tecnológico del agro colombiano. A partir de ello, los pequeños y medianos agricultores se han visto en la necesidad de utilizar herramientas artesanales para el cultivo y la cosecha de los frutos del árbol de mango. Las maniobras realizadas por los agricultores en la manipulación de estas herramientas artesanales se han convertido en una problemática de salud, puesto que los árboles de este fruto tienen alturas considerables de, aproximadamente, tres a cinco metros, lo que dificulta las labores de recolección; por tal motivo, es necesario maximizar el rendimiento de la producción, pues al ser una labor completamente manual, los tiempos de cosecha son elevados y se pierden frutos por el alto grado de maduración.

En este sentido, la necesidad de una máquina que permita alcanzar los frutos que están en las ramas más altas de los árboles lleva al propósito del desarrollo de este trabajo, en el cual se pretende brindar un aporte al sector del agro colombiano, en particular, el sector del cultivo de mango. De este modo, el desarrollo investigativo y diseño de la máquina se ha hecho con base en la necesidad y las características propias del fruto, el suelo y la distribución del cultivo; estas cualidades definen el punto de partida a la hora de llevar a cabo el diseño innovador de la máquina. En consecuencia, se pretende realizar el diseño de la máquina recolectora de mango, elaborar los planos de las piezas que requieran ser fabricadas a la medida, construir los manuales de operación y mantenimiento de la máquina, así como la evaluación financiera y ambiental del proyecto.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo general

Diseñar una máquina recolectora para el fruto del árbol de mango variedad Tommy Atkins (*Mangifera indica L*) en la región del Alto Magdalena tolimense.

1.1.2 Objetivos específicos

- Caracterizar las condiciones propias que posee el mango Tommy Atkins al ser cosechado.
- Definir la parametrización del modo funcional y operacional de las alternativas para el diseño de la máquina recolectora de mango.
- Realizar el diseño detallado de la máquina recolectora de mango.
- Elaborar los manuales de operación y mantenimiento de la máquina recolectora de mango.
- Evaluar el impacto económico y ambiental relacionado con los costos de diseño, la construcción y el funcionamiento de la máquina recolectora de mango.

1.2 Justificación

Desde el 2009, se empezó una cadena de fortalecimiento de producción de mango en Colombia, con el fin de incursionar y posicionar este fruto en mercados nacionales e internacionales [1]. Para tal fin, se empezaron estrategias de organización al crear federaciones de productores de mango. Sin embargo, no fue hasta el 2012 cuando este crecimiento se evidenció en una producción de 247 131 toneladas, con respecto al 2011, cuando la producción fue de 201 674 toneladas [2]. A partir de esta fecha, la producción de mango empezó a aumentar gradualmente.

Debido a este crecimiento, desde el 2012, regiones como el Tolima, Cundinamarca y Magdalena encabezan la lista de departamentos productores en Colombia, presentando un 68 % del total del área sembrada del país; en donde, el Tolima representa el 29 % del área sembrada, con un rendimiento de 15.7 t/ha, el cual fue el mayor rendimiento por departamentos en 2017 [3]. En este departamento, el Espinal reporta una producción de 42 600 toneladas, por lo que se considera el mayor productor de mango en Colombia [4].

Por otro lado, cabe añadir que el sector agricultor en Colombia no presenta gran desarrollo agroindustrial. Según Prieto [5], a pesar de que el desarrollo tecnológico en la producción agropecuaria ha tenido un avance significativo en el mundo, se presta poco interés en el país para explotar la tierra de forma más productiva y eficiente, puesto que no se han visto los beneficios sobre la tecnificación de los procesos de agricultura, tales como la seguridad al agricultor y la reducción de costos. En este contexto, la cadena de producción de mango en Colombia, dado al crecimiento presentado, no ha tenido un desarrollo tecnológico en todo el procedimiento de la obtención del fruto; por lo que la realización de este proyecto permite mejorar su cosecha y disminuir los tiempos al bajar el fruto del árbol y la recolección de este.

1.3 Planteamiento del problema

En el sector agrícola de Colombia, durante el proceso de cosecha de mango, se ha evidenciado un aumento en la producción del fruto sin tener un desarrollo agroindustrial en su procedimiento de obtención. La obtención del mango requiere de varios pasos y cuidados que intervienen durante toda la vida productiva del árbol, con el fin de garantizar la máxima productividad y evitar las pérdidas generadas por el descuido o las condiciones inadecuadas. Durante este proceso, que va desde la siembra del árbol hasta la cosecha del mango, es evidente el atraso en tecnologías que permitan mejorar la producción.

Actualmente, la cosecha de mango se rige por el grado de maduración, donde el procedimiento para desprender el fruto del árbol se hace mediante herramientas artesanales; lo cual es desempeñado cuidadosamente por el agricultor, a causa de la altura que puede alcanzar el árbol, que podría ocasionar daños al fruto para su comercialización y generar un incremento en el tiempo de recolección. Así, la obtención del mango por este método disminuye el rendimiento en la producción.

Al respecto, Ramos [6] mencionó las limitantes tecnológicas para la obtención del mango en el municipio del Guamo, Tolima. En dicha locación, una problemática es el manejo inadecuado de la fruta en la cosecha y poscosecha, que genera pérdidas en la producción. Por consiguiente, el presente proyecto busca tecnificar la cosecha con el aumento la productividad en el proceso de obtención del mango, por lo que se plantea la siguiente pregunta de ingeniería: ¿cuál es el diseño adecuado de una máquina recolectora para el fruto del árbol de mango Tommy Atkins?

1.4 Alcances y limitaciones

El proyecto se desarrolla en el Espinal, Tolima. La máquina por diseñar podrá funcionar en lugares con condiciones similares a las de dicho municipio, puesto que los cálculos a realizar se llevan a cabo a partir de las condiciones geográficas y el tipo de árbol sembrado en el lugar; al cambiar la ubicación, como las condiciones geográficas, la máquina puede no funcionar de manera adecuada. Este proyecto tiene como alcance realizar el diseño de la máquina, los planos de construcción, los manuales de operación y mantenimiento, finalizando con el análisis ambiental y de costos.

2 MARCO TEÓRICO

2.1 Historia del cultivo de mango

El mango (*Mangifera indica L*) es uno de los cultivos de fruta que es valorado, actualmente, como uno de los más importantes por su gran consumo en el mundo; ocupa el quinto lugar dentro de la escala de los principales cultivos frutícolas. El origen de este fruto se encuentra territorializado en el noroeste de la India, en la Región Indo-Birmania, en las montañas Chittagong en Bangladesh, al suroeste asiático, lugares donde se conservan algunas especies silvestres de este fruto que han sido cultivadas por cerca de 4000 años. Posteriormente, se esparció al archipiélago Malayo, Filipinas y China. Al pasar de los años, se ha extendido en territorios tropicales y subtropicales, hacia el sur y sudeste de Asia, Australia, Madagascar, al este de África, Brasil, y América [7].

Este fruto se empezó a distribuir por todo el mundo en el siglo XVI. En la actualidad, este es cultivado en países como India, Indonesia, Estados Unidos, Hawái, México, Sudáfrica, Egipto, Israel, Brasil, Cuba y Filipinas. También se registran cultivos en regiones subtropicales como el Golfo Pérsico, el mediterráneo, las islas canarias, el Sur de Brasil y la Florida [8]. Por su parte, llegó a Colombia por medio de los españoles y portugueses. La siembra del mango se encuentra en la zona centro, que comprende los departamentos de Cundinamarca y Tolima; la zona Costa Caribe, en los departamentos de Atlántico, Cesar y Magdalena; la zona occidente, en especial Antioquia y Córdoba; finalmente, en la zona Pacífico, con el Cauca y Valle del Cauca; estos lugares están ubicados en regiones con características específicas que posibilitan el correcto proceso de siembra y desarrollo del fruto.

Ahora, la formación genética del mango permite su clasificación en dos grupos: el grupo hindú y el grupo indochino, variedades que, en el proceso evolutivo propio, se han adaptado a distintas condiciones ambientales y atmosféricas. La variedad de mango India o hindú posee características que se ven afectadas en gran medida por la humedad y los altos niveles de precipitación, presenta coloración roja intensa, con o sin contenido de fibra, sabor aromático y presenta su forma física redonda, aunque algunas veces puede tener forma alargada; los frutos correspondientes a esta variedad de mango son considerados de mayor calidad y llamados raza “noble”.

La variedad de mango indochina posee mayor tolerancia a la humedad; su color de piel característico es el amarillo verdoso y, en algunas ocasiones, púrpura; poseen contenido en fibra; son poco aromáticos; su sabor puede variar entre dulce y un poco ácido y su forma es alargada. Los mangos de la variedad indochina son considerados de raza “salvaje” al ser clasificados como frutos de menor calidad.

2.2 Generalidades del cultivo de mango

El mango tiene una adaptación en climas trópicos desde el nivel del mar hasta los 650 msnm. No obstante, en Colombia, se siembran en alturas superiores a los 1200 msnm, en donde se ve afectada la producción y calidad. La temperatura óptima de siembra y producción oscilan entre los 24 y 32 °C. Las temperaturas por debajo de los 10 °C ocasionan daños al fruto y el árbol, desde la detención del crecimiento hasta su muerte; mientras que las temperaturas altas generan caída de flores y fruto [9]. Las precipitaciones tienen un rango amplio para el cultivo de mango, al igual que la temperatura: las altas precipitaciones no incrementan la fructificación, pero sí la caída del fruto.

La humedad relativa ideal debe estar por debajo del 75 %, pues la alta humedad genera enfermedades como los hongos. Una alta radiación favorece el desarrollo del árbol y del fruto, por lo que la distribución de estos y la poda permiten mejorar la cosecha. Las características del suelo deben ser profundos, permeables y bien drenados, dado que las raíces del árbol pueden llegar a tener una longitud de seis a ocho metros; la fertilidad del suelo no impide la factibilidad del cultivo. Además, las altas velocidades del viento ocasionan la caída del fruto y de flores [10]. Dicho lo anterior, el Alto Magdalena tolimense presenta las siguientes características:

- Gran parte de la región se encuentra por debajo de los 1000 msnm.
- Temperaturas promedio de 28.5 °C.
- Precipitaciones entre los 1500 y los 2000 mm.
- Humedad relativa promedio del 72.4 %.
- Topografía relativamente plana con pendientes de 0-3 %; 3-7 % y 7-12 %.
- Los suelos son moderadamente fértiles, profundos, bien drenados, con posibilidad de riego y clase agrológica II, III, IV.

- El brillo solar en promedio de 5.79 horas por día, pero los promedios varían dependiendo del municipio, según los datos obtenidos por el Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales.

2.3 Fases productivas del árbol de mango

En su fase de producción, los árboles de mango pueden tener alturas entre los tres y diez metros. Cuando el árbol se encuentra en climas cálidos y húmedos, pueden llegar a tener alturas de treinta metros; empero, dicha medida depende de la variedad de mango y el manejo de la poda. [10] La vida de un árbol puede ser mayor a los cien años, aunque su fase productiva sea menor a un cuarto del tiempo de este; las ramas se encuentran desde 0.6 hasta los 2 metros por encima del terreno y la apertura del árbol depende de la variedad, competencia con otros árboles y la técnica de poda que se utilice. Asimismo, el árbol presenta tres etapas a lo largo de toda su vida, las cuales son: fase juvenil, fase productiva y fase de vejez (ver Tabla 1)

Tabla 1.

Descripción de las fases de vida del árbol de mango

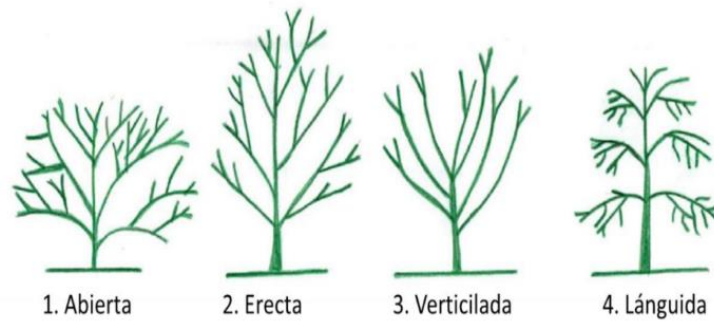
Fase juvenil	El promedio de esta fase es de cuatro años según la variedad y el manejo agronómico. Se caracteriza por su alto crecimiento vegetativo, pero baja o nula producción
Fase productiva	Esta fase dura desde los 4 hasta los 25 años, se puede dividir en dos etapas: la primera es de plena producción, que va desde los 6 a los 16 años en promedio y la etapa de producción descendente, que va desde el año 16 hasta los 25 o más
Fase de vejez	Es cuando se observa que el árbol ya no tiene la misma producción y bajan sus condiciones de resistencia, los frutos empiezan a tener una mala calidad y es más propenso a sufrir enfermedades

Nota. la tabla expone la descripción de cada fase de vida del árbol de mango.

El tronco del árbol es más o menos recto y cilíndrico, con un diámetro entre los 75 y 100 m, medidos a 50 cm del nivel del suelo; por lo general, tiene un tamaño mediano entre los diez hasta los treinta metros de altura. La disposición de las ramas depende del hábito de crecimiento; además, la copa del árbol se puede presentar en diversas formas: abierta, erecta, verticilada y lánguida. [9]

Figura 1.

Tipos de copa del árbol de mango (Mangifera indica L)



Nota. tipos de crecimiento del árbol de mango. Tomado de: J. García Lozano, C. A. Abaunza González y J. E. Rivera Velasco, *Modelo productivo para el cultivo de mango en el valle del Alto Magdalena para el departamento del Tolima*, Mosquera: Siembra, 2017.

2.4 Diseño higiénico de máquinas en la industria alimenticia

La evolución de la producción y transformación de la materia prima ha obligado a que la industria de alimentos adopte normativas que rijan los estándares de calidad en cada proceso de la cadena alimenticia en general. De esa manera, se posibilita asegurar el estado de los alimentos que serán puestos en el mercado para ser adquiridos por el consumidor. Por ello, al momento de realizar el diseño de una máquina para la industria alimenticia, se deben evaluar los aspectos de conservación e inocuidad alimenticia y el rendimiento que esta pueda ofrecer. Todas las partes de la máquina que se encuentren en exposición directa con alimentos deben estar en perfecto estado y buena limpieza; en ese sentido, la Norma ISO 22000 rige los requerimientos acerca de la seguridad e inocuidad de los alimentos.

Los principios de la administración de la inocuidad de los alimentos SAIA están delimitados a la presencia de agentes que indican un riesgo a la hora de consumirlos. Estos riesgos se encuentran presentes en cualquier etapa que compone la cadena alimenticia; por ello, las máquinas en la industria alimenticia deben ser diseñadas para evitar a toda costa las enfermedades, las infecciones y el contagio de cualquier agente infeccioso o viral.

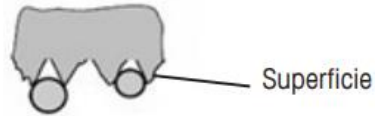
El comité CTN 317 de la asociación española de normalización UNE (Una Norma Española) es el ente encargado de realizar la normalización de las máquinas que desempeñan algún tipo de función y que están en permanente contacto con la industria alimenticia. De este modo, la norma UNE-EN ISO 1672-1:2015 correspondiente a la maquinaria para el procesado de alimentos parte 1: requisitos de seguridad y la norma UNE-EN ISO 1672-2:2020 correspondiente a la maquinaria para el procesado de alimentos parte 2: requisitos de higiene y de limpieza son documentos con indicaciones pertinentes que se deben tener a la hora de realizar el diseño. Por ello, a razón de cuidar del estado de los alimentos y garantizar la calidad de estos, para el diseño de cualquier tipo máquina, se ha normalizado el uso de materiales específicos que limitan los riesgos de contaminación y que permiten facilidad en las labores de limpieza y desinfección de estos implementos.

Las superficies que tienen contacto directo con los alimentos deben ser completamente lisas, sin rugosidades que puedan alojar cualquier tipo de material orgánico, insectos o animales y sustancias de cualquier procedencia; igualmente, es importante limitar el uso de lubricantes, pues estos no deben entrar en contacto con las superficies en las que se manipulan los alimentos. En cuanto a las superficies secundarias, estas también deben tener un acabado liso y el material debe ser resistente a la corrosión [11].

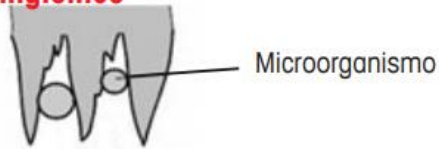
Figura 2.

Ilustración de superficies higiénicas y no higiénicas

Diseño higiénico



Riesgo higiénico



Nota. superficie de diseño higiénico y en riesgo por presencia de microorganismos. Tomado de: Mettler Toledo, Básculas con diseño higiénico. Limpieza rápida menos contaminación. Mettler Toledo [En línea]. Disponible: <https://bit.ly/2SxstT0> [Acceso: Marzo 11, 2021].

3 ESTADO DEL ARTE

3.1 Método actual de recolección del mango

La cosecha del fruto de mango se da entre 120 o 130 días después de la floración. Por ser un fruto delicado, su cosecha suele realizarse de forma manual. Para las ramas altas, se emplea una vara rígida de bambú, aluminio o plástico, con una malla unida a su extremo, a la que se fija un elemento cortante. Las recomendaciones dadas por los expertos apuntan a que el fruto debe ser cosechado conservando una parte del pedúnculo, con el fin de evitar la deshidratación prematura del fruto y la posible contaminación por enfermedades y bacterias; además, se evita el daño en el aspecto por manchas de látex. [13]

Para la cosecha del mango, hoy en día, se hace uso de herramientas cortantes, tales como tijeras de poda previamente desinfectadas para hacer el debido corte del pedúnculo a 15 cm de la fruta. Generalmente, esta labor es ejecutada por dos personas: una para proceso de cosecha y la otra desarrolla las actividades de recolección y almacenamiento riguroso para evitar daños en la apariencia de la fruta. [14]

Figura 3.

Vara con malla en su extremo usada para la cosecha de la fruta



Nota. herramienta de recolección manual. Tomado de: J. García Lozano, C. A. Abaunza González y J. E. Rivera Velasco, *Modelo productivo para el cultivo de mango en el valle del Alto Magdalena para el departamento del Tolima*, Mosquera: Siembra, 2017.

La labor de cosecha debe hacerse preferiblemente en horas de la mañana, no deben ser expuesto a la luz solar directa, al viento o a la lluvia. Después de realizarse la debida recolección, se hace el respectivo drenaje de látex sobre una mesa o una esterilla al colocar la fruta con el pedúnculo hacia abajo. Consecutivamente, se lleva a cabo un nuevo corte del pedúnculo, dejando alrededor de 1 cm de este; después de realizar esta labor, se ha drenado el 91 % del látex.

Figura 4.

Recolección del mango en canastillas de plástico



Nota. proceso de recolección y organización del fruto.
Tomado de: J. García Lozano, C. A. Abaunza González
y J. E. Rivera Velasco, *Modelo productivo para el
cultivo de mango en el valle del Alto Magdalena para el
departamento del Tolima*, Mosquera: Siembra, 2017.

Figura 5.

Herramientas de corte para árboles frutales



Nota. herramientas de corte manuales tijera podadora y tijera podadora telescópica. Tomado de: J. García Lozano, A. Sandoval Aldana, M. Denis Lozano y E. Varón Devia, *Guía técnica para el cultivo de mango*, Nataima: León Gráficas, 2013.

3.2 Tecnificación de la cosecha de otros tipos de frutas

En la actualidad, en el mercado, existen diferentes máquinas para la recolección de frutos en árboles. Cada máquina está diseñada para ciertos tipos de cosecha, donde el fruto varía en tamaño, peso y fragilidad. Los tipos de máquinas que existen son: vibradoras de tronco o ramas, sacudidoras de copa, plataformas y grúas. El funcionamiento de las máquinas vibradoras se basa en vibrar repetidamente el tronco o alguna rama del árbol, de esta forma, se logra desprender el fruto del árbol. De manera similar, este tipo de máquinas se puede clasificar según el tipo de movilidad: de arrastre, remolcada o autopropulsada; o el tipo de tecnología empleada: de cable, hidráulica, mecánica o ambas. Por último, existen equipos externos para hacer la recolección de frutos cuando ya están en el suelo y algunas máquinas autopropulsadas cuentan con un sistema incorporado, el cual evita que el fruto caiga al suelo y realiza la recolección al mismo tiempo que la máquina hace vibrar el árbol.

Figura 6.

Máquina autopropulsada para aceitunas



Nota. máquina hidráulica recolectora de aceitunas. Tomado de: R. R. Sola Guirado, *Desarrollo de cosechadoras de olivar tradicional basadas en sacudidores de copa*, Córdoba: tesis doc. Departamento de Ingeniería Rural, Universidad de Córdoba, 2016.

Los sacudidores de copa son máquinas que, en comparación con las máquinas vibradoras, tienen un mayor contacto con el árbol. Su funcionamiento se basa en la vibración del tronco y sacudir las ramas simultáneamente; esto permite derribar la mayor cantidad de frutos sin generar un daño importante en el fruto y el árbol. Existen dos tipos de sacudidores para árboles, uno de ellos son los sacudidores de copa laterales, los cuales son máquinas con varillas de forma horizontal que, por medio de vibración, logra tener una mayor penetración en la copa del árbol, lo que causa causando la caída de los frutos. Esta máquina es utilizada mayormente en la cosecha de cítricos, donde se requiere un trabajo continuo con pendientes bajas.

Por su parte, los sacudidores de copa cabalgantes son máquinas diseñadas para que realicen su función de forma lateral y superior, de modo que se desplazan por medio de las copas de los árboles realizando la cosecha y, en algunos casos, la recolección del futo; dada su configuración, se recomienda para árboles de menor porte [16].

Figura 7.

Sacudidor de copa lateral



Nota. sacudidor de copa y tractor empleado en las pruebas de recolección mecanizada. Tomado de: G. J. Blanco-Roldán, S. Castro García, J. A. Gil Ribes, F. Arenas Arenas, A. Hervalejo García, A. Salguero Ortiz y A. Gómez Cadenas. “Sistemas sacudidores de copa para recolección de cítricos”. Vida rural (330) pp. 28-32, 2011.

Las máquinas de plataforma son equipos que necesitan la intervención humana para la cosecha del fruto. Su funcionamiento consiste en elevar una plataforma hasta un punto deseado del árbol y, a partir de ahí, el agricultor hacer la recolección de frutos. Esta herramienta es ideal para frutos como la manzana, la naranja, el mango, entre otros.

Figura 8.

Sacudidor de copa cabalgante



Nota. cosechadora cabalgante para olivar intensivo. Tomado de: R. R. Sola Guirado, *Desarrollo de cosechadoras de olivar tradicional basadas en sacudidores de copa*, tesis doc. Departamento de Ingeniería Rural, Universidad de Córdoba, Córdoba, Colombia, 2016.

La máquina tipo grúa es un diseño realizado en México para la cosecha mecanizada de mango Ataulfo (*Mangifera indica L*). Su funcionamiento se basa en un brazo tipo pluma (grúa) que opera de manera manual. En su extremo, se encuentra un sistema de sujeción mediante un cilindro neumático. Para el sistema de vibración, la máquina cuenta con un motor eléctrico de 1 HP, que acciona el excéntrico mediante masas excéntricas para la recolección del mango [17].

Figura 9.

*Dispositivo para la cosecha
mecanizada del mango Ataulfo*



Nota. dispositivo para la cosecha mecanizada de mango Ataulfo a través de vibración. Tomado de: A. M. Santos-Hernández, P. Cruz-Meza, E. Romantchik Kriuchkova y F. F. Hahn-Schlam. “Dispositivo para la cosecha mecanizada del mango Ataulfo (*Manguifera indica*)”. Ingeniería Agrícola y Biosistemas vol. 4 (2) pp. 47-53, 2012.

Actualmente, en el mercado nacional e internacional de agricultura, no hay una máquina que permita realizar la cosecha de esta fruta de una manera más eficiente, dejando a un lado las prácticas de recolección y manipulación manual del fruto. De igual manera, los sistemas de cosecha tipo vibradora de tronco y sacudidores de copa no se ajustan a las características propias del cultivo de mango, debido a que el proceso de floración y posterior de maduración frutal varía en cada fruto, es decir, no todos los frutos presentan el mismo grado de maduración. Por tal razón,

es necesario plantear alternativas de diseño que posibiliten realizar la recolección selectiva del fruto en el grado de maduración pertinente, según la norma técnica colombiana NTC 5210. Para una correcta labor de recolección del fruto de mango, el mecanismo adecuado debe estar encaminado a máquinas tipo plataforma, grúa con brazo articulado y dispositivos telescópicos.

4 DISEÑO METODOLÓGICO

4.1 Tipo de investigación

La investigación aplicada se basa en la puesta en práctica de los conocimientos para generar hipótesis y soluciones a las necesidades sociales o industriales [18]. Según Esteban Nieto, “se denomina aplicadas; porque en base a investigación básica, pura o fundamental en las ciencias fácticas o formales se formulan problemas o hipótesis de trabajo para resolver los problemas de la vida productiva de la sociedad” [19]. Por lo tanto, la investigación aplicada se ajusta a los objetivos del trabajo de grado, teniendo en cuenta que su finalidad es llegar a los planos de fabricación y costes de la máquina.

4.2 Metodología para utilizar

El diseño mecánico requiere conocer las necesidades de la pregunta planteada para determinar las características propias de la máquina a diseñar; por este motivo, se deben establecer los criterios y la información necesaria mediante actividades para obtener los documentos finales de la máquina.

Tabla 2.

Actividades que permiten el cumplimiento de los objetivos

Objetivo	Actividad
Caracterizar las condiciones propias que posee el mango Tommy Atkins al ser cosechado	- Consultar sobre las propiedades mecánicas, el cultivo, el trazado del suelo y cosecha del mango Tommy Atkins
Definir la parametrización del modo funcional y operacional de las alternativas para el diseño de la máquina recolectora de mango	- Definir los parámetros, las dimensiones y los sistemas de la máquina - Plantear alternativas que satisfagan los parámetros y sistemas definidos -Mediante el método de ponderación lineal normalizado o <i>Scoring</i> normalizado, analizar las alternativas definidas para cada sistema
Realizar el diseño detallado de la máquina recolectora de mango	- Calcular o seleccionar los componentes de los sistemas para el funcionamiento de la máquina - Elaboración de los planos de fabricación de la máquina
Elaborar los manuales de operación y mantenimiento de la máquina recolectora de mango	- Elaboración de manuales de operación y mantenimiento
Evaluar el impacto económico y ambiental relacionado con los costos de diseño, la construcción y el funcionamiento de la máquina recolectora de mango	- Evaluar los impactos ambientales de la máquina y alternativas de solución - Realizar el análisis de costos relacionado con el diseño y la fabricación

Nota. la tabla muestra los objetivos trazados junto a las actividades a realizar para el cumplimiento de cada uno de estos.

5 CARACTERIZACIÓN DEL CULTIVO Y LA COSECHA DE MANGO TOMMY ATKINS

El mango Tommy Atkins es una variedad que presenta altos estándares de productividad en este sector del país, además de ser una de las variedades mejoradas más apetecidas para su consumo en fresco en mercados nacionales e internacionales. Esta variedad de mango posee características propias, tales como su forma oblongo-ovalada, resistente a los daños mecánicos, su apariencia cuenta con una cáscara lisa y gruesa, su peso varía entre los 350 y 750 g, el volumen del fruto se encuentra estimado ente 419 y 650 cm³, y sus dimensiones se estiman con un diámetro polar entre 12 y 14 cm y un diámetro ecuatorial entre 9 y 11 cm.

Figura 10.

El mango Tommy Atkins



Nota. la figura muestra el mango Tommy Atkins de distintos tamaños y grados de maduración.

Tabla 3.*Características e indicadores para el mango Tommy Atkins*

Característica	Indicador
Forma	Oblongo ovalada, resistente a daños mecánicos
Apariencia	Cáscara lisa y gruesa
Peso	Aproximadamente 350-750 g
Volumen	Aproximadamente 419-650 cm ³
Dimensiones	Diámetro polar: 12-14 cm; diámetro ecuatorial: 9-11 cm
Altura del árbol de mango	Aproximadamente 3-6 m
Altura sobre el nivel del mar	Inferiores a 1000 msnm
Temperatura promedio	28.5 °C
Precipitaciones	Aproximadamente 1500-2000 mm
Humedad relativa	Aproximadamente 72.4 %
Topografía	Pendientes de 0-3 %; 3-7 % y 7-12 %
Brillo solar	Aproximadamente 5.79 horas/día
Configuración del terreno	Rectangular, cuadrada o triangular
Distancia promedio entre árboles	7000 mm
Grado de maduración para la cosecha	Grado de maduración 2 o 3 según la norma técnica Colombiana NTC 5210

Nota. esta tabla muestra las propiedades físicas del mango y las condiciones ideales para el cultivo.

5.1 Trazado del cultivo de mango

Los cultivos de mango no han tenido un estándar sobre la distribución de los árboles a lo largo del lote. Años atrás, las distancias recomendadas variaban entre los diez y los doce metros en cuadrado; no obstante, y a lo largo de los años, se busca que los árboles sean de menor porte y, por ende, que la distancia entre los árboles sea más corta [14]. Para el trazado de los árboles, existen diferentes factores, los cuales determinan la posición final de siembra de los árboles.

5.1.1 Suelo

Según la clase agrológica, para suelos fértiles con alta fertilidad, se recomienda tener amplias distancias; para suelos pobres, se recomiendan distancias cortas de hasta cinco metros entre los árboles.

5.1.2 Variedad

Dependiendo la variedad a sembrar el árbol, tiene una forma característica al crecer; por ejemplo, los árboles de variedad Tommy y el mango filipino tienen un mayor crecimiento en comparación con la especie Yulima.

5.1.3 Poda y mantenimiento

Si no se les va a realizar poda o mantenimiento al árbol ni utilizar reductores de crecimiento, las distancias recomendadas entre árboles pueden ser de nueve a diez metros en cuadrado. Si al árbol se le va a realizar poda o mantenimiento y a utilizar reductores de crecimiento, se sugiere emplear distancias más cortas a las recomendadas, con el fin de aprovechar más el árbol en tiempo de cosecha. Cabe aclarar que la característica principal del suelo es que debe ser bien drenado.

5.1.4 Tipo de lote

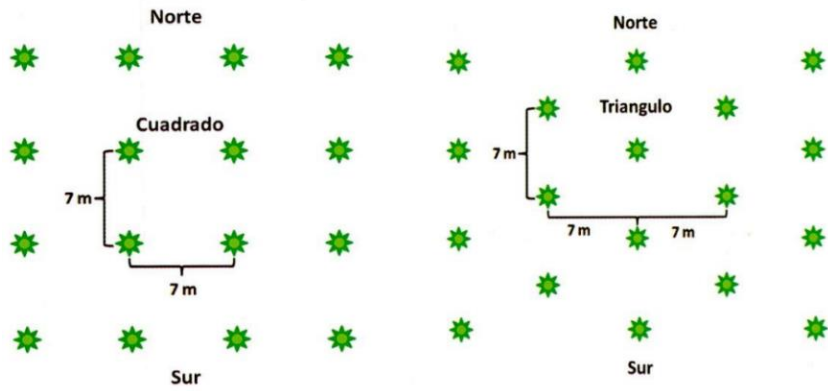
A partir de la cantidad de hectáreas que posee el lote, la distribución de los árboles y la cantidad de los árboles puede variar, pues se busca el mayor aprovechamiento de árboles por hectárea. Las distancias cambian en función de la realización de actividades. En lotes menores a tres hectáreas, se recomienda tener la configuración en triángulo, en donde se puede plantar hasta un 15 % más de árboles en comparación con la configuración cuadrada o rectangular.

5.1.5 Tecnificación

La mayoría de los procesos de obtención de mango se realizan de forma manual, pero en aquellos cultivos donde se utiliza maquinaria —ya sea para el control de plagas o el transporte de canastillas como tractores—, la distribución depende de las distancias del tipo de tecnología a utilizar. Por ello, se aconsejan trazados de siembra rectangulares como se aprecia en la Figura 11.

Figura 11.

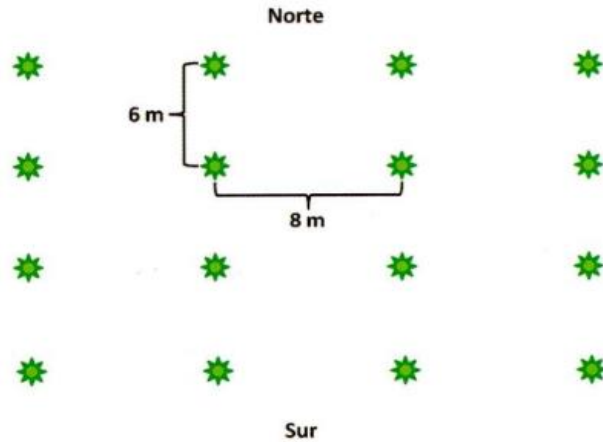
Disposición de los árboles según el tipo de lote



Nota. la figura muestra los distintos tipos de distribución del cultivo de mango según la configuración del lote. Tomado de: J. García Lozano, A. Sandoval Aldana, M. Denis Lozano y E. Varón Devia, *Guía técnica para el cultivo de mango*, Nataima: León Gráficas, 2013.

Figura 12.

Disposición recomendada de los árboles en cultivos tecnificados



Nota. la figura muestra la distribución de los árboles de mango en cultivos tecnificados. Tomado de: J. García Lozano, A. Sandoval Aldana, M. Denis Lozano y E. Varón Devia, *Guía técnica para el cultivo de mango*, Nataima: León Gráficas, 2013.

5.2 Descripción de la cosecha del mango

El proceso del cultivo de mango involucra ciertos factores e indicadores que van desde su proceso de floración, crecimiento, apariencia, su facilidad de desprendimiento y su composición interna en azúcares, el color de la cáscara y el color interno de la pulpa; de igual manera, para medir cada uno de estos se debe hacer uso de instrumentos especiales que posibiliten cuantificar o clasificar cada uno de ellos. Por su parte, el grado de maduración recomendada para la recolección del mango Tommy Atkins varía entre el GM2 (Grado de Maduración 2) y GM3 (Grado de Maduración 3) [20]; estos se encuentran directamente relacionados con la variedad de mango y las exigencias del mercado.









Tabla 4.*Indicadores para la recolección del mango*

Factores	Indicador	Descripción	Instrumento
Físicos y fisiológicos	Días desde la floración	Cosechar después de 120 días desde la floración (depende de la variedad y región)	Percepción visual
	Facilidad de desprendimiento	Verificar que haya facilidad de desprendimiento de la fruta	Herramienta de recolección
	Tamaño	El mango de acuerdo a la variedad debe tener longitud mínima de 7 cm para común, 10 cm para Tommy, y 10 cm para Manzano y Filipino	Calibrador
	Forma	Debe ser alargada, con aparición de cera en la epidermis, hombros y nariz desarrollados	Percepción visual
	Consistencia	Debe ser firme en toda la superficie	Manual
	Grado de madurez	Debe tener una madurez fisiológica en GM2 – GM3 según variedad o especificaciones del mercado.	Tabla por color
	Color del fruto	Debe ser fruto verde con tonalidades rojas, moradas o anaranjadas según variedad	Paleta de color
	Color y estructura interna	Pulpa de color amarillo	Percepción visual
De composición	Contenido en azúcares	El contenido de azúcar debe estar entre 7 – 8,5° Brix	Refractómetro

Nota. la tabla muestra los indicadores físicos y de composición adecuados para recolectar el mango según su descripción e instrumento medidor para dichos parámetros. Tomado de: Gobernación del Tolima, Universidad de Ibagué, Universidad del Tolima y Sena regional Tolima. “Protocolo de buenas prácticas para poscosecha de mango”. Universidad de Ibagué, Ibagué, Colombia, (2017).

Tabla 5.

Tabla de color del mango Tommy Atkins según NTC 5210

Grado de madurez (GM)	GM 1	GM 2	GM 3	GM 5
Detalle	Fruto de color verde intenso	Fruto de color verde con tonalidades moradas	Fruto de color morado con tonalidades amarillas	Fruto de color Amarillo con tonalidades rojas
Color del fruto				
Color de referencia				

Nota. la tabla muestra el indicador físico de color y grado de maduración adecuados para la recolección del mango. Tomado de: Gobernación del Tolima, Universidad de Ibagué, Universidad del Tolima y Sena regional Tolima. “Protocolo de buenas prácticas para poscosecha de mango”. Universidad de Ibagué, Ibagué, Colombia (2017).

6 PARAMETRIZACIÓN OPERACIONAL Y ALTERNATIVAS DE DISEÑO DE LA MÁQUINA RECOLECTORA DE MANGO

Para realizar el diseño conveniente de la máquina recolectora de mango Tommy Atkins, es importante resaltar que este proceso se lleva a cabo, en la actualidad, de manera manual y los desarrollos tecnológicos en este ámbito son casi inexistentes. Estos procedimientos han conllevado grandes riesgos de seguridad a los agricultores, tiempos elevados de cosecha, pérdida de fruta por demoras en la recolección y dificultad en la recolección de los frutos que se encuentran en las ramas altas de los árboles. A causa de estos inconvenientes, se plantea la realización del diseño de una máquina que permita ejecutar las labores de cosecha, lo que permite solucionar las dificultades mencionadas. En este sentido, se busca que la máquina sea de uso sencillo y de bajo costo, de acuerdo con en la economía de los pequeños y medianos agricultores. A continuación, se mencionan los parámetros y las variables de diseño dentro de los requerimientos de la máquina cosechadora de mango.

6.1 Parámetros y variables de diseño

6.1.1 Capacidad de la máquina

El diseño de la máquina recolectora de mango debe satisfacer las necesidades de producción del cultivo de mango. A partir de lo manifestado por Asohofrucol, la producción de mango en promedio gira entorno a cien frutos por árbol para fincas con tecnificación, con producción promedio de 12 t/ha/año y de 200 frutos por árbol para fincas con alta tecnificación, con producción promedio de 25 t/ha/año.

Según lo expuesto por algunos agricultores, se realiza la cosecha manual con promedios de treinta frutos por hora, manifestando que esta velocidad de recolección se obtiene al arrancar el pedúnculo con el fruto. Esta práctica de recolección no es recomendada, puesto que se producen daños en el mango y disminuye su estándar de calidad a la hora de ser comercializado. En ese orden de ideas, el diseño de la máquina recolectora de mango debe satisfacer estas necesidades de producción.

6.1.2 Dimensiones de la máquina

Las dimensiones de la máquina se rigen por las características mínimas del trazado y la disposición de los árboles en el cultivo; estas permiten estimar las medidas límites del diseño para alcanzar un funcionamiento óptimo. La gran mayoría de cultivos no cuenta con procesos o herramientas de tecnificación; las configuraciones en estos cultivos suelen ser cuadradas, con distancias desde los $5 \times 5 \text{ m}$. Sin embargo, para lotes de menos de tres hectáreas, se recomienda cambiar la configuración de forma triangular. Por otro lado, en cuanto a los cultivos que poseen maquinaria para algún proceso de la siembra del mango, el trazado suele ser de forma rectangular y las distancias varían en función de la máquina obtenida, por lo general, las medidas utilizadas suelen ser de $6 \times 8 \text{ m}$.

6.1.3 Transporte desde y hacia la zona de cosecha

En primer lugar, el transporte de la máquina hacia el punto de recolección debe definirse por la disposición de maquinaria agrícola utilizada en el proceso productivo del mango (tractor), esto determina si la máquina a diseñar debe ser autopropulsada, remolcada o manual.

6.1.4 Sistema de corte del fruto

Algunas máquinas recolectoras de frutas poseen diferentes tipos de sistemas: vibradoras, sacudidoras de copa o cuchillas de corte tipo tijeras telescópicas. Debido a la larga vida productiva del árbol, las características propias para la obtención del mango y la altura a la que se encuentra el fruto, el sistema idóneo para la necesidad es un brazo telescópico, con una tijera de corte para frutas anclada en su extremo.

6.1.5 Sistema de recolección del fruto

El sistema de recolección se debe diseñar de tal manera que el mango no caiga al suelo desde el árbol; debido a su fragilidad, este puede sufrir daños en la cáscara y el interior de la fruta. Hoy por hoy, se recolecta el mango del árbol y se dispone en canastillas plásticas para su proceso de poscosecha, por lo que este procedimiento será un factor por considerar en el diseño de la máquina.

6.1.6 Estructura

Se encarga de sostener y dar soporte a todos los demás sistemas y componentes de la máquina. Este debe ser confiable y resistente durante la operación y el transporte.

6.2 Alternativas para la estructura de la máquina

6.2.1 Plataforma

El funcionamiento de esta alternativa de diseño se encuentra basado de manera similar a las máquinas para la recolección de frutos consultadas en los antecedentes del presente trabajo. En dichos aparatos, el agricultor debe subirse en la plataforma y elevarla hasta la ubicación exacta del mango; realiza el corte del pedúnculo de manera manual con las tijeras de corte y, posteriormente, debe introducir el fruto dentro de una canastilla o bolsa en la misma plataforma.

6.2.2 Grúa

Esta opción consta de un sistema tipo grúa operada manualmente, la cual permitirá llegar a la ubicación del mango al extender la pluma según la necesidad; de este modo, debe soportar tanto el sistema de corte como el de recolección. En comparación con la alternativa anterior, una máquina tipo grúa reduce el riesgo de accidente, debido a que el agricultor no se elevará en la máquina para realizar las labores del corte del fruto.

6.2.3 Brazo telescópico

Esta alternativa se basa en un brazo, el cual pueda tener la opción de extenderse y moverse libremente según la necesidad del agricultor. En un extremo de este, se encuentra el sistema de corte y en el otro, la persona encargada de dar dirección y realizar el corte del mango. Dado que la persona es la que va a soportar el peso de la estructura, esta debe estar construida con materiales livianos y resistentes a la flexión.

6.3 Alternativas para el sistema de recolección

6.3.1 Canasta

Esta opción contempla tener una canasta o bolsa en tela o malla junto al sistema de corte del fruto para que, cuando se desprenda el fruto del árbol, no caiga directamente al suelo y se dañe; empero, la limitante de esta opción es la capacidad máxima de almacenamiento de la bolsa y el diseño de la estructura.

6.3.2 Banda transportadora

Esta alternativa se basa en un sistema de banda transportadora que permita transportar el fruto desde su ubicación en el árbol hasta el nivel del suelo; la banda puede ir acoplada al sistema estructural de la máquina. Esta puede ser mucho más eficiente que la canasta; sin embargo, se tiene que evaluar que la máquina va a estar funcionando en campo y el sistema de alimentación debe ser un factor para tener en cuenta en el diseño.

6.3.3 Manga recolectora

Esta posibilidad consiste en hacer la recolección del mango desde el desprendimiento hasta la base de la máquina por medio de una manga; sus dimensiones dependerán de las características del mango y de la longitud máxima de la máquina. La manga estará junto a la estructura y será de materiales resistentes e impermeables que soporten los roces y esfuerzos producidos por la caída del mango.

6.4 Alternativas para el sistema de corte

6.4.1 Vibradora de ramas

Esta opción consiste en la vibración de las ramas del árbol para la obtención del fruto, las cuales pueden ser de dos clases: la primera consiste en sujetar la rama con cables, hasta un tractor y a través de un movimiento mecánico que transmita la vibración por el cable hasta la rama, lo cual hace que el fruto se desprenda.

6.4.2 Corte con tijeras de poda

Esta alternativa se basa en la obtención del mango mediante el corte con tijeras especiales para la agricultura, también llamadas tijeras de poda. Esta herramienta posibilita el corte del pedúnculo, puesto que se utiliza en cosecha de mangos cuando la altura del árbol no es excesiva y el fruto se encuentra a un nivel donde el agricultor puede realizar el corte. Actualmente, los tipos de tijeras de poda que existen son de *bypass* o corte deslizante, que funcionan igual que unas tijeras, donde dos cuchillas pasan entre ellas para hacer el corte, por lo que se recomiendan para uso de ramas verdes. El otro tipo de tijeras son de tipo yunque, las cuales solo tienen una cuchilla de corte, que es la que se cierra sobre una superficie plana o yunque que soporta la rama a cortar, estas son ideales para ramas secas, pues las comprime antes de cortarlas.

6.4.3 Cuchilla de corte tipo guillotina

Esta posibilidad consiste en la elaboración del diseño para el sistema de corte de mango, a partir del principio de funcionamiento de una guillotina. Para la ejecución de esta alternativa, se debe realizar el ensayo práctico sobre el corte del pedúnculo del mango y, posteriormente, el diseño de las cuchillas, la estructura y su accionamiento mediante una guaya.

6.5 Matriz de selección de alternativas para la estructura

El método de ponderación lineal normalizado o *Scoring* normalizado “permite que un individuo pueda elegir entre un conjunto de alternativas disponibles de forma que maximice su satisfacción. Ello implica que conoce cada una de las alternativas y es capaz de evaluarlas, definiendo una función de valor (determinística) o una función de utilidad (probabilística) que represente sus preferencias” [21].

6.5.1 Descripción de criterios

- Costos: comprende los costos desde el diseño, la fabricación y operación de la máquina.
- Dimensiones: un diseño idóneo de la máquina y sus componentes, que no afecten el trazado del cultivo.
- Transporte: fácil desplazamiento de la máquina de un punto a otro.
- Fácil operación: el agricultor sea capaz de operar la máquina para la recolección del fruto.

- Seguridad: la operación de la máquina deber ser de una forma segura, de modo no sea un riesgo para el agricultor que en su operación.
- Fácil mantenimiento: los componentes de la máquina deben ser sencillos, con el propósito de facilitar el mantenimiento preventivo o correctivo, según sea el caso.

Los criterios de evaluación para la estructura son muy importantes, puesto que es el sistema encargado de llevar al sistema de recolección y corte para que el agricultor llegue al mango, realice la extracción del mango del árbol y lo almacene en canastillas para su proceso de postcosecha, por lo cual todas las características son relevantes, pero las que más sobresalen para la selección de alternativas son las dimensiones, que se debe acoplar según el trazado del terreno, el transporte por todas las zonas del cultivo hasta la zona de acopio y la seguridad para la persona que la opera (agricultor) y para la cosecha (mango).

A continuación, se muestran los criterios señalados con una valoración a partir de la importancia que tengan en la selección de la alternativa, tomando valores donde: 1 es el ítem con muy poca importancia y 5 el ítem con mayor importancia (ver Tabla 6).

Tabla 6.

Criterios de evaluación de alternativas para la estructura

Criterios	Ponderación
Costos	4
Dimensiones	5
Transporte	5
Fácil operación	4
Seguridad	5
Fácil mantenimiento	4

Nota. esta tabla muestra la calificación de los criterios para la selección de alternativas para la estructura.

Después de la ponderación de los criterios, se realiza una valoración de cada alternativa con respecto a los principios establecidos, con el fin de establecer la alternativa más adecuada para el diseño. Para su calificación, se emplea una escala de 5 puntos, donde 1 es el valor más bajo y 5, el valor más alto.

Tabla 7.

Ranking de satisfacción de las alternativas para la estructura

Criterios	Ponderación	Alternativas estructura de la máquina		
		Plataforma	Grúa	Brazo telescópico
Costos	4	2	2	4
Dimensiones	5	4	4	3
Transporte	5	3	3	4
Fácil operación	4	3	2	4
Seguridad	5	1	2	4
Fácil mantenimiento	4	3	3	4
		72	73	103

Nota. esta tabla muestra el *ranking* de satisfacción de las diferentes alternativas según los criterios establecidos.

6.6 Matriz de selección de alternativas para el sistema de recolección

A partir de los criterios mencionados en el apartado 6.5.1, se lleva a cabo una evaluación con respecto a las alternativas para la recolección; luego, se realiza la valoración de las alternativas con cada parámetro (se mantienen las escalas establecidas en el apartado anterior).

En cuanto a la selección de alternativas para el sistema de recolección, va a ser la seguridad, pues según la alternativa seleccionada para la estructura de la máquina (ver Tabla 7) es mediante brazo telescópico, se debe garantizar que al realizar la recolección del mango este no sufra daño al ser desprendido del árbol, dado que no puede llegar a ser comercializado si el mango presenta daños; los costos y el fácil mantenimiento también son criterios importantes a evaluar, dado que puede sufrir mucho desgaste por los mangos, lo cual afecte el normal funcionamiento de la alternativa a seleccionar.

Tabla 8.*Criterios de evaluación de alternativas para el sistema de recolección*

Criterio	Ponderación
Costos	4
Dimensiones	3
Transporte	2
Fácil operación	3
Seguridad	5
Fácil mantenimiento	4

Nota. esta tabla muestra la calificación de los criterios para la selección de alternativas para el sistema de recolección.

Tabla 9.*Ranking de satisfacción de las alternativas para el sistema de recolección*

Criterios	Ponderación	Alternativas sistema de recolección de la máquina		
		Canasta	Banda transportadora	Manga recolectora
Costos	4	4	2	4
Dimensiones	3	3	3	4
Transporte	2	5	4	5
Fácil operación	3	5	4	5
Seguridad	5	4	3	4
Fácil mantenimiento	4	3	2	4
		82	60	89

Nota. esta tabla muestra el *ranking* de satisfacción de las diferentes alternativas según los criterios establecidos.

6.7 Matriz de selección de alternativas para el sistema de corte

Al igual que en el apartado 6.6, se realiza la evaluación de cada criterio en la escala de 1 a 5. Luego, se hace la valoración de las alternativas en cada parámetro según el impacto que tenga en la escala establecida.

Los criterios para la selección de alternativas del sistema de corte son la seguridad y la fácil operación, por lo que según la experticia del agricultor la cosecha del mango se realiza de forma seleccionada y el facilitar la operación de corte reduce el tiempo de recolección entre mangos.

Tabla 10.*Criterios de evaluación de alternativas para el sistema de corte*

Criterio	Ponderación
Costos	4
Dimensiones	2
Transporte	3
Fácil operación	5
Seguridad	5
Fácil mantenimiento	3

Nota. esta tabla muestra la calificación de los criterios para la selección de alternativas para el sistema de corte.

Tabla 11.*Ranking de satisfacción de las alternativas para el sistema de corte*

Criterios	Ponderación	Alternativas sistema de corte de la máquina		
		Vibradora de ramas	Tijeras de poda	Cuchillas de corte guillotina
Costos	4	2	4	3
Dimensiones	2	3	4	4
Transporte	3	4	4	4
Fácil operación	5	3	4	3
Seguridad	5	3	4	4
Fácil mantenimiento	3	2	4	3
		62	108	96

Nota. Esta tabla muestra el *ranking* de satisfacción de las diferentes alternativas según los criterios establecidos.

6.8 Matriz de selección de alternativas para las tijeras de corte

Según el apartado 6.7 sobre la selección de alternativas para el sistema de corte, se obtuvo que se realiza mediante corte de tijeras de poda, dado a que existen varios tipos de tijeras de poda; a continuación, se mencionan y se procede a realizar una selección para saber qué tipo de tijeras es el ideal para el corte del pedúnculo del mango.

6.8.1 Tijeras de poda Bypass

Son el tipo de tijeras más comunes para poda y recolección, consta de dos cuchillas curvas que permite realizar un corte limpio sin causarle muchos daños al tallo, este tipo de tijeras es ideal para tallos verdes.

6.8.2 Tijeras de poda tipo Yunque

Este tipo de tijeras tiene una hoja de corte y una fija que sirve de soporte, dando un corte similar a un cuchillo en una tabla de cortar [cita], es ideal para maderas secas dado que este tipo de tijeras tiende a aplastar la madera, por lo cual una madera verde sufre más daño a comparación de las tijeras de tipo Bypass.

6.8.3 Tijeras de recolección pequeñas

Son un tipo de tijeras que son capaces de cortar tallos de hasta 15 mm de diámetro, son ideales para tallos verdes y viñas dado a su ligero peso.

6.8.4 Tijeras de poda dos manos

Son tijeras que se utilizan a dos manos, tienen cuchillas curvas para realizar el corte del tallo, su funcionamiento es similar a las tijeras tipo Bypass; son utilizadas mayormente en cultivos de tipo viticultura y tipo setos.

6.8.5 Tijeras corta setos

Son tijeras que por lo general son de aluminio, en sus hojas viene un dentado parcial para el corte de ramas gruesas de hasta 10 mm de diámetro.

Para los criterios de selección de tijeras, serán los mismos mencionados en el numeral 6.5.1.

Tabla 12.*Criterios de evaluación de alternativas para el sistema de corte*

Criterios	Ponderación
Costos	4
Dimensiones	3
Transporte	3
Fácil operación	5
Seguridad	5
Fácil mantenimiento	4

Nota. esta tabla muestra la calificación de los criterios para la selección de alternativas para las tijeras de poda.

Las características más importantes para la selección de las tijeras de poda tienen que ser su seguridad y fácil operación, ya que va a ser el elemento que se va a encontrar en contacto directo con el mango y necesita realizar un corte de tal forma que no dañe el pedúnculo ni la producción del árbol; los costos de compra, repuestos y mantenimiento también son importantes ya que las tijeras al estar en constante uso, las cuchillas van perdiendo filo y eso incurre en gastos de mantenimiento y en dado caso de cambio de piezas.

Tabla 13.*Ranking de satisfacción de las alternativas para las tijeras de poda*

Criterios	Ponderación	Alternativas tijeras de corte				
		BYPASS	YUNQUE	PEQUEÑAS	DOS MANOS	CORTASETOS
Costos	4	5	5	5	4	4
Dimensiones	3	5	5	5	3	3
Transporte	3	4	4	4	3	3
Fácil operación	5	5	4	5	4	4
Seguridad	5	4	4	4	4	4
Fácil mantenimiento	4	5	4	4	3	3
		102	94	99	80	80

Nota. esta tabla muestra el *ranking* de satisfacción de las diferentes alternativas según los criterios establecidos.

6.9 Selección de alternativas

Al revisar los resultados de la matriz de selección de alternativas de las Tablas 7, 9, 11 y 16, se determina que la opción ideal para la estructura es un brazo telescópico. Para el sistema de recolección, se selecciona la manga y para el de corte, se determina el corte por tijeras de poda de tipo Bypass.

7 DISEÑO DETALLADO DE LA MÁQUINA RECOLECTORA DE MANGO

El diseño en detalle de la máquina recolectora de mango se construye a partir de la selección de las alternativas planteadas y evaluadas anteriormente, asegurando el cumplimiento de los requerimientos y parámetros definidos para cada sistema que compone la máquina.

7.1 Diseño del sistema de corte de mango

Este sistema se encarga de alcanzar las ramas más altas del árbol de mango, junto con el mecanismo idóneo para hacer el corte del tallo (pedúnculo) al que se encuentra unido el fruto de mango a las ramas. Al realizar la debida labor de cosecha, es necesario que el corte sea exacto para evitar daños en la parte externa del fruto, debido a los derrames de la sustancia propia del tallo de mango (látex), además de evitar los golpes por las caídas.

Para dicha labor, se hace uso de dos tubos estructurales circulares de 1 ¼ in con 2 mm de espesor y 1 in con 1.5 mm de espesor, que formarán la estructura del brazo telescópico. Dicho brazo permitirá alcanzar los frutos a partir de distintas alturas. La altura máxima de diseño que permite alcanzar los frutos del árbol de mango será de cuatro metros; cada uno de los perfiles estructurales redondo cuenta con una altura de dos metros, el perfil de 1 in con 1.5 mm de espesor alojará en su extremo las tijeras de poda comerciales, dispuestas para realizar el corte del pedúnculo. El material de dichas tijeras de poda es acero inoxidable y cuentan con un peso de 0.5 kg, lo que permite una correcta manipulación del brazo telescópico.

7.1.1 Tijeras de poda

Las tijeras de poda son un tipo de herramienta de corte que permiten realizar el corte de ramas duras y de hasta 2 centímetros de grosor, son generalmente en acero inoxidable tratadas térmicamente, lo que les permite realizar un corte limpio y liso sobre la rama, ideales para ramas verdes y son utilizadas para la poda y recolección intensiva.

Figura 13.

Tijeras de poda tipo Bypass



Nota. La figura muestra unas tijeras de poda tipo bypass. Tomado de: De Máquinas y Herramientas. Introducción a las tijeras de poda: diseño, tipos y formas de uso [En línea].

Disponible: <https://www.demaquinasyherramientas.com/herramientas-de-corte/introduccion-a-las-tijeras-de-poda-diseno-tipos-y-formas-de-uso>

Las características más importantes de este tipo de tijeras es que sus cuchillas son curvas, dado a que solo una hoja es la encargada de realizar el corte solo se tiene que afilar la misma cuando ya no tenga filo, al ser una de las herramientas de corte más comerciales sus cuchillas se pueden cambiar fácilmente y se consiguen repuestos de manera fácil y económica y lleva un resorte que le permite a la tijera permanecer abierta en su estado de reposo [20].

Su funcionamiento es muy similar al de unas tijeras convencionales: la cuchilla afilada realiza el corte mientras la contrahoja se encarga de sujetar la rama, sus hojas curvas le permiten realizar menos fuerza que una tijera tipo bypass sin generar daños en la rama o pedúnculo.

Para determinar la fuerza necesaria para un corte del pedúnculo eficiente y limpio, se llevó a cabo una prueba experimental con diez mangos Tommy Atkins de diferentes tamaños y grados de maduración. Se midió el diámetro del pedúnculo de cada uno de ellos con ayuda de un

calibrador y se procedió a estimar la fuerza de corte necesaria para estos mangos, con un diámetro de pedúnculo específico, mediante un montaje en una prensa de banco compuesto por un dinamómetro y un resorte anclado en el gancho del dinamómetro; así, se tomaron tres medidas de fuerza a distintas longitudes del pedúnculo, donde se puede deducir que, entre más cerca al mango, la fuerza de corte será mucho mayor. El diámetro promedio del pedúnculo es 4.04 mm y la fuerza de corte máxima es de 83.38 N . Los resultados de dicha práctica experimental se muestran en la Tabla 14.

Tabla 14.*Datos experimentales corte de mango*

Mango #	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Diámetro pedúnculo mm	3.58	3.54	3.51	3.66	4.32	4.84	4.35	5.14	3.67	3.79
Diámetro promedio mm	4.04									
Fuerza de corte Kg	6.5	6.8	7.5	7.3	4.5	3.2	4.3	6.1	4.8	5.7
	8.5	7.2	6.8	7.2	3.5	4.7	4.5	6.5	4.7	5.8
	7.6	6.9	7.1	7	5.2	5.3	5.6	6.8	5.4	4.2
Fuerza de corte promedio	7.5	7	7.5	7.17	4.4	4.4	4.8	6.47	4.97	5.23
Fuerza máxima total kg	8.5									
Fuerza N	83.38									

Nota. En la tabla, se muestran los datos de fuerza de corte arrojados durante la prueba de corte del pedúnculo de mango Tommy.

Figura 14.

Montaje de la prueba de corte



Nota. en la figura, se muestra el montaje prueba de corte experimental para el pedúnculo del mango Tommy.

Figura 15.

Accionamiento de las tijeras de poda



Nota. en la figura, se muestra el accionamiento de las tijeras de poda en el montaje experimental.

Figura 16.

Lectura de la fuerza de corte



Nota. en la figura, se muestra la lectura de la fuerza de corte arrojada por el dinamómetro durante el corte del pedúnculo.

Figura 17.

Winche o malacate manual



Nota. la figura muestra el winche o malacate manual que se empleara para el accionamiento del sistema de corte. Tomado de: ProWinch. Winche Manual Max. 272 kg 600 lb [En línea]. Disponible:<https://www.prowinch.co/catalog/winche-manual-max-272-kg-600-lb>

Tabla 15.

Especificaciones técnicas del winche

Especificaciones Técnicas

Capacidad 1ª Capa	600 lb / 272 kg	Clase de Servicio	Recovery / Rescate
Relación de Transmisión	3.1:1	Cable Incluido	ø1/4 in x 26 ft ø4 mm x 8 m
Garantía	6 Month		

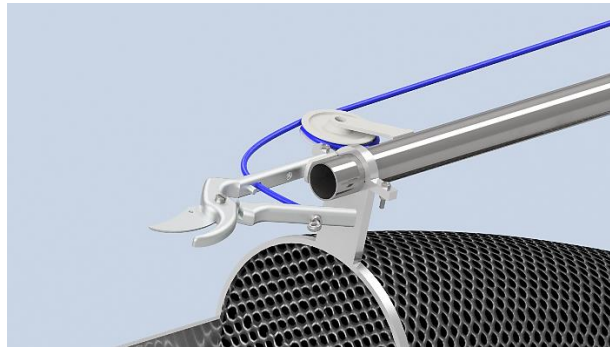
Nota. la tabla muestra las especificaciones técnicas del winche seleccionado

De acuerdo con la fuerza de corte máxima para realizar el corte del pedúnculo del mango, es de 8.5 kg fuerza o, aproximadamente, 83.38 N. Se puede concluir que la fuerza necesaria para ejercer dicha maniobra es baja, por tal razón, se define el mecanismo para el accionamiento de las tijeras de poda a través de un winche o malacate con capacidad de carga máxima de 272 kg siendo la fuerza de corte del pedúnculo mucho más baja en comparación de la capacidad de carga del malacate.

Dicho winche tiene un cable incluido de 4mm de diámetro y una longitud máxima de 8 m, para la máquina recolectora de mango, son necesarios 4 m de longitud, siendo esta la máxima que será capaz de extenderse el brazo telescópico. El cable será anclado a uno de los mangos de las tijeras de poda empleando un buje y un casquillo. Además, el corte se realizará desde la ubicación del agricultor, a través de la palanca del malacate, haciendo el movimiento contrario al bloqueo del trinquete para tensar el cable y accionar las tijeras de poda dispuestas para dicha función que se encuentran abiertas antes de realizar el movimiento de accionamiento. Para facilitar el accionamiento del sistema de corte se ha dispuesto de una polea para cable referencia 25140, dicha polea facilita la transmisión de la fuerza y el movimiento necesario para cortar el pedúnculo del mango.

Figura 18.

Vista del sistema de corte

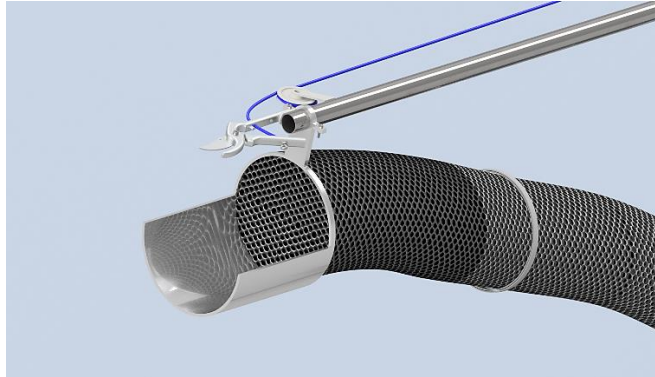


Nota. en la figura, se muestran las tijeras de corte con accionamiento de cable y polea, a través del malacate simuladas en el *software* Autodesk Inventor.

Para la recolección del fruto de mango, se dispone de un canal en aluminio 6061, que conducirá el mango previamente cortado a través de la manga recolectora en tela nylon tipo malla de 3 metros; con diámetro inicial de 21cm, esta cuenta con diámetro variable a lo largo de sí misma siendo el diámetro final de la manga de 16cm, dicha disminución se define con la finalidad de reducir el impacto en la caída del mango. A lo largo de sí misma lleva tres aros de aluminio con la finalidad de templar la tela tipo malla y conducir mejor el mango a lo largo de la misma, en la parte final de la manga se instala un extend con abrazadera que permite ser ajustado a las columnas de soporte del brazo telescópico, de esta manera se brinda mayor estabilidad en el trayecto de la manga. Asimismo, se dispone de unos compartimientos en la placa base del carro de transporte con el objeto de alojar un par de canastas tipo supermercado, donde desembocará la manga recolectora y se almacenará el mango.

Figura 19.

Canal recolector de mango



Nota. en la figura, se muestra la abrazadera del canal recolector de mango, junto con la manga recolectora.

7.2 Diseño de la estructura de la máquina

7.2.1 Diseño del brazo telescópico

El accionamiento del brazo telescópico permite mover de forma lineal la sección móvil, con el fin de darle una mayor longitud. De este modo, la operación del accionamiento debe realizarse por el agricultor, con el fin de llegar a la altura deseada para ejecutar el corte del pedúnculo del mango. Para dicho movimiento, se empleará un par de engranajes cónicos rectos ligados a un eje.

7.2.1.a. Cálculos engranaje cónico recto. Para el diseño y la geometría de engranajes cónicos rectos, se establece una cantidad de dientes para el piñón de 15, para el engranaje de 20, un módulo de 3 y un ángulo de presión $\phi = 20^\circ$. Para hallar el diámetro primitivo, se hace uso de la ecuación de relación del módulo:

Ecuación 1.

Cálculo de diámetro de paso

$$P = \frac{N}{d}$$

$$d = \frac{N}{P}$$

Donde:

d , Diámetro de paso, d_p para el diámetro del piñón y D_G para el diámetro del engranaje
m, módulo.

N , número de dientes, N_p para el número de dientes en el piñón y N_G para el número de dientes en el engrane.

P , paso diametral dientes/ in.

Con el objeto de obtener el paso diametral normalizado, se utiliza la Tabla 8-3 del libro de *Diseño de elementos de máquinas* de Robert L. Mott [22]; esta tabla relaciona el módulo, el paso diametral equivalente y normalizado. Donde se calcula un paso diametral normalizado de 8 *dientes/in*. Para hallar la velocidad angular del engrane que produce la manivela, se asume que la velocidad en el punto de contacto tanto del piñón como del engrane es la misma; lo que permite averiguar la velocidad angular faltante con la siguiente expresión. Al reemplazar en la Ecuación 1 para hallar el diámetro de paso del piñón, se obtiene:

$$d_p = \frac{15}{8} = 1.77 \text{ in} = 45\text{mm}$$

De la misma forma, se halla el diámetro de paso para el engrane:

$$D_G = \frac{20}{8} = 2.36 \text{ in} = 60\text{mm}$$

Ecuación 2.

Relación entre velocidad angular y número de dientes

$$\frac{N_G}{N_P} = \frac{n_P}{n_G}$$

Donde:

n_P , velocidad angular del piñón *rpm*.

n_G , velocidad angular del engrane *rpm*.

Al despejar la velocidad angular desconocida, se obtiene:

$$n_P = n_G * \frac{N_G}{N_P}$$

Reemplazando valores, se obtiene:

$$n_P = 74 \text{ rpm} * \frac{20 \text{ dientes}}{15 \text{ dientes}} = 98.67 \text{ rpm}$$

El ancho de cara es una medida que depende de la distancia exterior en el cono, en el cual, se averigua el ancho nominal y el máximo de cara. Para efectos de cálculo, se considera el ancho máximo de cara como variable que depende del esfuerzo por contacto. En primer lugar, se halla el valor de la distancia exterior en el cono con la siguiente ecuación:

Ecuación 3.

Cálculo de la distancia exterior en el cono

$$A_o = \frac{0.5 * D}{\sin \Gamma}$$

Donde:

A_o , distancia exterior en el cono *in*.

Reemplazando los valores, se obtiene:

$$A_o = \frac{0.5 * 2.5}{\sin 0.93} = 1.56 \text{ in} = 39.62 \text{ mm}$$

Seguido al cálculo de la distancia del cono, se calcula el ancho máximo de la cara con la siguiente expresión:

Ecuación 4.

Cálculo del ancho máximo de la cara

$$F = \frac{A_0}{3}$$

Donde:

F , ancho máximo de la cara *in*.

Reemplazando los valores se obtiene:

$$F = \frac{1.56 \text{ in}}{3} = 0.52 \text{ in} = 13.21 \text{ mm}$$

Para establecer el factor de seguridad por desgaste de los engranajes cónicos por medio de la resistencia y el desgaste, se hace necesario determinar, en primer lugar, el torque producido por la manivela al piñón y la cantidad de vueltas que una persona le puede dar en un periodo de tiempo establecido. A partir de ello, para empezar, se establecen los siguientes parámetros:

- Distancia entre el eje del mecanismo hasta la manivela: esta distancia se establece de 80 *mm* u 80 *cm*.
- La fuerza promedio que posee una persona en la mano es de, aproximadamente, 12.6 kg [23], cerca de 124.29 *N* o 27.94 *lb*.
- La cantidad de vueltas que realiza el agricultor en la manivela es de 74 *rpm*, por tal razón, se asume que esta es la velocidad angular del engrane.

Para establecer el torque producido por la manivela, se emplea la siguiente ecuación:

Ecuación 5.

Torque o momento en la manivela

$$T = F * d$$

Donde:

T, Torque producido por el accionamiento de la manivela *lb * in.*

F, Fuerza aplicada en la manivela *lb.*

d, Distancia perpendicular entre el eje de rotación y la manivela *in.*

Reemplazando los valores en la ecuación, se obtiene:

La potencia necesaria para mover el engranaje cónico recto se calcula a partir de la siguiente expresión, empleando el par torsional y la velocidad de giro del piñón. Posteriormente, se calcula el torque del engranaje mediante la potencia calculada y su velocidad angular.

Ecuación 6.

Potencia y torque del piñón

$$P = \frac{T \cdot n}{63\,000} = \frac{88.05 \text{ lb. in}(74 \text{ rpm})}{63\,000} = 0.1034 \text{ HP} = 77.1 \text{ W}$$
$$T_p = \frac{63\,000 P}{n} = \frac{63\,000 * 0.1034 \text{ HP}}{98.67 \text{ rpm}} = 66.04 \text{ lb. in} = 7.46 \text{ N. m}$$

El valor del radio medio del piñón es calculado gracias la siguiente expresión, empleando el ángulo de cono del paso del piñón γ . El resultado de estos cálculos se puede consultar en el Anexo A. La carga tangencial transmitida en el piñón y en el engranaje está dada por la siguiente expresión:

Ecuación 7.

Carga tangencial del engranaje y del piñón

$$W_{tG} = \frac{T}{r_m} = \frac{88.05 \text{ lb} * \text{in}}{1.04 \text{ in}} = 89.66 \text{ lb} = 398.82 \text{ N}$$

$$W_{tP} = \frac{T_P}{r_m} = \frac{66.04 \text{ lb} * \text{in}}{0.78 \text{ in}} = 89.66 \text{ lb} = 398.82 \text{ N}$$

La carga radial del piñón y el engranaje es calculada a partir de la siguiente expresión:

Ecuación 8.

Carga radial del engranaje y del piñón

$$W_{rG} = W_t \tan \phi \cos \Gamma = 89.66 \text{ lb} * \tan 20^\circ * \cos 53.13^\circ = 19.58 \text{ lb} = 87.09 \text{ N}$$

$$W_{rP} = W_t \tan \phi \cos \gamma = 89.66 \text{ lb} * \tan 20^\circ * \cos 36.87^\circ = 26.11 \text{ lb} = 116.14 \text{ N}$$

La carga axial del piñón y el engranaje es calculada mediante la siguiente expresión:

Ecuación 9.

Carga axial del piñón y del engranaje

$$W_{xG} = W_t \tan \phi \sin \Gamma = 89.46 \text{ lb} * \tan 20^\circ * \sin 53.13^\circ = 26.11 \text{ lb} = 116.14 \text{ N}$$

$$W_{xP} = W_t \tan \phi \sin \gamma = 89.46 \text{ lb} * \tan 20^\circ * \sin 36.87^\circ = 19.58 \text{ lb} = 87.01 \text{ N}$$

Para hallar el esfuerzo por contacto, se hace necesario determinar los factores que dependen de las condiciones de operación y el mecanizado de los engranajes; la ecuación para hallar el esfuerzo por contacto es:

Ecuación 10.

Esfuerzo por contacto

$$\sigma_c = C_P \sqrt{\frac{W_{tP}}{F d I} K_o K_v K_m C_s C_{xc}}$$

Donde:

σ_c , esfuerzo por contacto *psi*.

C_P , coeficiente elástico de resistencia a picadura $\sqrt{\text{psi}}$.

F , ancho máximo de la cara *in*.

I , factor de geometría de resistencia a la picadura.

K_o , factor de sobrecarga.

K_v , factor dinámico.

K_m , factor de distribución de carga.

C_s , factor de tamaño por resistencia a picadura.

C_{xc} , factor de coronamiento por picadura.

Para hallar todos los factores que influyen en el esfuerzo por contacto, se debe valorar — por medio de ecuaciones, tablas o gráficos (según sea el caso) — el resultado según las condiciones que intervengan en estos, los cuales se pueden consultar en el Anexo A. Al tener todas las variables que influyen en el esfuerzo por contacto, se procede a reemplazar cada una en la ecuación:

$$\sigma_c = 2290 \sqrt{\frac{89.66 \text{ lb}}{0.52 \text{ in} * 1.875 \text{ in} * 0.067} * 1 * 1.107 * 1.101 * 0.5 * 1.5}$$

$$\sigma_c = 81\,113.52 \text{ Psi} = 559 \text{ MPa}$$

Al obtener el esfuerzo por contacto, se procede a calcular la resistencia al desgaste. Al igual que el cálculo de esfuerzo anterior, la resistencia tiene factores que influyen sobre el cálculo y que dependen del material en el que se fabriquen las ruedas dentadas. La ecuación que determina la resistencia al desgaste es:

Ecuación 11.

Resistencia al desgaste

$$(\sigma_c)_{perm} = \frac{S_{ac} C_L C_H}{S_H K_T C_R}$$

Donde

$(\sigma_c)_{perm}$, resistencia al desgaste del engrane *psi*.

S_{ac} , número de esfuerzo de contacto permisible *psi*.

C_L , factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a picadura.

C_H , factor de relación de la dureza de resistencia a picadura.

S_H , factor de seguridad de contacto.

K_T , factor de temperatura.

C_R , factor de confiabilidad por picadura.

El número de esfuerzo de contacto permisible es un factor que depende netamente de la designación del material y del tratamiento térmico aplicado. Para el diseño de los engranajes, se escoge un material AISI 1045 grado 1, con un tratamiento térmico templado y revenido. La selección se realiza a partir de una gráfica que relaciona el grado del acero, la dureza Brinell y el número permisible de esfuerzo por contacto, y se contempla para aceros con endurecimiento completo según la norma ANSI/AGMA 2003-B97. Con las características establecidas para el acero AISI 1045 tratado térmicamente, se obtiene una dureza Brinell $H_B = 225$. Al tener todos los factores correspondientes a la resistencia al desgaste, se procede a remplazarlos en la ecuación (para la consulta de dichos factores, dirigirse al Anexo A).

$$(\sigma_c)_{perm} = \frac{(100\ 345)(2)(1)}{(1)(1)(1)}$$

$$(\sigma_c)_{perm} = 200\ 690\ psi = 1383.71\ MPa$$

Para finalizar el análisis sobre el desgaste de un engranaje cónico recto, se procede a calcular el factor de seguridad por desgaste; el cual relaciona la resistencia al desgaste y el esfuerzo por contacto descritas en la siguiente ecuación:

Ecuación 12.

Factor de seguridad por desgaste

$$S_H = \frac{(\sigma_c)_{perm}}{\sigma_c}$$

Donde

S_H , factor de seguridad por desgaste.

Al reemplazar los valores de resistencia y esfuerzo por desgaste, se obtiene:

$$S_H = \frac{200\ 690\ psi}{81\ 113.52\ psi} = 2.47$$

Al tener un factor de seguridad de 2.47, se asegura que los engranajes no van a fallar por desgaste según los parámetros establecidos y que el material seleccionado para la fabricación de estos es el adecuado para el diseño. Para el análisis de flexión en los engranajes cónicos, se procede a realizar el cálculo de esfuerzo de flexión del engrane; para ello, se deben encontrar los factores de carga (algunos ya obtenidos del análisis de desgaste del engrane), geométricos y de flexión, según lo describe la siguiente ecuación (para la consulta de dichos factores, dirigirse al Anexo A).

Ecuación 13.

Esfuerzo de flexión

$$\sigma = \frac{W_{tP}}{F} P_d K_o K_v \frac{K_s K_m}{K_x J}$$

Donde

σ , esfuerzo de flexión del engrane *psi*.

K_s , factor de tamaño de resistencia a la flexión.

K_x , factor de curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión.

J , factor geométrico de resistencia a la flexión.

Al tener todos los factores que se relacionan con el esfuerzo de flexión calculados, se procede a reemplazar estos datos en la Ecuación 19:

$$S_t = \frac{89.66 \text{ lb}}{0.52 \text{ in}} \left(8 \frac{\text{dientes}}{\text{in}} \right) (1.1)(1.107) \frac{(0.513)(1.101)}{(1)(0.175)}$$

$$S_t = 5421.16 \text{ psi} = 37.38 \text{ MPa}$$

Culminados los respectivos cálculos respecto al esfuerzo de flexión, se procede a hallar la resistencia a la flexión del engranaje, cuyas variables incluyen el cálculo de ciclos, resistencia y confiabilidad debido a la resistencia a la flexión, cuya ecuación se puede ver a continuación:

Ecuación 14.

Resistencia a la flexión

$$\sigma_{perm} = \frac{S_{at}K_L}{S_F K_T K_R}$$

Donde

σ_{perm} , resistencia a la flexión del engrane *psi*.

S_{at} , número de esfuerzo de flexión (permisible) *psi*.

K_L , factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión.

S_F , factor de seguridad por flexión.

K_R , factor de confiabilidad de resistencia a la flexión.

Con todos los cálculos de los factores, se reemplaza en la ecuación correspondiente para hallar la resistencia a la flexión y el factor de seguridad a la flexión. Para consultar el cálculo de los factores, dirigirse al Anexo A.

$$\sigma_{perm} = \frac{(12\ 000\text{psi})(2.071)}{(1.9)(1)(1)} = 13\ 080\ \text{psi} = 90.18\ \text{MPa}$$

Con el valor de la resistencia a la flexión, se calcula el factor de seguridad a la flexión que relaciona el esfuerzo de flexión y la resistencia a la flexión, que viene dada por la siguiente ecuación:

Ecuación 15.

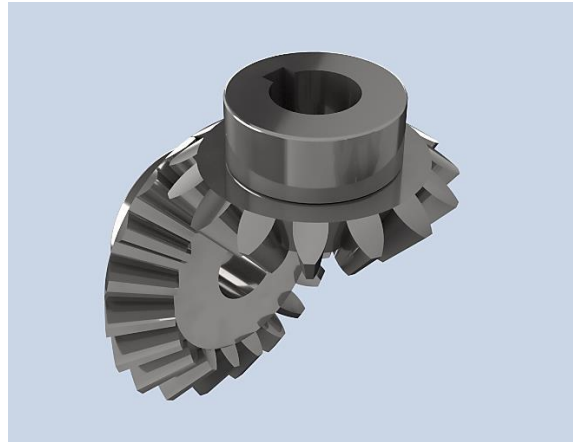
Factor de seguridad a la flexión

$$S_F = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma}$$
$$S_F = \frac{13\ 080\ \text{psi}}{5421.16\ \text{psi}} = 2.41$$

Obtener un factor de seguridad a la flexión de 2.41 significa que, con los requisitos establecidos de material y diseño, el par de engranajes propuestos no van a flectar los dientes; al comparar el factor de seguridad a la flexión con el factor de seguridad por desgaste, se evidencia que es más propenso a fallar los engranes por el desgaste del material.

Figura 20.

Engranajes cónicos rectos



Nota. Diseño Asistido por Computadora (CAD) de los engranajes cónicos rectos diseñados para el sistema telescópico.

7.2.1.b. Cálculo de tornillo de potencia. Para el cálculo del tornillo de potencia del sistema telescópico y del análisis estático del sistema, es necesario conocer los pesos propios de los perfiles estructurales redondos que serán empleados, como se mencionó.

Ecuación 16.

Sección circular de los tubos

$$sección\ circular = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi(D - 2.e)^2}{4}$$

$$sección\ circular = \frac{\pi(32.9)^2}{4} - \frac{\pi(32.9 - 2.(1.5))^2}{4} = 147.97\ mm^2 = 1.47 \times 10^{-4}\ m^2$$

$$\text{sección circular} = \frac{\pi(42.2)^2}{4} - \frac{\pi(42.2 - 2 \cdot (2))^2}{4} = 252.58 \text{ mm}^2 = 2.52 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Ecuación 17.

Peso de los tubos

$$W = \text{sección circular} \times \text{densidad} \times \text{longitud}$$

$$W = 1.47 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \times 7860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2 \text{ m} = 2.32 \text{ kg}$$

$$W = 2.52 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \times 7860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2 \text{ m} = 3.96 \text{ kg}$$

Mediante el *software* Autodesk Inventor, se procede a realizar la rectificación de dichos pesos para cada uno de los perfiles, teniendo en cuenta que al perfil estructural redondo de 1 ¼ in, por 2 mm de espesor, por 2 m de largo, se le realizó una ranura a lo largo del perfil; por ello, el peso de dicho perfil disminuirá, la ranura tiene una longitud de 1.5 m y 6 mm de ancho, ubicada a 20 cm de distancia medida desde cada extremo del perfil estructural. Esta ranura fue diseñada con el fin de que cumpla la función de guía para evitar que el tubo de 1 in, por 1.5 mm, por 2 m de longitud, que se denomina el brazo móvil, se ruende cuando el tornillo de potencia gire y ejerza su función de elevar el brazo móvil.

Figura 21.

Comprobación de peso del perfil de una pulgada a través de Autodesk Inventor

General Resumen Proyecto Estado Personalizadas Guardar Propiedades físicas

Sólidos
La pieza Actualizar

Material
Acero ASTM A36 Portapapeles

Densidad 7,850 g/cm³ Precisión solicitada Baja

Propiedades generales

Masa 3,966 kg (Error rel) Centro de gravedad X 0,000 mm (Error rel)

Área 505673,267 mm² Y 0,000 mm (Error rel)

Volumen 505168,099 mm³ Z 0,000 mm (Error rel)

Propiedades de inercia

Principal Global Centro de gravedad

Momentos principales

I1 1322659,573 kg I2 1606,095 kg mr I3 1322659,573 kg

Rotación a principal

Rx 0,00 gr (Error n) Ry 0,00 gr (Error n) Rz 0,00 gr (Error n)

Cerrar Cancelar Aplicar

Nota. la figura muestra la comprobación de peso del tubo estructural redondo de 1 in, por 2m de longitud, por 1.5 mm de espesor, a través de Autodesk Inventor.

Figura 22.

Comprobación de peso del perfil de 1 1/4 in

General Resumen Proyecto Estado Personalizadas Guardar Propiedades físicas

Sólidos
La pieza Actualizar

Material
Acero ASTM A36 Portapapeles

Densidad 7,850 g/cm³ Precisión solicitada Baja

Propiedades generales

Masa 3,823 kg (Error rel) Centro de gravedad X -0,745 mm (Error rel)
Área 493673,565 mm² Y 0,000 mm (Error rel)
Volumen 487049,678 mm³ Z 0,000 mm (Error rel)

Propiedades de inercia
Principal Global Centro de gravedad

Momentos principales
I1 1295823,237 kJ I2 1546,464 kg mm I3 1295764,461 kJ

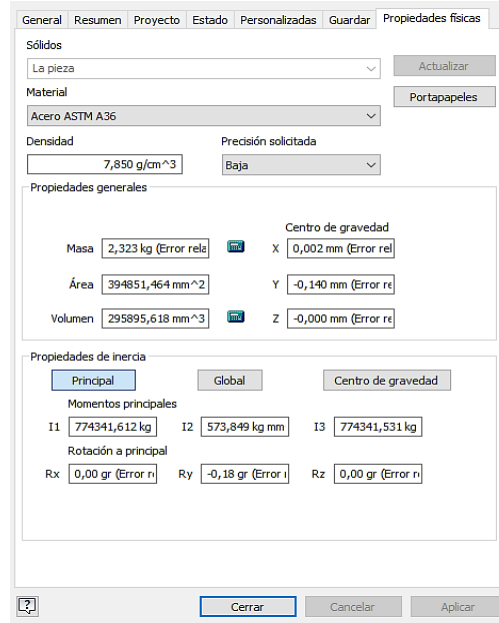
Rotación a principal
Rx 0,00 gr (Error rel) Ry 0,00 gr (Error rel) Rz 0,00 gr (Error rel)

Cerrar Cancelar Aplicar

Nota. la figura muestra la comprobación de peso del tubo estructural redondo de 1 1/4 in, por 2 m de longitud, por 2 mm de espesor, a través de Autodesk Inventor.

Figura 23.

Comprobación de peso del perfil de 1 1/4 in con ranura



Nota. la figura muestra la comprobación de peso del tubo estructural redondo de 1 1/4 in, por 2 m de longitud, por 2 mm de espesor, con la ranura a lo largo de este, a través de Autodesk Inventor.

Para realizar el cálculo del tornillo de potencia, se hace la revisión de la tabla de series y dimensiones básicas de roscas Acme. Para el dimensionamiento del tornillo, se selecciona, a través de la Tabla 15-1 del libro de *Diseño de máquinas. Teoría y práctica* [24], un diámetro de 5/8 de pulgada y línea de paso básica de 8 roscas por pulgada. A la hora de establecer los coeficientes de fricción, se debe seleccionar el material propio del tornillo de potencia y su correspondiente tuerca. En este caso, se escogieron el acero y el bronce correspondientemente, definiendo un factor de fricción de 0.19 a través de la Tabla 15-4 del libro de *Diseño de máquinas. Teoría y práctica* [24]. Por consiguiente, se obtienen los siguientes datos iniciales a partir del estudio de las tablas y figuras mencionadas.

- Diámetro, 5/8 in
- Línea de paso básica, 8 roscas por pulgada.
- Altura básica de la rosca (h), 0.0625.
- Diámetro básico mayor (D), 0.625 in = 15.87 mm
- θ , 14.5°.
- $f = f_s = f_c = 0.19$
- $d_m = 0.625 \text{ in} - 0.0625 = 0.5625 \text{ in}$

Se calcula el ángulo de avance del tornillo de potencia empleando el avance y el diámetro mínimo de paso. Este ángulo se utilizará posteriormente en el cálculo de los torques de subida y bajada del tornillo de potencia.

Ecuación 18.

Ángulo de avance del tornillo de potencia

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi D_p}$$

$$\lambda = \tan^{-1} \frac{0.125}{\pi(0.5408)} = 4.21^\circ$$

El torque de subida y bajada del tornillo de potencia está directamente relacionado con la carga axial que este debe soportar. Dicha carga axial está definida como el peso del brazo móvil, la tuerca de bronce que se encontrará soldada al brazo móvil, de las tijeras de poda, del canal recolector de mango. Dicho peso es aproximadamente 4 kg o 8.82 lb.

Ecuación 19.

Torque de subida

$$T_u = \frac{FD_p}{2} \left[\frac{\cos \theta \tan \lambda + f}{\cos \theta - f \tan \lambda} \right]$$

$$T_u = \frac{(8.82)(0.5408)}{2} \left[\frac{\cos 14.5 * \tan 4.21 + 0.19}{\cos 14.5 - 0.19 \tan 4.21} \right]$$

$$T_u = 0.653 \text{ lb.in} = 0.074 \text{ N.m}$$

Ecuación 20.*Torque de bajada*

$$T_d = \frac{FD_p}{2} \left[\frac{f - \cos\theta \tan \lambda}{\cos \theta + f \tan \lambda} \right]$$

$$T_d = \frac{(8.82)(0.5408)}{2} \left[\frac{0.19 - \cos 14.5 * \tan 4.21}{\cos 14.5 + 0.19 \tan 4.21} \right]$$

$$T_d = 0.288 \text{ lb.in} = 0.325 \text{ N.m}$$

Se efectúa el cálculo de la eficiencia del tornillo, arrojando un valor del 12.22 %.

Ecuación 21.*Eficiencia del tornillo de potencia*

$$e = \frac{FL}{2\pi T_u} = \frac{8.82 * 0.125}{2 * \pi * 0.605} = 0.2687$$

$$e = 26.87 \%$$

Debido al momento de torsión de subida T_R y el diámetro de raíz d_r , el esfuerzo cortante nominal del tornillo de potencia se tomó de la Tabla 17-1 del libro *Diseño de elementos de máquinas* de Robert L. Mott [22].

Ecuación 22.*Esfuerzo cortante*

$$\tau = \frac{16T_u}{\pi d_r^3} = \frac{16(0.605)}{\pi(0.4570)^3} = 34.84 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} = 0.24 \text{ MPa}$$

El esfuerzo axial nominal normal se calcula a partir de la siguiente expresión:

Ecuación 23.*Esfuerzo axial normal*

$$\sigma = -\frac{4F}{\pi d_r^2} = -\frac{4(8.81)}{\pi(0.4570)^2} = -53.77 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} = -0.37 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de apoyo σ_B se calcula asumiendo que la primera rosca en contacto soporta 0.38 F y n_t es igual a 1; estos valores aproximan el valor máximo de esfuerzos entre la tuerca y el tornillo.

Ecuación 24.

Esfuerzo de apoyo σ_B

$$\sigma_B = -\frac{2(0.38F)}{\pi d_m n_t p} = -\frac{2(0.38 * 8.81)}{\pi(0.5625)(1)(0.125)} = -34.36 \frac{lb}{in^2} = -0.23 MPa$$

Se halla el esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca, asumiendo que la primera rosca en contacto soporta 0.38 F y n_t es igual a 1.

Ecuación 25.

Esfuerzo flexionante

$$\sigma_b = \frac{6(0.38F)}{\pi d_r n_t p} = \frac{6(0.38 * 8.16)}{\pi(0.4570)(1)(0.125)} = 112.05 \frac{lb}{in^2} = 0.77 MPa$$

En el esfuerzo combinado, se empleó el área al esfuerzo de tensión de la Tabla 17-1 del libro de *Diseño de elementos de máquinas* de Robert L. Mott [22].

Ecuación 26.

Esfuerzo combinado

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{W}{2A}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d_r^3}\right)^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{8.81}{2(0.1955)}\right)^2 + \left(\frac{16(0.605)}{\pi(0.4570)^3}\right)^2} = 39.37 \frac{lb}{in^2} = 0.27 MPa$$

Para el esfuerzo por pandeo, se designa el material a emplear: el acero AISI SAE 4140 templado y revenido con una resistencia a la fluencia de 1640 MPa (este dato es tomado de la Tabla A-21 del libro de Shigley [25]), el valor del módulo de elasticidad es 200 MPa (tomado de la Tabla A-23 del libro de Shigley [25]), la longitud del tornillo de potencia es de 2 m.

Ecuación 27.*Momento de inercia*

$$I = \pi \frac{D^4}{64} = \frac{\pi(15.875)^4}{64} = 3117.63 \text{ mm}^4$$

Ecuación 28.*Área del tornillo de potencia*

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi(15.875)^2}{4} = 197.93 \text{ mm}^2$$

Para el cálculo del radio de giro, se emplean los factores hallados:

Ecuación 29.*Radio de giro*

$$r = \sqrt{I/A} = \sqrt{\frac{3117.63 \text{ mm}^4}{197.93 \text{ mm}^2}} = 3.97 \text{ mm}$$

Para definir la ecuación a emplear con el fin de realizar el análisis de carga de pandeo, se procede a calcular la relación de esbeltez y el coeficiente de carga. Para el coeficiente de carga, hay que emplear el módulo de elasticidad y la resistencia a la fluencia del material, ya mencionados.

Ecuación 30.*Relación de esbeltez*

$$\text{relación de esbeltez} = \frac{KL}{r_{min}} = \frac{2 * (2000 \text{ mm})}{3.97 \text{ mm}} = 1007.55$$

Ecuación 31.*Coficiente de carga*

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} = \sqrt{\frac{2\pi^2 (200 \times 10^9)}{1640 \times 10^6}} = 49.06$$

Debido a que la relación de esbeltez es mayor que la constante de la columna, se procede a hacer el análisis con la ecuación de Euler para columnas largas y el posterior cálculo de la carga admisible con un factor de diseño N igual a 3.

Ecuación 32.

Carga crítica de la columna

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EA}{(KL/r)^2} = \frac{\pi^2 (200 \times 10^9 \text{ Pa})(19.79 \times 10^{-5} \text{ m}^2)}{\left(\frac{2 * (2\text{m})}{3.97 \times 10^{-3} \text{ m}}\right)^2} = 387.17 \text{ N}$$

Ecuación 33.

Carga admisible de la columna

$$P_a = \frac{P_{cr}}{N} = \frac{387.17 \text{ N}}{3} = 129.05 \text{ N} = 13.15 \text{ kg}$$

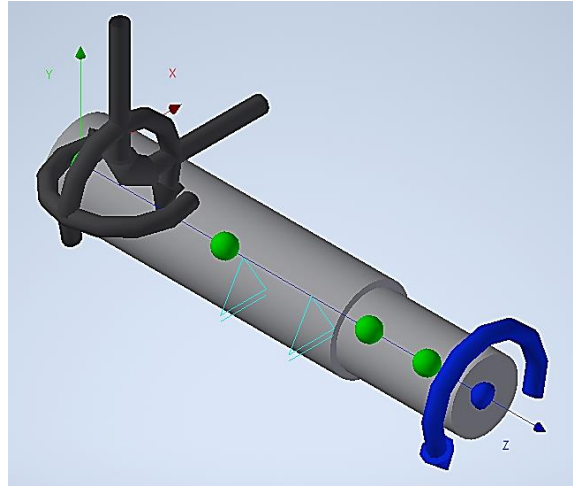
Teniendo en cuenta el factor de diseño, la carga aplicada al tornillo de potencia debe ser menor a 13.15 kg. Para este caso, la carga aplicada será de 4 kg, por tal razón, el diseño del tornillo de potencia es correcto.

7.2.1.c. Diseño del eje de la manivela. Para el diseño del eje de la manivela, se utiliza el *software* Autodesk Inventor, el cual permite diseñar y calcular el eje, obteniendo los diagramas de fuerza cortante, momento flector en cada plano y el resultante de estos; además, sugiere un diámetro mínimo ideal según las cargas dadas en el eje.

Las fuerzas que actúan sobre el eje se dan debido a las fuerzas generadas por el contacto en los engranes, las cuales son la fuerza tangencial, radial y axial. El traslado de las fuerzas desde el punto de contacto de los engranajes hasta el eje provoca momentos sobre el eje Y y Z, los cuales son generados por la fuerza tangencial y la fuerza axial; la fuerza radial no genera momento, pues la fuerza se encuentra sobre la misma línea de acción hasta el eje. La ubicación de estas fuerzas se sitúa en el chavetero sobre el eje. En el otro extremo del eje, se sitúa el torque producido por el eje. La fuerza tangencial tiene un valor de $W_{tG} = 397.45 \text{ N}$, que produce un momento $M_{tG} = 9.95 \text{ Nm}$; la fuerza radial es de $W_{rG} = 86.9 \text{ N}$; la fuerza axial con su momento de $W_{xG} = 115.87 \text{ N}$ y $M_{xG} = 2.89 \text{ Nm}$. Los rodamientos se encuentran ubicados a una distancia de 31 mm y 44 mm del origen.

Figura 24.

Simulación de cargas sobre el eje de la manivela

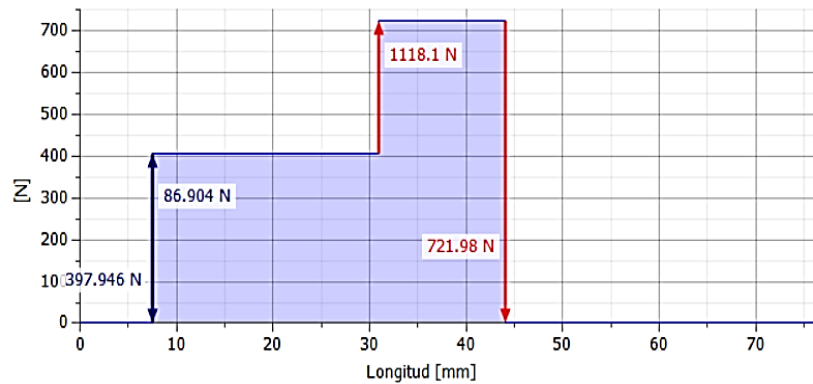


Nota. la figura muestra el diagrama de cargas y momentos sobre el eje de la manivela.

Los diagramas de fuerza cortante que se obtienen del plano YZ y del plano XZ generan una nueva gráfica con la magnitud de las fuerzas, lo que permite obtener la reacción de los apoyos.

Figura 25.

Diagrama de reacciones en los apoyos

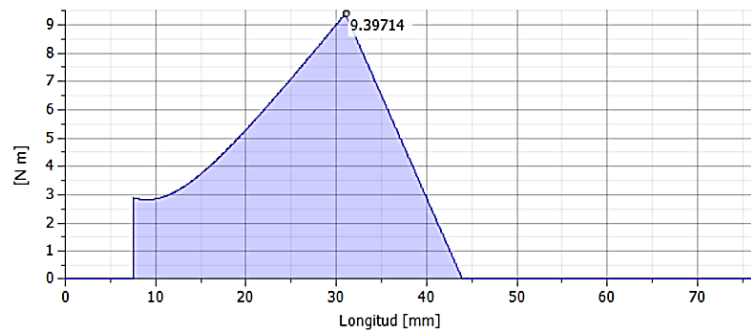


Nota. la figura muestra las reacciones en los apoyos del eje de la manivela, arrojados por el asistente de diseño de Autodesk Inventor.

Al obtener una reacción en el primer apoyo de $R_1 = 1118.1 N$ y una reacción en el segundo apoyo de $R_2 = 721.98 N$, dichas fuerzas ayudarán al cálculo de rodamientos en el eje. Al igual que el diagrama de fuerza cortante, el momento flector también se presenta en dos planos debido a las cargas, por lo cual, se genera una nueva gráfica donde se muestra el momento flector máximo, obteniendo como resultado un momento flector máximo de $M = 9.39 Nm = 83.17 lb in$.

Figura 26.

Momento flector máximo en el eje

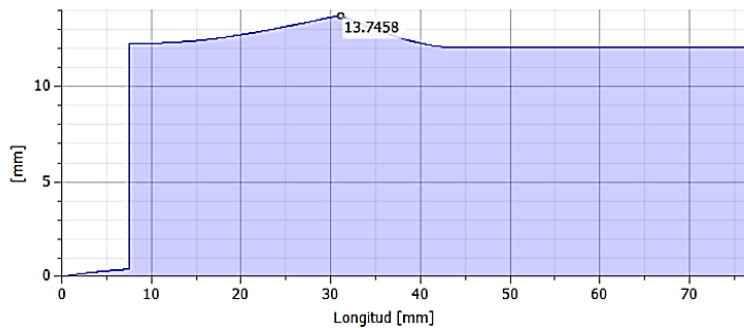


Nota. la figura muestra el momento flector máximo arrojado por el asistente de diseño de ejes de Autodesk Inventor.

De esta forma, se obtiene como resultado un momento flector máximo $M = 9.39 Nm = 83.17 lb in$. Ahora, el diámetro ideal encontrado con el análisis de fuerzas y momentos se calculó de la siguiente manera: “el gráfico muestra una forma ideal del eje basada en el momento de plegado y calcula un diámetro de una sección circular que tiene como resultado una tensión de 50 MPa en cada coordenada del eje. Este gráfico es independiente del material de eje seleccionado. Muestra las relaciones globales de la forma basadas en una tensión constante” [26].

Figura 27.

Diámetro ideal para el eje



Nota. la figura muestra el diámetro ideal para el eje según las cargas aplicadas.

Ya obtenidos los valores de reacción en los apoyos, el momento flector y el diámetro ideal, y dado que la geometría seleccionada del eje es mayor a los datos obtenidos de la figura de diámetro ideal, se procede a realizar un análisis del eje por secciones; el cual se estudia en los puntos críticos: el primer punto es en la ubicación del engranaje, en el que se encuentra el chavetero; el otro punto es en el punto máximo del momento flector, que es en la ubicación del primer rodamiento y el último punto es en el cambio de sección en el eje. Para el análisis del eje en los puntos críticos, se calcula el factor de seguridad que debe tener el eje, por lo cual, se acude a la sección de diseño de ejes del libro de *Diseño de elementos de máquinas* de Robert L. Mott [22], que se describe con la siguiente ecuación.

Ecuación 34.*Factor de diseño del eje*

$$\frac{1}{N} = \left[\frac{32}{\pi * D} \sqrt{\left[\frac{K_t * M}{\delta'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{\delta_y} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Donde,

 N , Factor de diseño. D , Diámetro del eje *in*. K_t , Factores por concentradores de esfuerzo. M , Momento flector *lb * in*. δ'_n , Resistencia a la fatiga real estimada *psi*. T , Torque *lb * in*. δ_y , Resistencia a la fluencia del material *psi*.

El eje tiene un cuñero para el acoplamiento del engranaje y un cambio de sección para acoplar la manivela, por lo cual, el cuñero tiene un concentrador de esfuerzos con un valor de $K_t = 2$ y el cambio de sección un concentrador de esfuerzos de $K_t = 1.9$. La resistencia a la fatiga real estimada se obtiene de la siguiente ecuación:

Ecuación 35.*Resistencia a la fatiga*

$$\delta'_n = \delta_n(C_m)(C_{st})(C_R)(C_S)$$

Donde

 δ'_n , resistencia a la fatiga real estimada *psi*. δ_n , resistencia a la fatiga modificada *ksi*. C_m , factor de material.

C_{st} , factor de tipo de esfuerzo.

C_R , factor de confiabilidad.

C_s , factor de tamaño.

Para hallar la resistencia a la fatiga modificada, se selecciona como material para el eje un acero SAE 1020 con tratamiento térmico de temple y maquinado, el cual ofrece una resistencia a la tracción de 686 MPa o 99.49 ksi ; por lo cual, se ingresa a la Figura 5-8 del libro de *Diseño de elementos de máquinas* de Robert L. Mott [22], con lo que se obtiene una resistencia a la fatiga modificada de $\delta_n = 38 \text{ ksi}$. Por su parte, el factor del material se selecciona al ser un material forjado, el cual tiene un valor de $C_m = 1$. Dado a que se tiene un esfuerzo flexionante en esta parte del eje, se obtiene un valor de factor de tipo de esfuerzo $C_{st} = 1$. Además, el factor de confiabilidad se obtiene de la Tabla 5-1 del libro de diseño de Mott [22], el cual se desea tener una confiabilidad de 0.99, por lo cual el factor de confiabilidad es $C_R = 0.81$. Por su parte, para calcular el factor por tamaño, se asume que el diámetro del eje no sobrepase $15 \text{ mm} = 0.59 \text{ in}$; mediante la siguiente ecuación, se puede obtener el factor por tamaño:

Ecuación 36.

Factor por tamaño

$$C_s = \left(\frac{D}{0.3}\right)^{-0.11}$$
$$C_s = \left(\frac{0.59}{0.3}\right)^{-0.11} = 0.928$$

Al reemplazar los datos en la Ecuación 35 para la resistencia a la fatiga real estimada, se obtiene:

$$\delta'_n = 38 \text{ ksi} * (1)(1)(0.81)(0.928) * 1000$$

$$\delta'_n = 28\,570.2 \text{ psi}$$

La resistencia a la fluencia del material se calcula del material y el tratamiento térmico especificado, el cual tiene un valor $\delta_y = 441 \text{ MPa} = 63961.6 \text{ psi}$. Para el primer caso, se observa en la gráfica de momento flector que el valor máximo de momento es de $M = 3 \text{ Nm} = 26.55 \text{ lb} * \text{ft}$

in y un concentrador de esfuerzos debido al cuñero de $K_t = 2$; al reemplazar en la ecuación de factor de seguridad, se obtiene:

$$N = \frac{1}{\left[\frac{32}{\pi * 15mm * \frac{1 in}{25.4mm}} \sqrt{\left[\frac{2 * 26.55 lb * in}{28 570.2 lb/in^2} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{88.05 lb * in}{63 961.6 lb/in^2} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}}$$

$$N = 2.13$$

El segundo punto crítico es donde se obtiene el momento flector máximo, ubicado en el primer soporte del eje, el cual tiene un momento flector máximo de $M = 83.17 lb * in$ y, dado que no hay concentradores de esfuerzos en este punto, se considera $K_t = 0$. Al reemplazar estos datos, se obtiene:

$$N = \frac{1}{\left[\frac{32}{\pi * 15 mm * \frac{1 in}{25.4 mm}} \sqrt{\frac{3}{4} \left[\frac{88.05 lb * in}{63 961.6 lb/in^2} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}}$$

$$N = 3.65$$

El último punto crítico se encuentra en el cambio de sección en el eje. En este punto, en la Figura 25, se aprecia que dicho cambio no tiene un valor de momento, pero tiene un concentrador de esfuerzo con un valor de $K_t = 1.9$; por lo que se obtiene:

$$N = \frac{1}{\left[\frac{32}{\pi * 12.7 mm * \frac{1 in}{25.4 mm}} \sqrt{\frac{3}{4} \left[\frac{88.05 lb * in}{63 961.6 lb/in^2} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}}$$

$$N = 3.45$$

Según los datos obtenidos sobre el factor de diseño, al obtener valores mayores a 2, significa que el eje no va a fallar tanto en diseño ni material en esos puntos; el chavetero que se realiza en el eje se hace según la norma ISO 2491; para la cual, para un diámetro de 15 mm, tiene

unas dimensiones de $5 \times 5 \text{ mm}$. Para la selección de los rodamientos, se determina a partir de la capacidad de carga dinámica que relaciona las reacciones en los apoyos, los factores de velocidad y las horas de duración del rodamiento.

Ecuación 37.

Capacidad de carga dinámica

$$C = P_d * \frac{f_L}{f_N}$$

Donde,

P_d , carga de diseño N .

f_L , factor por velocidad.

P_d , factor por duración.

La velocidad angular a la que va a girar el eje es $n_p = 74 \text{ rpm}$ y, para un equipo agrícola, según la Tabla 14-4 del libro de diseño de Mott [22], se selecciona una duración de diseño de $h = 5000 \text{ hrs}$. Los factores de velocidad y duración para un rodamiento de bolas se obtienen de un nomograma, del cual se tienen como factores $f_N = 0.75$ y $f_L = 2.15$, por lo que se procede a reemplazar en la ecuación para saber la carga dinámica que soporta el rodamiento.

Carga dinámica para el primer apoyo:

$$C = 1118.1 \text{ N} * \frac{2.15}{0.75} = 3205.22 \text{ N}$$

Carga dinámica para el segundo apoyo:

$$C = 721.98 \text{ N} * \frac{2.15}{0.75} = 2069.67 \text{ N}$$

Por lo tanto, teniendo en cuenta el diámetro del eje (15 mm) y de la carga dinámica que deben soportar los apoyos, se selecciona el siguiente rodamiento de bolas radial del catálogo de SKF que cumpla con los requisitos de diseño.

Tabla 16.

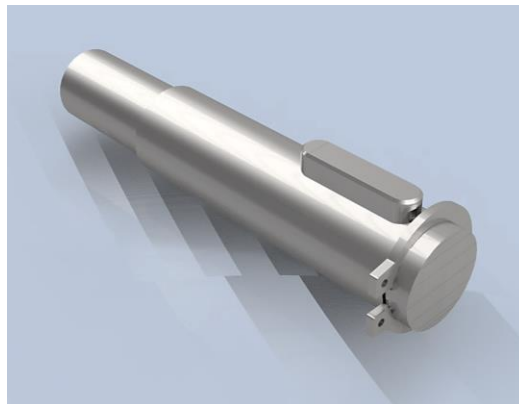
Características del rodamiento seleccionado

Tipo de rodamiento	Rodamiento rígido de bolas
Diámetro interno	15 mm
Diámetro externo	28 mm
Espesor	7 mm
Radio de acuerdo máximo	0.3 mm
Referencia	SKF 61902
Carga dinámica	4.36 kN

Nota. la tabla muestra las especificaciones técnicas del rodamiento seleccionado.

Figura 28.

Eje para la manivela

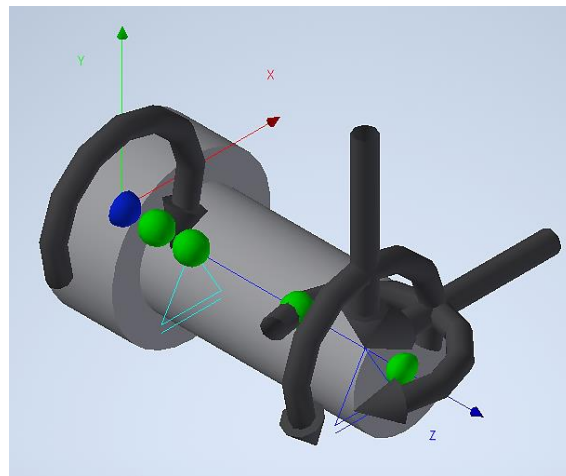


Nota. la figura muestra el CAD del eje para la manivela con cuña y anillo retenedor.

7.2.1.d. Diseño del eje para el tornillo de potencia. Al igual que el análisis realizado para el eje manivela, se emplea en el mismo *software* de diseño que permite obtener los diagramas de fuerza cortante, momento flector y diámetro ideal del eje, por lo cual se procede a ejecutar un análisis similar al del eje manivela. Las fuerzas que actúan sobre el eje son producidas por el engrane; empero, algunas de estas magnitudes cambian, como es el caso de la fuerza radial, la fuerza axial y el momento producido, teniendo valores de $W_{rP} = 115.87 N$, $W_{xP} = 86.9 N$ y $M = 1.63 Nm$. Por su parte, la fuerza tangencial no cambia en magnitud, pero sí el momento producido por dicha fuerza, el cual tiene un valor de $M = 7.46 Nm$ para este caso.

Figura 29.

Simulación del eje del tornillo de potencia

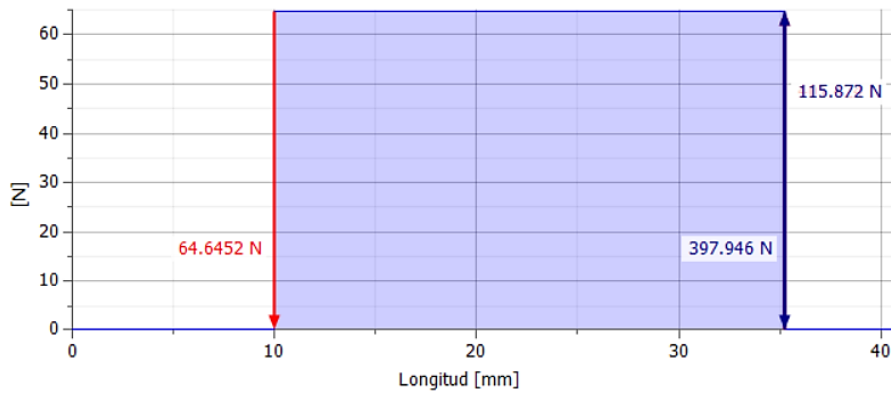


Nota. la figura muestra la simulación a través del asistente de diseño de ejes de Autodesk Inventor.

Los diagramas de fuerza cortante que se obtienen del plano YZ y del plano XZ generan una nueva gráfica con la magnitud de las fuerzas, la cual permite obtener la reacción de los apoyos.

Figura 30.

Reacciones en los apoyos del eje del tornillo de potencia

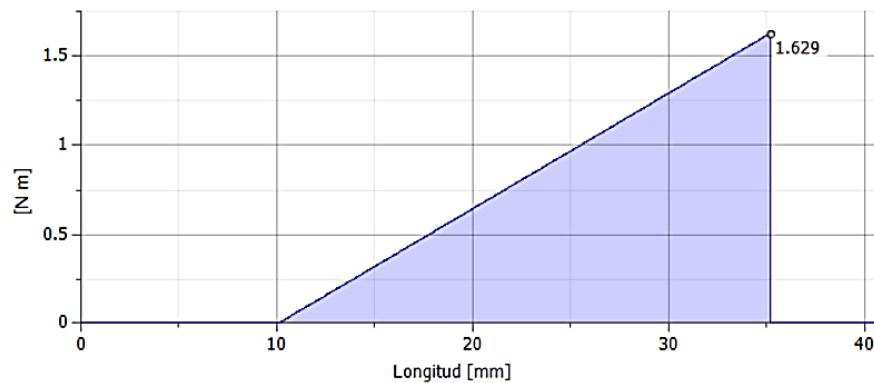


Nota. la figura muestra el diagrama de reacciones en los apoyos realizados con el asistente de diseño de ejes de Autodesk Inventor.

Obteniendo una reacción en el primer apoyo de $R_1 = 64.64 \text{ N}$ y una reacción en el segundo apoyo de $R_2 = 397.95 \text{ N}$, dichas fuerzas ayudarán al cálculo de rodamientos en el eje. Al igual que el diagrama de fuerza cortante, el momento flector también se presenta en dos planos debido a las cargas, por lo cual, se genera una nueva gráfica donde muestra el momento flector máximo; con lo que se obtiene como resultado un momento flector máximo $M = 1.63 \text{ Nm} = 14.42 \text{ lb in.}$

Figura 31.

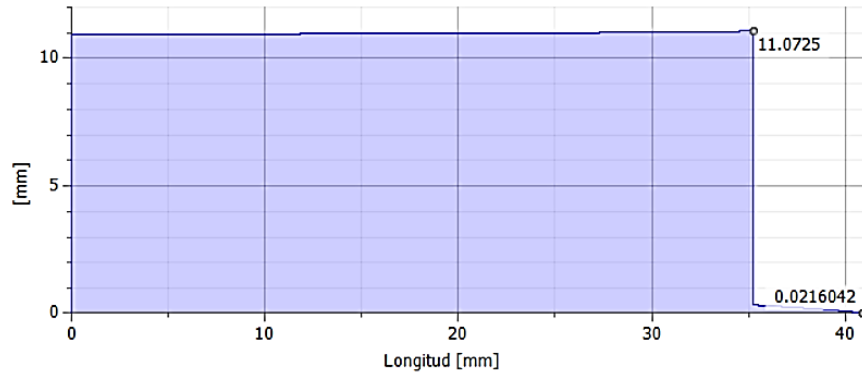
Diagrama de momento flector



Nota. la figura muestra el diagrama de momento flector realizado con el asistente de diseño de ejes de Autodesk Inventor.

Figura 32.

Diagrama de diámetro ideal



Nota. la figura muestra el diagrama de diámetro ideal arrojado por el asistente de diseño de ejes de Autodesk Inventor.

En este caso y al observar que el diagrama de diámetro ideal se encuentra por debajo del diámetro designado para el eje, se ejecuta el análisis del eje en dos puntos críticos del eje: el primero de ellos se encuentra en el cambio de sección, que es el mismo donde se sitúa un soporte (rodamiento); el otro punto se ubica en el chavetero, donde se sitúa el piñón.

Para utilizar la Ecuación 36, se deben determinar los concentradores de esfuerzo, la resistencia real a la fatiga real estimada y el torque producido, dado que la geometría cambia con respecto al análisis anterior. El concentrador de esfuerzo para el chavetero tiene un valor de $K_t = 2$ y, para el cambio de sección, tiene un valor de $K_t = 2.6$; mientras que el torque tiene un valor de $T = 66.04 \text{ lb in}$. Para calcular el nuevo valor de la resistencia real a la fatiga estimada, el ítem que cambia es el factor de tamaño, el cual no debe pasar los $23 \text{ mm} = 0.905 \text{ in}$.

$$C_s = \left(\frac{0.905}{0.3} \right)^{-0.11}$$
$$C_s = 0.885$$

Al calcular el valor de la resistencia real a la fatiga estimada, se utiliza la Ecuación 35.

$$\delta'_n = 38 \text{ ksi} * (1)(1)(0.81)(0.885) * 1000$$
$$\delta'_n = 27\,257.97 \text{ psi}$$

Para el análisis del primer punto crítico, se observa que se encuentra el cambio de sección del eje; por lo cual, tiene un valor de $K_t = 2.6$. Sin embargo, al observar la figura de momento flector, en este punto no se tiene momentos. Al emplear la Ecuación 34, se obtiene:

$$N = \frac{1}{\left[\frac{32}{\pi * 15 \text{ mm} * \frac{1 \text{ in}}{25.4 \text{ mm}}} \sqrt{\frac{3}{4} \left[\frac{66.04 \text{ lb} * \text{ in}}{63\,961.6 \text{ lb/in}^2} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}}$$

$$N = 4.01$$

El segundo punto crítico se encuentra en el chavetero, donde se ubica el piñón. En este punto, hay un momento flector de $M = 14.42 \text{ lb} * \text{ in}$ y un concentrador de esfuerzos de $K_t = 2$ debido al chavetero. Al reemplazar en la Ecuación 34, se obtiene:

$$N = \frac{1}{\left[\frac{32}{\pi * 15 \text{ mm} * \frac{1 \text{ in}}{25.4 \text{ mm}}} \sqrt{\left[\frac{2 * 26.55 \text{ lb} * \text{ in}}{27\,257.97 \text{ lb/in}^2} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{66.04 \text{ lb} * \text{ in}}{63\,961.6 \text{ lb/in}^2} \right]^2} \right]^{\frac{1}{3}}}$$

$$N = 3$$

Al evaluar los factores de diseño en los dos puntos críticos, se observa que tienen valores mayores a 2, lo que significa que el eje no va a fallar según las cargas debido al piñón. El chavetero para la unión entre el eje y el piñón tiene las mismas dimensiones a las obtenidas en el estudio del eje anterior, con un valor de $5 \times 5 \text{ mm}$. Para el rodamiento, se selecciona según la carga axial aplicada al eje, la cual es la misma que la carga axial producida por el piñón, con un valor de $W_{xP} = 86.9 \text{ N}$; dicha carga es igual a la carga dinámica que debe soportar el rodamiento, para un eje de 15 mm de diámetro, se selecciona del catálogo de un rodamiento de carga axial que cumpla con los parámetros establecidos.

Tabla 17.

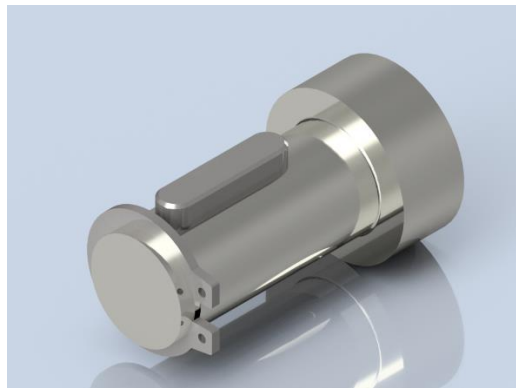
Especificaciones del rodamiento seleccionado

Tipo de rodamiento	Rodamiento de bolas axial
Diámetro interno	15 mm
Diámetro externo	28 mm
Espesor	9 mm
Radio de acuerdo máximo	0.3 mm
Referencia	SKF 51102
Carga dinámica	10.6 kN

Nota. la tabla muestra las características del rodamiento seleccionado para aplicación del eje del tornillo de potencia

Figura 33.

Eje para el tornillo de potencia



Nota. la figura muestra el CAD del eje para el tornillo de potencia con cuña y anillo retenedor.

7.2.1.e. Cargas del brazo telescópico. Para hallar las cargas que se encuentran sobre el brazo telescópico, se usa el *software* Autodesk Inventor, donde se puede encontrar la masa de cada elemento del brazo telescópico según la geometría y el material asignado. Para efectos de cálculo, se halla el peso de cada elemento y la carga distribuida de las piezas que lo requieran.

Tabla 18.

Cargas sobre el brazo telescópico

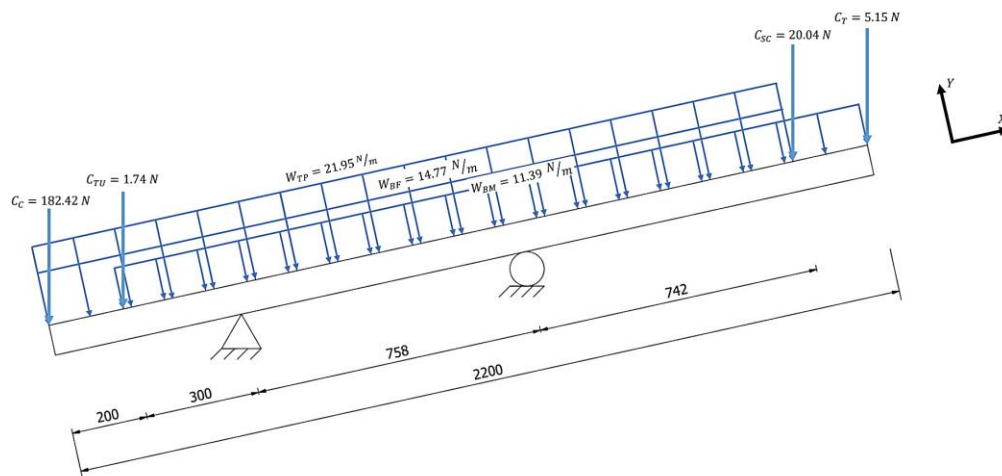
Elemento	Nombre	Masa [kg]	Peso [N]	Carga distribuida [N/m]
Caja engranajes, ejes, malacate y contrapeso	C_C	18.595	182.42	N/A
Tuerca	C_{TU}	0.177	1.74	N/A
Tornillo de potencia	W_{TP}	4.475	43.9	21.95
Brazo fijo	W_{BF}	3.011	29.54	14.77
Brazo móvil	W_{BM}	2.323	22.79	11.39
SopORTE canal	C_{PC}	2.043	20.04	N/A
Tijeras de corte	C_T	0.525	5.15	N/A
	Total	31.149	305.57	

Nota. esta tabla muestra las diferentes elementos y cargas que actúan sobre el brazo telescópico.

7.2.1.f. Cálculo reacciones del brazo telescópico. Para hallar las reacciones que tienen que soportar los apoyos, se analiza el brazo telescópico como un solo elemento en su posición de transporte (totalmente recogido) y con las cargas halladas en la Tabla 14; uno de los apoyos es articulado y el otro deslizando.

Figura 34.

Diagrama de cuerpo libre para el brazo telescópico

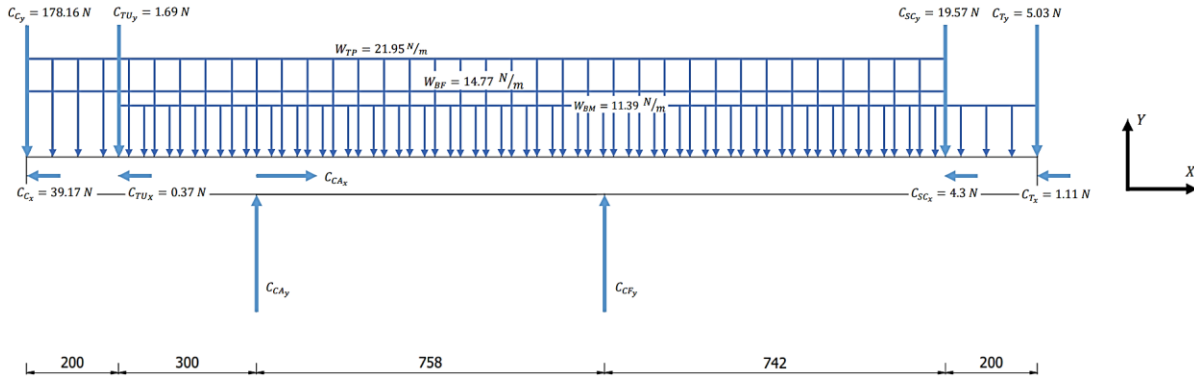


Nota. la figura muestra el diagrama de cuerpo libre del brazo telescópico.

Para efectos de facilitar los cálculos de las reacciones del brazo articulado, se gira el elemento de manera horizontal y se realiza el diagrama de cuerpo libre en dicha posición.

Figura 35.

Diagrama de cuerpo libre del brazo telescópico



Nota. la figura muestra cómo se trasladan las cargas en el diagrama de cuerpo libre para mejorar el análisis estático a realizar.

Así, se realiza un análisis estático para determinar las ecuaciones que permiten obtener las reacciones en los apoyos:

Ecuación 38.

Análisis de fuerzas del brazo telescópico

$$\Sigma F_x = 0$$

$$-C_{C_x} - C_{TU_x} + C_{CA_x} - C_{SC_x} - C_{T_x} = 0$$

$$C_{CA_x} = C_{C_x} + C_{TU_x} + C_{SC_x} + C_{T_x}$$

$$C_{CA_x} = 39.17 \text{ N} + 0.37 \text{ N} + 4.3 \text{ N} + 1.11 \text{ N}$$

$$C_{CA_x} = 44.95 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-C_{C_y} - C_{TU_y} + C_{CA_y} - W_{TP} * 2 \text{ m} - W_{BF} * 2 \text{ m} - W_{BM} * 2 \text{ m} + C_{CF_y} - C_{SC_y} - C_{T_y} = 0$$

$$1. C_{CA_y} = C_{C_y} + C_{TU_y} + 2 \text{ m}(W_{TP} + W_{BF} + W_{BM}) - C_{CF_y} + C_{SC_y} + C_{T_y}$$

Ecuación 39.*Análisis de momentos del brazo telescópico*

$$\Sigma M_{CA} = 0$$

$$C_{C_y} * 0.5 m + C_{TU_y} * 0.3 m - (W_{TP} * 2 m) * 0.5 m - (W_{BF} * 2 m) * 0.5 m - (W_{BM} * 2 m) * 0.7 m + C_{CF_y} * 0.758 m - C_{SC_y} * 1.5 m - C_{T_y} * 1.7 m = 0$$

$$C_{CF_y} = \left(-C_{C_y} * 0.5 m - C_{TU_y} * 0.3 m + 1 m(W_{TP} + W_{BF}) + (W_{BM} * 2 m) * 0.7 m + C_{SC_y} * 1.5 m + C_{T_y} * 1.7 m \right) / 0.758 m$$

$$C_{CF_y} = \left(-178.16 N * 0.5 m - 1.69 N * 0.3 m + 1 m(21.95 N/m + 14.77 N/m) + (11.39 N/m * 2 m) * 0.7 m + 19.57 N * 1.5 m + 5.03 N * 1.7 m \right) / 0.758 m$$

$$2. C_{CF_y} = 1.31 N$$

Al reemplazar la Ecuación 39 en la 38, se obtiene:

$$C_{CA_y} = 178.16 N + 1.69 N + 2 m \left(21.95 N/m + 14.77 N/m + 11.39 N/m \right) - 1.31 N + 19.57 N + 5.03 N$$

$$C_{CA_y} = 299.38 N$$

Para conocer la magnitud de la carga del apoyo articulado, se utiliza la siguiente ecuación:

Ecuación 40.*Análisis de momentos del brazo telescópico*

$$C_{CA} = \sqrt{C_{CA_x}^2 + C_{CA_y}^2}$$

$$C_{CA} = \sqrt{(44.95 N)^2 + 299.38 N^2}$$

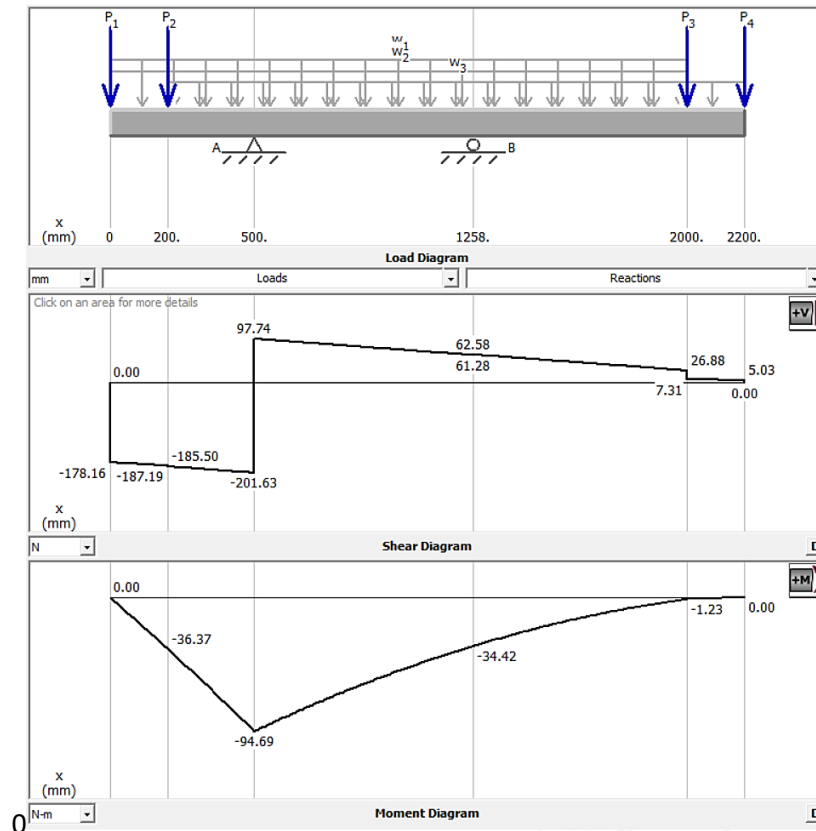
$$C_{CA} = 302.73 N$$

Por último, mediante *software*, se determinan los diagramas de fuerza cortante y momento flector del brazo telescópico, con lo que se corroboran las reacciones en los apoyos y se permite

calcular la soldadura en las uniones, el cálculo del pasador del apoyo articulado y el diseño de las columnas donde se soporta el brazo articulado en el carro de transporte.

Figura 36.

Análisis estático del brazo telescópico



Nota. la figura muestra el diagrama de esfuerzo cortante y momento flector del brazo telescópico realizados en MDSolids 4.0.

7.2.1.g. Cálculo pasador soporte articulado. Para hallar el diámetro mínimo requerido del pasador que soporte el brazo y que permita hacer la articulación de este para su operación, se considera el esfuerzo cortante que recibe, el cual relaciona la fuerza del apoyo y el área de sección transversal del pasador.

Ecuación 41.

Esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{F}{2A}$$

Donde

τ , esfuerzo cortante.

F , fuerza apoyo articulado (C_{CA}).

A , área de sección transversal.

Al despejar el diámetro de la expresión anterior, se obtiene la ecuación que permite tener el diámetro mínimo.

Ecuación 42.

Diámetro mínimo para el pasador

$$\phi_{min} = \sqrt{\frac{2 * F}{\pi * \tau}}$$

Para hallar el esfuerzo cortante máximo que puede soportar el pasador, se hace el siguiente cálculo:

Ecuación 43.

Esfuerzo cortante máximo del pasador

$$\tau = \frac{S_y}{2n}$$

Donde

S_y , esfuerzo a fluencia del material.

n , factor de seguridad.

Se selecciona un acero inoxidable 304, con un esfuerzo a fluencia $S_y = 276MPa$ y el factor de seguridad se estima en $n = 3$. El esfuerzo cortante máximo da como resultado:

$$\tau = \frac{276 \text{ MPa}}{2 * 3}$$

$$\tau = 46 \text{ MPa}$$

Este resultado se reemplaza en la Ecuación 42 para conocer el diámetro mínimo requerido para el pasador:

$$\phi_{min} = \sqrt{\frac{2 * 302.73 \text{ N}}{\pi * 46 * 10^6 \text{ Pa}}}$$

$$\phi_{min} = 0.00205 \text{ m} = 2.05 \text{ mm}$$

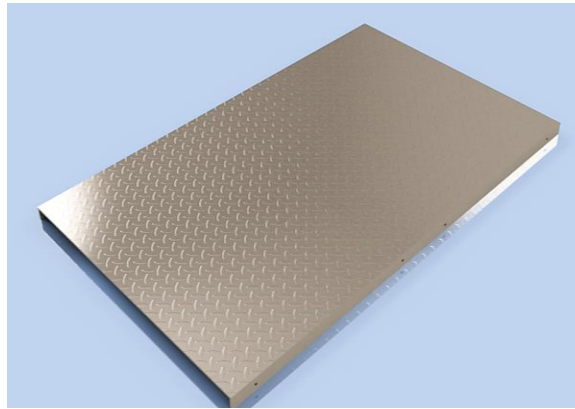
El pasador seleccionado para la articulación del brazo telescópico es DIN 1444, con un diámetro de 10 mm y una longitud de 75 mm.

7.2.2 Diseño del carro de transporte

Para el dimensionamiento y la estructuración del carro de transporte, se escogió una lámina de alfajor de aluminio 6061, con 6 mm de espesor, 1 m de ancho por 1.5m de largo. Se realiza un proceso de dobléz en los extremos de la lámina a lo ancho de esta. Dichos dobleces tienen una longitud de 4 cm en cada lado, lo que resulta en una longitud total de 1.5 m por 92cm. Esta modificación a la lámina se realiza con el objetivo de que esta pueda ser debidamente asegurada al marco estructural mediante pernos de sujeción, con lo que se logra mejorar la estabilidad y la resistencia.

Figura 37.

CAD de la lámina de alfajor



Nota. la figura muestra la lámina de alfajor en aluminio 6061 empleada como placa base.

Para darle el soporte y estabilidad a la estructura del carro, se diseña un marco con tubos estructurales con perfil cuadrado de 2" x 1/8. En el marco de la estructura, se ubican un perfil tipo travesaño a lo ancho de la placa, con el objeto de brindar mayor estabilidad y soporte a los compartimientos dispuestos para el almacenamiento y transporte de las canastas plásticas, donde se guarda el mango. De igual manera, se establecen unos perfiles donde se ubicarán las placas de soporte de las llantas.

Para sujetar la lámina de alfajor con el marco estructural, es necesario utilizar pernos de sujeción ISO 4762 (DIN 912), perno con cabeza cilíndrica con hexágono interior; estos proporcionan gran resistencia y su instalación es sencilla. Dichos pernos tienen una denominación M8 x 70 mm, distribuidos en los extremos doblados a lo ancho de la estructura. A la hora de dar movimiento y dirección al carro de transporte, se hace indispensable contar con un elemento que permita ejercer dicha labor y hacer movimientos de empuje. Para el manubrio, se hace uso de un tubo estructural ASTM 36, de perfil redondo de 1" con 2mm de espesor.

De tal manera, se forma una estructura con dos soportes a sus extremos y un elemento horizontal, desde donde serán posicionadas las manos para realizar los movimientos de empujar y halar. Buscando que dicho manubrio sea ergonómico, se ajusta a una altura de 1.3 m desde el suelo

para ser manipulado apropiadamente, las cargas sean distribuidas y el punto de apoyo para ejercer la fuerza de empuje que se encuentre a la altura del pecho del agricultor.

En el carro de transporte, se pueden apilar las canastas plásticas en las que se almacena el mango después de ser recolectado. Se diseñan dos compartimientos para canastas plásticas tipo supermercado. En dichos compartimientos, con medidas específicas de 60 mm por 40 mm, se pueden apilar canastas con medidas inferiores o iguales a este tamaño de referencia. La capacidad de la placa base de lámina de alfajor está diseñada con el fin de que, en cada uno de estos compartimientos, cuenten con capacidad máxima de 40 kg, siendo su capacidad límite de resistencia 80 kg; en ningún caso el peso de dichas canastas puede sobrepasar este límite.

Tabla 19.

Fuerzas de reacción de los apoyos

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción	
	Magnitud	Componentes (Fx, Fy, Fz)
Restricción fija:1	447,048 N	-0,000 N
		447,048 N
		0,000 N
Restricción fija:2	449,652 N	-0,000 N
		449,652 N
		-0,000 N
Restricción fija:3	498,288 N	0,000 N
		498,288 N
		-0,000 N
Restricción fija:4	502,351 N	0,000 N
		502,351 N
		0,000 N

Nota. esta tabla muestra el resultado de las reacciones del marco estructural

7.2.2.a. Selección de llantas. Para la selección de las llantas se hace necesario conocer la fuerza que debe soportar los soportes donde se ubican las ruedas, al revisar los valores de la Tabla 19 el valor de las restricciones del marco, obteniendo valores muy cercanos entre ellos, sin embargo y para efectos de diseño, se toma el valor de la reacción máxima siendo esta la número 4 con un valor de 502.35 N o 51.2 kg, con este valor se remite al catálogo de Ruedas Alex, el cual se realiza la selección de la rueda ideal para la máquina [26].

Tabla 20.

Especificaciones de las ruedas neumáticas fija y giratoria

Código					Tipo Cojinete Eje						
4-1626	260	100	85	75	==	175X140	140X105	M10	294	200	
4-1627	260	100	85	75	==	175X140	140X105	M10	294	-	

Nota. esta tabla muestra las características generales de las ruedas neumáticas seleccionadas

Las características del tipo de llanta seleccionados son neumáticas de 260 mm de diámetro (10 in), capaces de soportar cada llanta una carga de hasta 100 kg, este tipo de llantas tienen buena amortiguación a los golpes debido al diámetro de esta, ofrecen una baja resistencia a la rodadura en suelos que son problemáticos o irregulares y la llanta posee un bandaje que ofrece una gran protección ante pinchazos. Se seleccionan dos llantas fijas y dos giratorias que le permitan dar dirección a la máquina al momento de transportarla.

Teniendo en cuenta la irregularidad del terreno, se analiza el diseñar un sistema de suspensión y/o amortiguación que permita recorrer a la máquina recolectora adecuadamente por todo el cultivo teniendo en cuenta las características del terreno del alto magdalena tolimense mencionadas en el apartado 2.2, que son de una topografía plana con algunas pendientes; teniendo en cuenta que un sistema de suspensión “está constituido por los elementos que unen el chasis con las ruedas y permiten absorber de forma directa las irregularidades del terreno por el cual transitan, además es responsable de la maniobrabilidad del vehículo, estabilidad y confort” [27], los cuales son utilizados en vehículos monoplaza, comerciales y de carga por lo que se someten a cambios de aceleración y desaceleración donde se presentan velocidades, frenadas y curvas donde se necesita mantener los neumáticos en contacto con la carretera y poder controlar la dirección de movimiento del vehículo.

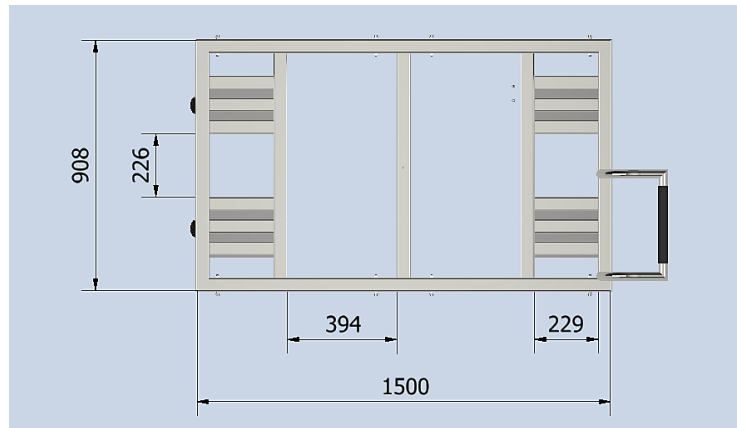
Por otro lado, los amortiguadores son resortes mecánicos que tienen como misión absorber el exceso de fuerza de rebote del vehículo [28], por lo que tanto el sistema de suspensión como el de amortiguación permiten minimizar las irregularidades de la carretera. Al tener en cuenta que las características en las que va a funcionar la máquina recolectora y al compararlas en las máquinas (vehículos) en los que se utilizan los sistemas ya mencionados se opta por no diseñar un sistema de suspensión y amortiguación porque la máquina recolectora de mango no va a tener grandes velocidades ni cambios bruscos de aceleración y frenado, y, teniendo en cuenta que en el apartado de la selección de las ruedas para la máquina estas soportan casi la mitad de la fuerza que realiza el apoyo más crítico para la máquina (51.2 kg), junto a las características que ofrece el fabricante de ruedas en tema de amortiguación y desplazamientos sobre terrenos irregulares de las ruedas seleccionadas, estas son capaces de suplir la necesidad de diseñar una suspensión para la máquina recolectora de mango.

Para la fijación y sujeción de las llantas neumáticas, se hizo uso de láminas de acero ASTM A-36 de 7/8 de pulgada; estas láminas se soldarán al marco estructural. La capacidad de carga del marco estructural que se encuentra sometida a esfuerzos mecánicos elevados debido a las cargas distribuidas que se ejercen sobre este. El diseño de este es capaz de soportar el peso de las canastas de mango, el brazo telescópico y sus respectivas columnas de soporte; para recrear cada uno de los elementos y las cargas aplicadas, se realiza una simulación de análisis asistido por computador empleando el *software* Autodesk Inventor.

7.2.2.b. Análisis del marco estructural. Para realizar el análisis estructural del marco, se define la carga que se aplicará, teniendo en cuenta el peso de cada uno de los componentes y empleando el valor de la gravedad de 9.81 m/s^2 ; la carga total que deberá admitir será de 1044.77 N. Luego, se procede a modelar el marco estructural con las dimensiones adecuadas. En la Figura 38 se puede visualizar la geometría definida.

Figura 38.

Geometría del marco estructural



Nota. la figura muestra la geometría definida para el marco estructural del carro de transporte.

Los perfiles rectangulares situados de forma transversal estarán ensamblados con los longitudinales mediante soldadura. Para dicha simulación, se calculó la longitud equivalente del marco estructural y se aplicó el peso total de la carga que soporta el marco como carga distribuida en cada uno de los perfiles.

Ecuación 44.

Peso total de la máquina

$$W_{total} = M_{total} * gravedad$$

$$M_{total} = M_{brazo} + M_{marco\ canastas} + M_{manubrio} + M_{canastas\ de\ mango} + M_{columna\ fija} \\ + M_{columna\ articulada} + M_{lámina\ de\ alfajor}$$

$$M_{total} = 16kg + 4kg + 3.6kg + 80kg + 2kg + 3kg + 24kg = 132kg$$

$$W_{total} = 132kg * 9.81 \frac{m}{s^2} = 1294.92 N$$

Ecuación 45.

Longitud equivalente de perfiles

$$\text{longitud equivalente} = \sum \text{longitud} * \text{número de perfiles}$$

$$\text{longitud equivalente} = 4032 \text{ mm} + 3000 \text{ mm} + 2337.6 \text{ mm} = 9369.9 \text{ mm}$$

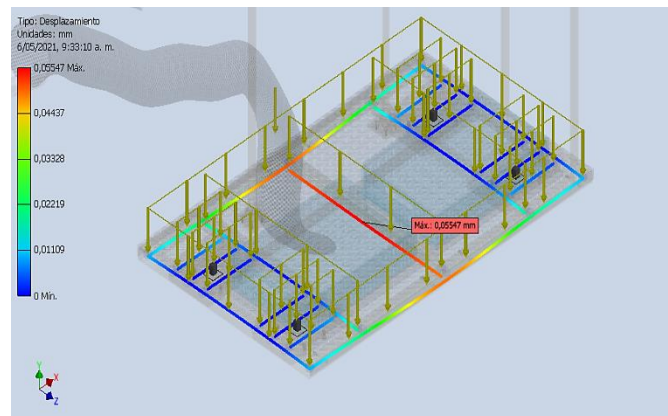
Ecuación 46.

Cargas aplicadas

$$\text{carga aplicada} = \frac{1294.92N}{9369.9mm} = 0.138 \text{ N/mm}$$

Figura 39.

Simulación del marco estructural desplazamiento máximo

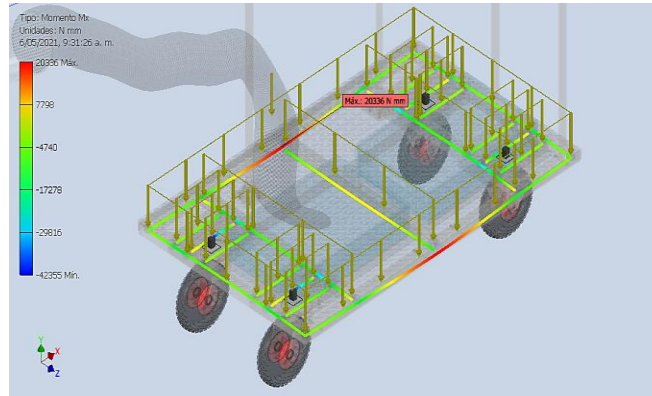


Nota. la figura muestra la simulación del marco estructural bajo las cargas aplicadas en Autodesk Inventor.

Del análisis estructural realizado, se evidencia un desplazamiento máximo de 0.055 mm. Dicho desplazamiento es mínimo, debido a la geometría de los perfiles del marco estructural y a la carga que se ejerce sobre los perfiles.

Figura 40.

Simulación del marco estructural resultado de momento máximo



Nota. la figura muestra la simulación del marco estructural realizada en Autodesk Inventor.

Figura 41.

Simulación del marco estructural resultado de fuerza de corte



Nota. la figura muestra la simulación del marco estructural realizada en Autodesk Inventor.

Figura 42.

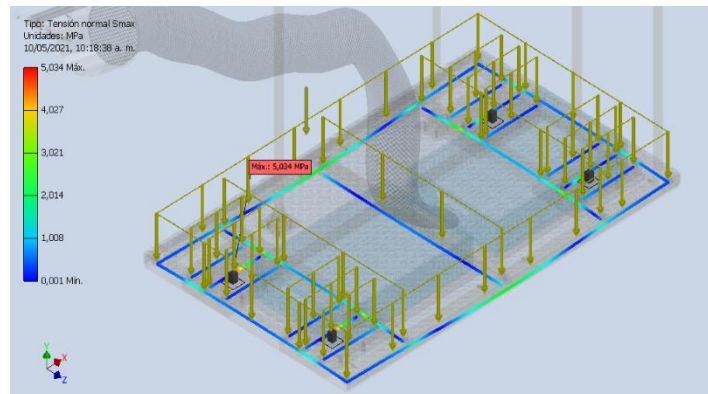
Propiedades mecánicas del Acero A36

Material	
Nombre: Acero ASTM A36	
7,850 g/cm ³	Densidad
199,959 GPa	Módulo de Young
0,300 su	Coefficiente de Poisson
248,225 MPa	Límite de elasticidad
399,900 MPa	Resistencia máxima a tracción
45,000 W/(m K)	Conductividad térmica
0,0000120 su/c	Expansión lineal
0,480 J/(kg K)	Calor específico

Nota. la figura muestra las propiedades mecánicas del acero estructural A36.

Figura 43.

Tensión normal máxima del marco estructural



Nota. la figura muestra el valor de tensión normal máxima del marco estructural, mediante la simulación realizada en Autodesk Inventor.

A partir del análisis estructural realizado, se puede evidenciar que el valor de tensión normal máximo es de 5.034 MPa; este valor se encuentra por debajo de la resistencia máxima a la tracción que posee el material.

En el caso de acero estructural ASTM A36, dicha resistencia es de 399.9 MPa. Este valor de resistencia es el máximo al que puede ser sometido un elemento estructural sin que se presente rotura del material.

7.2.2.c. Soldadura del marco estructural. Empleando el momento máximo de 20.336 N.m y el esfuerzo cortante de 402.9 N, se realiza el cálculo de la soldadura a aplicar en la unión de los perfiles del marco estructural. Dicho cálculo se encuentra basado en el libro de diseño de máquinas de Norton [27], mediante el análisis de la carga por flexión y el esfuerzo cortante directo. Se emplea el factor geométrico número 7 del libro de Norton para geometría cuadrada y soldadura todo alrededor [27].

Ecuación 47.

Carga cortante por unidad de longitud de soldadura

$$f_s = \frac{M}{S_w}$$

Donde

f_s , carga por flexión lb/in.

M , momento flector lb.in.

S_w , factor geométrico para el análisis de la soldadura in^2 .

$$f_s = \frac{20.336 \text{ N.m} \left(\frac{1 \text{ lb.in}}{0.112985 \text{ N.m}} \right)}{(2 \text{ in}) (2 \text{ in}) + \frac{(2 \text{ in}^2)}{3}} = 33.75 \frac{\text{lb}}{\text{in}} = 5.91 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Ecuación 48.

Carga por flexión por unidad de longitud de soldadura

$$f_b = \frac{V}{A_w}$$

Donde

f_b , carga por flexión lb/in.

M , momento flector lb.in.

A_w , factor geométrico para el análisis de la soldadura in^2 .

$$f_b = \frac{402.9N \left(\frac{0.224809lb}{1N} \right)}{(2.2in) + (2.2in)} = 11.32 \frac{lb}{in} = 1.98 \frac{N}{mm}$$

Ecuación 49.

Carga de torsión por unidad de longitud de soldadura

$$F_R = \sqrt{f_b^2 + f_s^2} = \sqrt{33.75^2 + 11.32^2} = 35.6 \frac{lb}{in} = 6.23 \frac{N}{mm}$$

El esfuerzo cortante permisible en soldaduras de filete debe ser el 30 % de la resistencia a la tensión del electrodo a emplear [27].

Ecuación 50.

Esfuerzo cortante permisible

$$\tau_{permisible} = 0.3 Exx$$

La resistencia a la tensión del electrodo E60 es igual a 60 000 lb/in^2 .

$$\tau_{permisible} = 0.3 \left(60\,000 \frac{lb}{in^2} \right) = 18\,000 \frac{lb}{in^2} = 124.1 MPa$$

Dimensión de la garganta de la soldadura de filete:

Ecuación 51.

Dimensión de la garganta de la soldadura

$$t = \frac{|F_R|}{\tau_{permisible}}$$

$$t = \frac{|35.6 lb/in|}{18\,000 lb/in^2} = 0.00197 \frac{in^2}{in} = 0.05 mm$$

Las soldaduras de filete deben ser especificadas según la dimensión de la pierna:

Ecuación 52.

Dimensión de la pierna de la soldadura

$$w = 1.414(t)$$

$$w = 1.414(0.00197in) = 0.0028in = 0.07mm$$

Según la Tabla 12-2 del libro de Norton [27], la soldadura a emplear en el marco estructural es soldadura de filete de 1/8 in o 3.5 mm con factor de seguridad 2.5, empleando soldadura de arco de gas con electrodo metálico GMAW o MIG.

7.2.2.d. Análisis de los elementos de sujeción de la lámina de alfajor. Las cargas aplicadas a la lámina de alfajor corresponden a las reacciones en los apoyos calculadas mediante estática; dichas reacciones corresponden a las columnas, articulada y fija. De igual manera, se aplica la carga de las canastas tipo supermercado, donde se realizará la respectiva recolección de los mangos. Estas cargas fueron aplicadas como puntuales en las coordenadas reales de la ubicación de dichos elementos. Para los elementos de sujeción, la carga será dividida entre el número de pernos que componen la lámina de alfajor, de esta manera se obtiene la carga individual que deberá soportar cada uno de los ocho elementos. La carga será de 1294.92N.

Ecuación 53.

Carga de los pernos

$$Carga\ perno = \frac{1294.92N}{8} = 161.87N$$

Para el análisis de carga en los pernos, se debe cumplir la siguiente relación:

$$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$$

Donde

$F_{v,Ed}$, solicitante del cortante N, 161.87N.

$F_{v,Rd}$, resistencia al esfuerzo cortante del perno N.

Para el cálculo del grado de resistencia al esfuerzo cortante, el perno se emplea un grado de resistencia de 8.8.

Ecuación 54.*Resistencia a la fuerza cortante del perno*

$$F_{v,Rd} = \frac{0.5 f_{ub} A_s}{\gamma_{Mb}}$$

Donde

 $F_{v,Rd}$, resistencia a la cortante del perno N. f_{ub} , resistencia a la tracción del perno N/mm^2 . A_s , resistencia a la tracción del perno mm^2 . γ_{Mb} , coeficiente de seguridad.**Tabla 21.***Valores de límite elástico y resistencia a la tracción última 1*

Valores nominales del límite elástico f_{yb} y de la resistencia a tracción última f_{ub} de tornillos							
Tipo de tornillo	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
f_{yb} (N/mm ²)	240	320	300	400	480	640	900
f_{ub} (N/mm ²)	400	400	500	500	600	800	1000

Nota. la tabla muestra los valores de límite elástico y resistencia a la tracción de distintos grados de resistencia. Diseño y cálculo de las uniones atornilladas. Ingemecánica. Disponible en: Ingemecánica. “Diseño y Cálculo de las Uniones Atornilladas”. Tutorial (32), 2021.

Según la Tabla 16, para un grado de resistencia de 8.8, el valor de f_{ub} es igual a $800N/mm^2$. El área del perno M8, A_s se debe calcular mediante el área de un círculo:

Ecuación 55.

Área de sección transversal del perno

$$A_s = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi}{4} (8mm)^2 = 50.26 mm^2$$

Estos valores se proceden a reemplazar en la Ecuación 52.

$$F_{v,Rd} = \frac{0.5 \left(\frac{800N}{mm^2} \right) (50.26 mm^2)}{1.5} = 13\ 402.67N$$

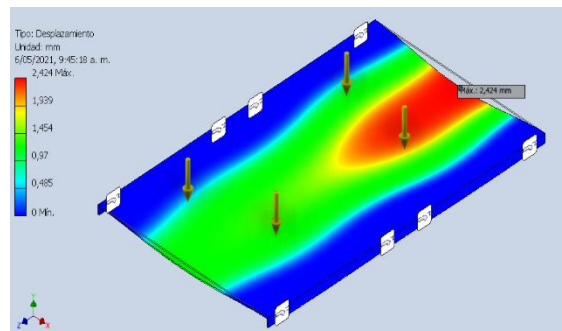
Dado este resultado, se puede concluir que la relación $F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ se cumple satisfactoriamente.

$$161.87N \leq 13402.67N$$

7.2.2.e Análisis de la lámina de alfajor

Figura 44.

Desplazamiento máximo de la lámina de alfajor

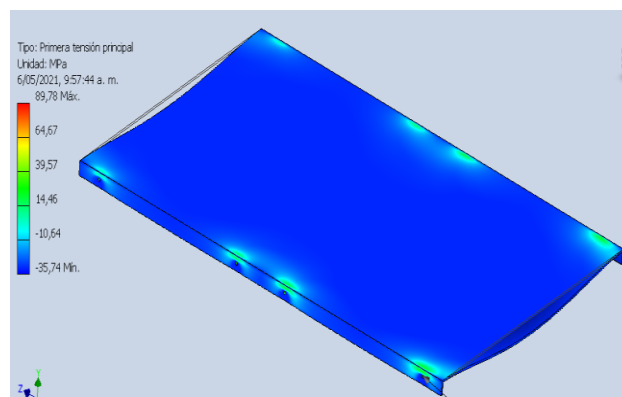


Nota. la figura muestra la simulación realizada a la lámina de alfajor a través de Autodesk Inventor y el resultado arrojado para el desplazamiento máximo.

El desplazamiento máximo mostrado en la simulación es de 2.424 mm. Esta zona presenta mayor desplazamiento por la reacción en la columna del brazo articulado y el peso de la canasta recolectora de mango que se sitúa en esa ubicación de la lámina de alfajor; el valor del desplazamiento no es significativo en comparación con el tamaño de los elementos estructurales empleados en el diseño. Al realizar el análisis de tensión en la lámina de alfajor se observa que la tensión máxima se ubica en los agujeros donde se alojarán los elementos de sujeción.

Figura 45.

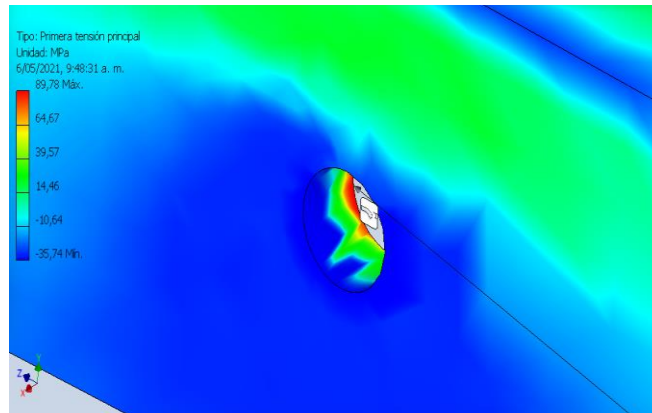
Tensión principal de la lámina de alfajor



Nota. la figura muestra la tensión principal en la lámina de alfajor arrojada a través de la simulación realizada en Autodesk Inventor.

Figura 46.

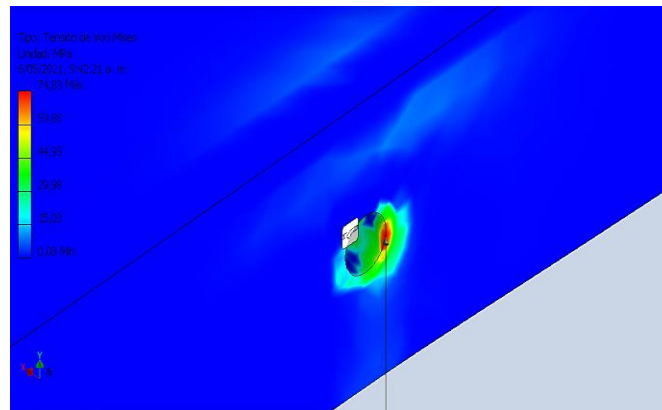
Tensión principal en la lámina de alfajor



Nota. la figura muestra la ubicación de dicha tensión principal máxima en la simulación realizada a través de Autodesk Inventor.

Figura 47.

Tensión de Von Mises en los agujeros

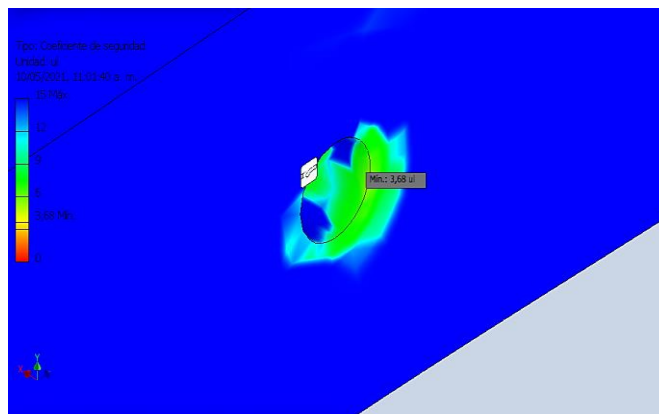


Nota. la figura muestra la tensión de Von Mises en los agujeros donde se alojarán los elementos de sujeción a través de la simulación realizada en Autodesk Inventor.

El valor de tensión principal máxima y Von Mises en los agujeros es de 89.78 MPa y 74.83 MPa respectivamente. Estos valores están por debajo de los límites de resistencia propios del material, por tal razón, el elemento sí posee la capacidad de soportar las cargas a las que se encontrará sometido. El valor de factor de seguridad es 3.68; este dato es un indicativo que el elemento en conjunto con la geometría y el material respectivo sí posee la capacidad de soportar las cargas a las que estará sometido.

Figura 48.

Factor de seguridad de la lámina de alfajor



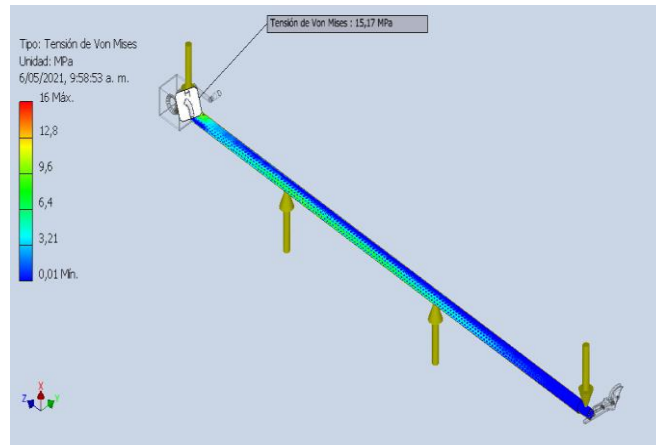
Nota. la figura muestra el factor de seguridad para la lámina de alfajor a través de la simulación realizada en Autodesk Inventor.

Para la simulación del brazo telescópico, se han aplicado las cargas de las reacciones en los apoyos, la carga que ejerce la caja de engranajes y el canal recolector con las tijeras de poda. Dichas cargas son aplicadas en los extremos de los brazos; la tensión principal y la tensión de Von Mises máxima es de 16.83MPa y 15.17MPa respectivamente. Estos valores de tensiones se ubican en la zona de unión entre el brazo telescópico y la caja de los engranajes; esta zona es la más crítica y debe ser considerada para el cálculo de la soldadura. El desplazamiento máximo del brazo telescópico bajo las cargas sometidas es de 1.291 mm en el extremo donde estarán situadas las tijeras de poda.

7.2.2.f Análisis del brazo telescópico

Figura 49.

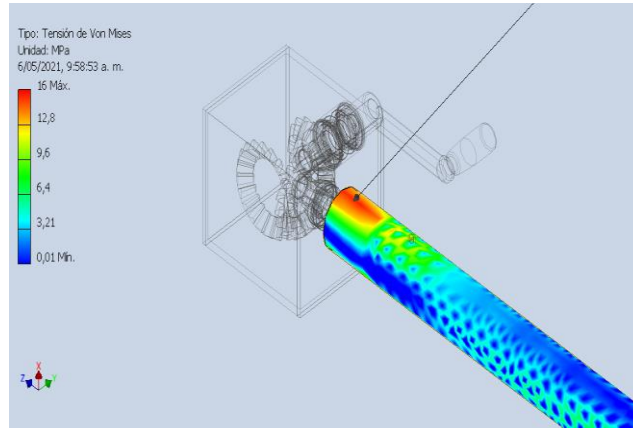
Ubicación de la tensión de Von Mises en el brazo telescópico



Nota. la figura muestra la ubicación del esfuerzo de tensión de Von Mises en el brazo telescópico, a través de la simulación realizada en Autodesk Inventor.

Figura 50.

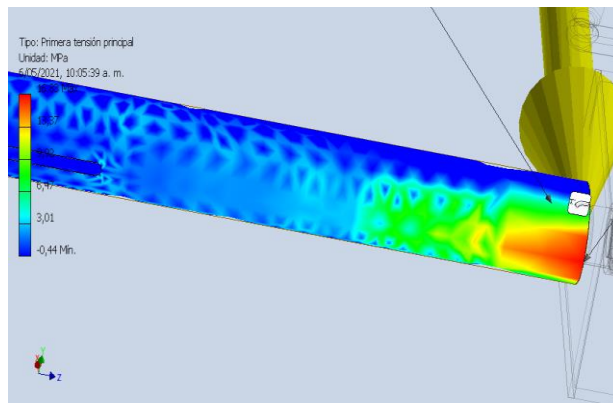
Ubicación en detalle del esfuerzo de Von Mises en el brazo telescópico



Nota. la figura muestra la ubicación en detalle del esfuerzo de tensión de Von Mises en el brazo telescópico, a través de la simulación realizada en Autodesk Inventor.

Figura 51.

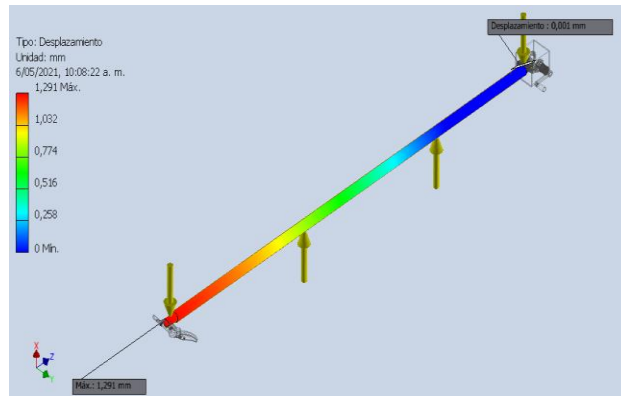
Tensión principal en el brazo telescópico



Nota. la figura muestra la ubicación en detalle del esfuerzo de tensión principal en el brazo telescópico, a través de la simulación realizada en Autodesk Inventor.

Figura 52.

Desplazamiento máximo del brazo telescópico



Nota. la figura muestra el desplazamiento máximo del brazo telescópico, a través de la simulación realizada en Autodesk Inventor.

7.2.2.g. Soldadura para el brazo telescópico. Para el cálculo de la soldadura del brazo telescópico, se hará uso de los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector expuestos anteriormente en la Figura 35. Los valores de los esfuerzos son 97.74 N y 94.69 N.m respectivamente; dicho cálculo se encuentra basado en el libro de diseño de máquinas de Norton [27], mediante el análisis de la carga por flexión y el esfuerzo cortante directo. Para ello, se emplea el factor geométrico número 9 del libro de Norton [27] para geometría circular y soldadura todo alrededor.

Ecuación 56.

Carga cortante por unidad de longitud de soldadura

$$f_s = \frac{M}{S_w}$$

Donde

f_s , carga por flexión lb/in.

M , momento flector lb.in.

S_w , factor geométrico para el análisis de la soldadura in^2 .

$$S_w = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$f_s = \frac{94.69 \text{ N.m} \left(\frac{1 \text{ lb.in}}{0.112985 \text{ N.m}} \right)}{\frac{\pi \left(42.2 \text{ mm} \left(\frac{1 \text{ in}}{25.4 \text{ mm}} \right) \right)^2}{4}} = 642.26 \frac{\text{lb}}{\text{in}} = 112.47 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Ecuación 57.

Carga por flexión por unidad de longitud de soldadura

$$f_b = \frac{V}{A_w}$$

Donde

f_b , carga por flexión lb/in.

M , momento flector lb.in.

A_w , factor geométrico para el análisis de la soldadura in^2 .

$$A_w = \pi \cdot d$$

$$f_b = \frac{97.74 \text{ N} \left(\frac{0.224809 \text{ lb}}{1 \text{ N}} \right)}{\left(\pi \left(42.2 \text{ mm} \frac{1 \text{ in}}{25.4 \text{ mm}} \right) \right)} = 4.21 \frac{\text{lb}}{\text{in}} = 0.74 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Ecuación 58.

Carga de torsión por unidad de longitud de soldadura

$$F_R = \sqrt{f_b^2 + f_s^2} = \sqrt{642.26^2 + 4.21^2} = 642.27 \frac{\text{lb}}{\text{in}} = 112.48 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

El esfuerzo cortante permisible en soldaduras de filete debe ser el 30 % de la resistencia a la tensión del electrodo a emplear [27].

Ecuación 59.*Esfuerzo cortante permisible*

$$\tau_{permisible} = 0.3 E_{xx}$$

La resistencia a la tensión del electrodo E70 es igual a 70 000 lb/in^2 .

$$\tau_{permisible} = 0.3 \left(70\,000 \frac{lb}{in^2} \right) = 21\,000 \frac{lb}{in^2} = 144.79 \text{ MPa}$$

Dimensión de la garganta de la soldadura de filete:

Ecuación 60.*Dimensión de la garganta de la soldadura*

$$t = \frac{|F_R|}{\tau_{permisible}}$$

$$t = \frac{|642.27 \text{ lb/in}|}{21\,000 \text{ lb/in}^2} = 0.0306 \frac{in^2}{in} = 0.78 \text{ mm}$$

Las soldaduras de filete deben ser especificadas según la dimensión de la pierna:

Ecuación 61.*Dimensión de la pierna de la soldadura*

$$w = 1.414(t)$$

$$w = 1.414(0.0306in) = 0.0432in = 1.1 \text{ mm}$$

Según la Tabla 12-2 del libro de Norton [27], la soldadura a emplear es la soldadura de filete de 1/8 in o 3.5 mm con factor de seguridad 2.5, empleando soldadura de arco de gas con electrodo metálico GMAW o MIG

7.2.3 Diseño de columnas de soporte

Para soportar y operar el brazo telescópico en el carro de transporte, se hace necesario el diseño de dos columnas: una de ellas solo será de soporte y descanso del brazo al momento de desplazarse y la otra cumple la función de articulación y giro sobre su propio eje para la operación del brazo. El estudio por realizar para el diseño de las dos columnas es que las mismas no fallen por pandeo, por lo cual, se analiza cada una como un elemento con carga central, siguiendo el procedimiento del Capítulo 6 del libro *Diseño de elementos de máquinas* de Mott [22].

7.2.3.a. Cálculo de la columna fija. Para el diseño de la columna, se selecciona de perfil circular de un diámetro nominal de 1 in y una longitud de 1 m. Para hallar la máxima carga que puede soportar la columna, se procede a calcular la relación de esbeltez real:

Ecuación 62.

Relación de esbeltez

$$R_e = \frac{K * L}{r} \leq 200$$

Donde

R_e , relación de esbeltez.

K , valor de longitud efectiva.

L , longitud total de la columna.

r , radio de giro.

Debido a que la columna se va a encontrar empotrada de un extremo y libre del otro, se obtiene un valor práctico en libro de diseño de Mott [22]; con lo que se obtiene un valor $K = 2.1$. El radio de giro se halla mediante catálogo, según el perfil y las medidas seleccionadas, obteniendo así un valor $r = 1.11 \text{ cm}$. El valor de la relación de esbeltez es:

$$R_e = \frac{2.1 * 1m}{0.0111m}$$

$$R_e = 189.19$$

Luego, se calcula la constante de la columna con la siguiente ecuación:

Ecuación 63.

Constante de la columna

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{S_y}}$$

Donde

E , módulo de elasticidad del material, Pa.

S_y , esfuerzo de fluencia del material, Pa.

Para un acero estructural ASTM A-36, se tiene un módulo de elasticidad de $E = 200GPa$ y un esfuerzo a fluencia de $S_y = 250 MPa$. Al reemplazar estos valores en la ecuación de la constante de la columna, se obtiene:

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 200 * 10^9 Pa}{250 * 10^6 Pa}}$$

$$C_c = 125.66$$

Al comparar el valor de la relación de esbeltez con el de la constante de la columna, se obtiene una relación $R_e > C_c$; por lo cual, se considera que es una columna larga y se analiza mediante la ecuación de Euler, la cual permite hallar la carga crítica que soporta la columna y se calcula de la siguiente manera:

Ecuación 64.

Carga crítica de la columna

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I}{(K * L)^2}$$

Donde

C_c , constante de la columna.

I , momento de inercia de la columna.

Dicho momento de inercia se obtiene a partir el catálogo, teniendo como resultado $I = 1.83 \text{ cm}^4$, donde se obtiene una carga crítica así:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * (20000000) * (1.83 \text{ cm}^4)}{(2.1 * 100 \text{ cm})^2}$$

$$P_{cr} = 8191.10 \text{ N}$$

Para la finalización del análisis, se obtiene la carga admisible, la cual se le podrá aplicar a la columna. Dicha carga depende de la carga crítica y un factor de seguridad que necesita de la aplicación de la columna; esta se evalúa mediante la siguiente ecuación:

Ecuación 65.

Carga admisible de la columna

$$P_a = \frac{P_{cr}}{N}$$

Donde

N , factor de diseño.

Para aplicaciones de diseño de máquinas, el libro de Mott [22] recomendó un factor de diseño de $N = 3$ para aplicaciones de diseño de máquinas. Al reemplazar esos valores en la ecuación de carga admisible, se obtiene:

$$P_a = \frac{8191.1 \text{ N}}{3}$$

$$P_a = 2730.36 \text{ N} = 278.32 \text{ kg}$$

La carga que va a soportar la columna es de 16 kg . Al ser mucho menor que la carga admisible, la carga aplicada a la columna no la afectará en su operación.

7.2.3.b. Análisis de los elementos de sujeción de la columna fija. La carga aplicada a la columna fija corresponde a la reacción en el apoyo calculada mediante la estática; teniendo en cuenta que para dicho cálculo se tomó un contrapeso en la columna articulada para contrarrestar la reacción en el apoyo de la columna fija, de tal manera, se logró que el sistema se encuentre en equilibrio. Para los elementos de sujeción, dicha carga será dividida entre el número de pernos que componen la placa de sujeción de la columna fija; de esta manera, se obtiene la carga individual que deberá soportar cada uno de los cuatro elementos. La carga será de 1.31 N.

Ecuación 66.

Carga de los pernos

$$Carga\ perno = \frac{1.31\ N}{4} = 0.3275\ N$$

Para el análisis de carga en los pernos, se debe cumplir la siguiente relación:

$$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$$

Donde

$F_{v,Ed}$, solicitante del cortante N, 0.3275 N.

$F_{v,Rd}$, resistencia al esfuerzo cortante del perno N.

Para el cálculo del grado de resistencia al esfuerzo cortante, el perno se emplea un grado de resistencia de 6.8.

Ecuación 67.

Resistencia a la fuerza cortante del perno

$$F_{v,Rd} = \frac{0.5 f_{ub} A_s}{\gamma_{Mb}}$$

Donde

$F_{v,Rd}$, resistencia a la cortante del perno N.

f_{ub} , resistencia a la tracción del perno N/mm^2 .

A_s , resistencia a la tracción del perno mm^2 .

γ_{Mb} , coeficiente de seguridad.

Tabla 22.

Valores de límite elástico y resistencia a la tracción última 2

Valores nominales del límite elástico f_{yb} y de la resistencia a tracción última f_{ub} de tornillos							
Tipo de tornillo	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
f_{yb} (N/mm ²)	240	320	300	400	480	640	900
f_{ub} (N/mm ²)	400	400	500	500	600	800	1000

Nota. la tabla muestra los valores de límite elástico y resistencia a la tracción de distintos grados de resistencia. Diseño y cálculo de las uniones atornilladas. Ingemecánica. Disponible en: Ingemecánica. “Diseño y Cálculo de las Uniones Atornilladas”. Tutorial (32), 2021.

Según la Tabla 17, para un grado de resistencia de 6.8, el valor de f_{ub} es igual a $600N/mm^2$. El área del perno M6, A_s se debe calcular mediante el área de un círculo:

Ecuación 68.

Área de sección transversal del perno

$$A_s = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi}{4} (6mm)^2 = 28.27 mm^2$$

Estos valores se proceden a reemplazar en la Ecuación 52.

$$F_{v,Rd} = \frac{0.5 \left(\frac{600 N}{mm^2} \right) (28.2 mm^2)}{1.5} = 5640 N$$

Dado este resultado, se puede concluir que la relación $F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ se cumple satisfactoriamente.

$$0.3275 N \leq 5640 N$$

7.2.3.c. Cálculo de la columna articulada. El diseño de la columna articulada se realiza de la misma manera en la cual se hizo el cálculo de la columna fija, por lo cual, sus propiedades son: diámetro nominal de $\frac{3}{4}$ in, una longitud de 0.7 m, radio de giro $r = 0.86\text{cm}$ y momento de inercia $I = 1.107\text{ cm}^4$. Ya definida la geometría de la columna, se calcula la relación de esbeltez real de la columna articulada con la Ecuación 60, obteniendo la siguiente:

$$R_e = \frac{2.1 * 70\text{cm}}{0.86\text{ cm}}$$

$$R_e = 170.93$$

Dado que la ecuación de la constante de la columna depende de la propiedad del material, se toma el valor del análisis para la columna fija, con un valor de $C_c = 125.66$. Al comparar los valores de la constante de la columna con la relación de esbeltez, se obtiene una relación $R_e > C_c$. Al igual que el análisis de la columna fija, esta columna se considera larga, y se procede a analizar mediante la ecuación de Euler para hallar la carga crítica de la columna:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * 20000000\text{ N/cm}^2 * 1.107\text{ cm}^4}{(2.1 * 70\text{ cm})^2}$$

$$P_{cr} = 10112.13\text{ N}$$

Por último, se calcula la carga admisible con la Ecuación 63.

$$P_a = \frac{10112.13\text{ N}}{3}$$

$$P_a = 3370.71\text{ N} = 343.59\text{ kg}$$

La carga que va a soportar la columna debido al brazo es de 16 kg por lo cual, al compararlo con la carga admisible, significa que la columna no se verá comprometida en su operación.

7.2.3.d. Análisis de los elementos de sujeción de la columna articulada. La carga aplicada a la columna fija corresponde a la reacción en el apoyo calculada mediante estática anterior. Para los elementos de sujeción, dicha carga será dividida entre el número de pernos que componen la placa de sujeción de la columna fija; de esta manera, se obtiene la carga individual que deberá soportar cada uno de los cuatro elementos. La carga será de 299.38 3N.

Ecuación 69.

Carga de los pernos

$$Carga\ perno = \frac{299.38\ N}{4} = 74.845\ N$$

Para el análisis de carga en los pernos, se debe cumplir la siguiente relación.

$$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$$

Donde

$F_{v,Ed}$, solicitante del cortante N, 74.845 N.

$F_{v,Rd}$, resistencia al esfuerzo cortante del perno N.

Para el cálculo del grado de resistencia al esfuerzo cortante, el perno se emplea un grado de resistencia de 6.8.

Ecuación 70.

Resistencia a la fuerza cortante del perno

$$F_{v,Rd} = \frac{0.5 f_{ub} A_s}{\gamma_{Mb}}$$

Donde

$F_{v,Rd}$, resistencia a la cortante del perno N.

f_{ub} , resistencia a la tracción del perno N/mm^2 .

A_s , resistencia a la tracción del perno mm^2 .

γ_{Mb} , coeficiente de seguridad.

Tabla 23.*Valores de límite elástico y resistencia a la tracción última 3*

Valores nominales del límite elástico f_{yb} y de la resistencia a tracción última f_{ub} de tornillos							
Tipo de tornillo	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
f_{yb} (N/mm ²)	240	320	300	400	480	640	900
f_{ub} (N/mm ²)	400	400	500	500	600	800	1000

Nota. la tabla muestra los valores de límite elástico y resistencia a la tracción de distintos grados de resistencia. Diseño y cálculo de las uniones atornilladas. Ingemecánica. Disponible en: Ingemecánica. “Diseño y Cálculo de las Uniones Atornilladas”. Tutorial (32), 2021.

Según la Tabla 18, para un grado de resistencia de 6.8, el valor de f_{ub} . es igual a $600\text{N}/\text{mm}^2$. El área del perno M6, A_s se debe calcular mediante el área de un círculo:

Ecuación 71.*Área de sección transversal del perno*

$$A_s = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi}{4} (6\text{mm})^2 = 28.27 \text{ mm}^2$$

Estos valores se proceden a reemplazar en la Ecuación 69:

$$F_{v,Rd} = \frac{0.5 \left(\frac{600 \text{ N}}{\text{mm}^2} \right) (28.2 \text{ mm}^2)}{1.5} = 5640 \text{ N}$$

Dado este resultado, se puede concluir que la relación $F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$ se cumple satisfactoriamente.

$$74.845 \text{ N} \leq 5640 \text{ N}$$

La geometría para las dos columnas se representa a continuación en la Tabla 19.

Tabla 24.

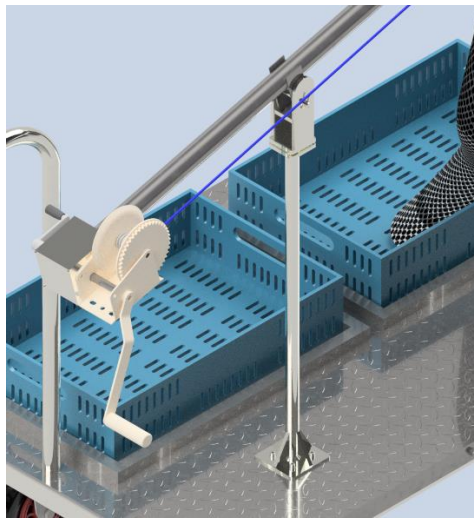
Resumen geometría de las columnas

	Columna fija	Columna articulada
Diámetro nominal	1 in	$\frac{3}{4}$ in
Diámetro externo	3.29 cm	2.61 cm
Diámetro interno	2.99 cm	2.21 cm
Espesor	1.5 mm	2 in
Longitud	1 m	70 cm

Nota. esta tabla muestra la geometría de la columna fija y articulada que soporten el brazo telescópico.

Figura 53.

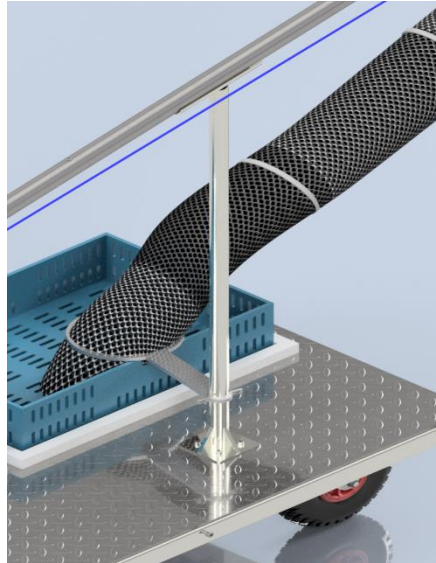
Columna articulada



Nota. la figura muestra la columna articulada, junto con su posición en el carro de transporte.

Figura 54.

Columna fija



Nota. la figura muestra el soporte fijo en el que se apoyará el brazo telescópico para su reposo.

Para contrarrestar los efectos ambientales tales como la lluvia, el aire, la humedad y el impacto de estos sobre la estructura de la máquina recolectora, se hace necesario establecer un sistema para el control de la corrosión. Según la norma ISO 12944 que permite determinar los ambientes anticorrosivos y el impacto que estos poseen sobre los procesos de pintura que se establecen.

Haciendo el análisis de las categorías de corrosión, y aplicándolas al medio a la que se va a encontrar expuesta la máquina recolectora, se indica C2 “baja” para atmosferas con baja contaminación o áreas rurales. Se espera que la durabilidad de las superficies pintadas sea de 5 a 15 años, es decir durabilidad media (M).

Tabla 25.*Categorías de corrosión y el tipo de ambiente*

Categoría de Corrosión	Tipo de Ambiente	
	Exterior	Interior
C1 Muy baja	-	Edificios con calefacción y atmósferas limpias
C2 Baja	Atmósferas con bajos niveles de contaminación. Áreas rurales.	Edificios sin calefacción con posibles condensaciones.
C3 Media	Atmósferas urbanas e industriales, con moderada contaminación de SO ₂ . Áreas costeras con baja salinidad.	Naves de fabricación con elevada humedad y con alguna contaminación.
C4 Alta	Áreas industriales y áreas costeras con moderada salinidad.	Industrias químicas y piscinas.
C5-I Muy alta (industrial)	Áreas industriales con elevada humedad y con atmósfera agresiva.	Edificios o áreas con condensaciones casi permanentes y contaminación elevada.
C5-M Muy alta (marítima)	Áreas costeras y marítimas con elevada salinidad.	Edificios o áreas con condensaciones permanentes y contaminación elevada.

Nota. esta tabla muestra las distintas categorías de corrosión y el tipo de ambiente en el que se presentan

De esta manera para la categoría de corrosión C2 se tienen dos tipos de sistema de pintura, especificando el espesor y el número de capas de pintura, para la máquina recolectora se empleó el sistema de Capa 1: Epoxi tolerante aluminio y capa 2: Poliuretano.

Tabla 26.*Sistemas de pintura para categoría C2*

Categoría de corrosión C2		
Tipo de pintura	Espesor seco de capa (micrómetros, μm)	Sistema Recomendado
Capa 1: Epoxi fosfato de zinc Capa 2: Acrílico hierro micáceo Espesor total:	80 μm . 80 μm . 160 μm.	1 × C-Pox Primer ZP200 HP 1 × C-Cryl S450 Miox
Capa 1: Epoxi tolerante aluminio Capa 2: Poliuretano Espesor total:	110 μm . 50 μm . 160 μm.	1 × C-Pox ST 180 AL 1 × C-Thane S250

Nota. la tabla muestra dos sistemas para el control de la corrosión categoría C2

8 MANUALES DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA RECOLECTORA DE MANGO

8.1 Manual de operación

El funcionamiento y la operación de la máquina recolectora se encuentra ligado a una corta serie de acciones que la persona encargada de la manipulación de esta deberá tener en cuenta para alcanzar el funcionamiento idóneo.

Figura 55.

Máquina recolectora de mango



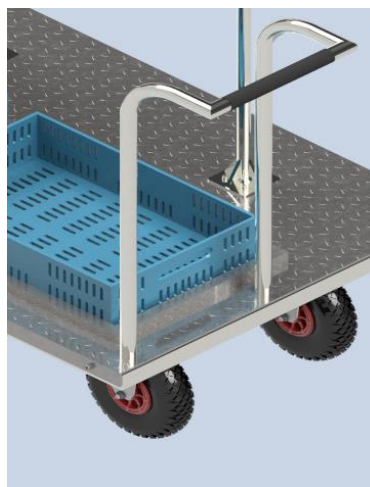
Nota. la figura muestra el CAD de la máquina recolectora de mango realizado en Autodesk Inventor.

Para el funcionamiento de la máquina recolectora de mango, es necesario contar con el trabajo de dos personas como máximo: una de ellas se encargará de la manipulación del brazo telescópico, junto con la labor de realizar el accionamiento de la tijera de poda, mientras la segunda se encargará de manipular la manga recolectora, junto a las canastas de recolección tipo supermercado, situadas en la base del carro de transporte. Por su parte, el carro de transporte permite ser situado en cada árbol al que se le desee realizar el proceso de recolección de mango y se empuja con el elemento que se dispone para tal fin. A su vez, posee un mango en goma que brinda mayor ergonomía en las manos del operario a la hora de empujar el carro de transporte.

Después de situar el carro de transporte frente al árbol que se desee cosechar, se activan los seguros de las llantas traseras del carro de transporte para que este quede estable sobre el suelo y no se presente ninguna dificultad con respecto a la ubicación y estabilidad del carro en el terreno. Posteriormente, se procede a manipular el brazo telescópico a la altura y posición de la rama o las ramas que se deseen cosechar; el brazo telescópico permite ser manipulado para graduar la inclinación de operación de arriba a abajo y de derecha a izquierda.

Figura 56.

Manija de empuje

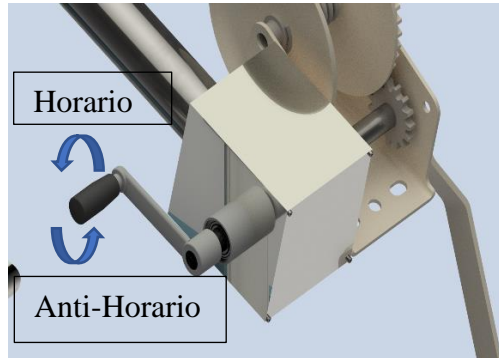


Nota. la figura muestra la manija diseñada para el que el operario empuje el carro de transporte.

Para el accionamiento del brazo telescópico, se dispone al lado izquierdo de una manivela que permite la graduación de la longitud del brazo. Para tal graduación de la longitud, el operario deberá accionar la manivela con movimientos giratorios, a favor de las manecillas del reloj para extenderlo y en contra para recoger el brazo telescópico; es necesario tener en cuenta que la longitud máxima que el brazo es capaz de extenderse es de cuatro metros y la longitud mínima es de dos metros.

Figura 57.

*Manivela de accionamiento brazo
telescópico*

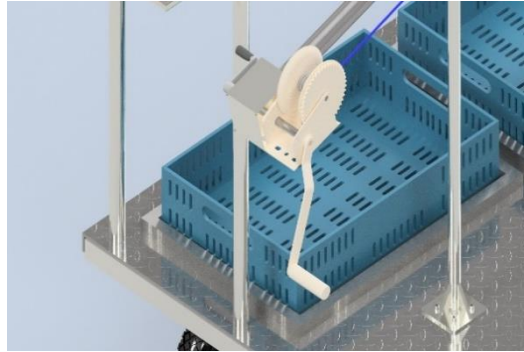


Nota. la figura muestra la manivela de accionamiento y el sentido del giro para extender o recoger el brazo telescópico.

A la hora de realizar el movimiento de la palanca de la manivela del brazo telescópico, el trinquete del malacate debe estar desbloqueado, de tal manera que, a medida que el brazo telescópico se extiende, el cable que se encuentra enrollado en el malacate se extiende o se recoge paralelamente, según la acción que se realice con el brazo móvil. Para ejecutar la maniobra de corte, se activa el trinquete del malacate, el cable que se encuentra ligado en su extremo a uno de los mangos de la tijera de poda queda tensionado. Seguidamente, con la palanca del malacate, se realiza el movimiento a favor de las manecillas del reloj para elevar la tensión del cable, lograr que las tijeras de poda se cierren y corte el pedúnculo de mango.

Figura 58.

Malacate para el accionamiento de la tijera de poda

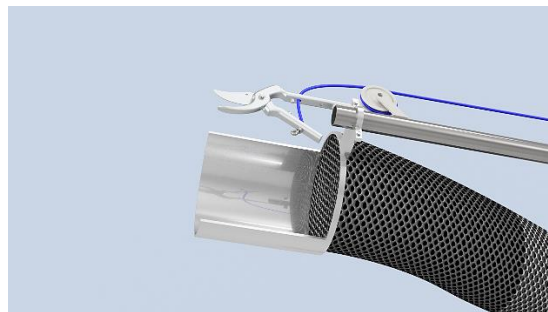


Nota. la figura muestra el malacate junto con el trinquete que permitirá realizar el corte.

Al realizar el corte del pedúnculo, el mango caerá en la canaleta que se ha dispuesto para que reciba el fruto y lo conduzca a través de la malla de sección variable. Este cambio de sección en la malla tiene la finalidad de disminuir el impacto de la caída del fruto en las canastas recolectoras.

Figura 59.

Canaleta para recibir el mango

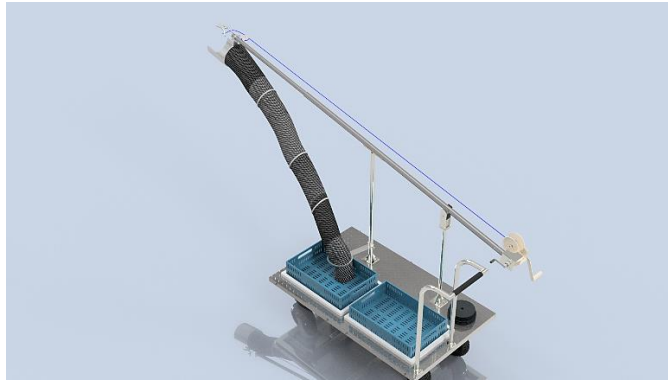


Nota. la figura muestra las tijeras de poda y la canaleta conductora del fruto de mango hacia la manga recolectora.

Finalmente, el mango cae a las canastas recolectoras tipo supermercado, ubicadas en la placa base del carro de transporte; de esta manera, es recolectado y apilado en canastas, que deben ser cambiadas a medida que cada una de ellas esté en el tope de su capacidad (40 kg).

Figura 60.

Canastas recolectoras de mango



Nota. la figura muestra las canastas recolectoras de mango, para la culminación del proceso de recolectora.

8.2 Manual de mantenimiento

El manual de mantenimiento permite identificar todos los sistemas y componentes de la máquina, determinar sus fallas más comunes y la periodicidad con la que se debe revisar cada componente para garantizar el correcto funcionamiento de la máquina recolectora.

Tabla 27.*Inspecciones de los elementos de la máquina*

Sistema	Elemento	Inspección	Falla	Frecuencia
Estructural	Estructura, manija, lámina alfajor	Verificar humedad y corrosión	Corrosión	6 meses
	Uniones	Revisar estado de la soldadura	Grietas o fisuras	18 meses
		Revisar ajuste de tornillos	Vibraciones	12 meses
	Columna articulada	Verificar estado del pasador	Vibraciones	12 meses
		Verificar lubricación y estado del rodamiento	Desgaste	6 meses
Ruedas neumáticas	Verificar presión de las llantas	Baja presión	1 mes	
Corte	Tijeras de poda	Verificar filo de la tijera	No corte	3 meses
	Winche	Revisar estado del cable	Desgaste	6 meses
Recolección	Manga recolectora	Revisar el estado de la manga recolectora	Desgaste	6 meses
Brazo telescópico	Engranajes cónicos	Revisar el estado de los dientes	Picadura	12 meses
		Revisar lubricación	Desgaste	6 meses
	Ejes	Revisar alineamiento	Desalineamiento	12 meses
		Revisión de cargas	Deformaciones	
	Manivela	Verificar apriete con el eje	Desajuste	2 meses
	Rodamientos	Verificar lubricación y estado de los rodamientos	Desgaste	6 meses
		Revisión de cargas	Fatiga	18 meses
	Anillos retenedores	Revisar ajuste y desgaste	Desgaste	12 meses
	Tornillo de potencia	Verificar lubricación	Desgaste	12 meses
	Brazo telescópico	Verificación del estado del brazo telescópico	Rotura	18 meses

Nota. esta tabla muestra los diferentes sistemas, componentes, inspecciones, posibles fallas y frecuencia con la que se debe realizar el mantenimiento a la máquina recolectora.

Identificado cada componente, la inspección a realizar y la frecuencia con la que se debe ejecutar la tarea, se presentan unas actividades a llevar a cabo en caso de que el elemento inspeccionado presente una falla.

Tabla 28.*Falla y actividades de los elementos de la máquina*

Elemento	Falla	Actividad
Estructura, manija, lámina alfajor	Corrosión	Recubrir con pintura resistente a la corrosión
Uniones	Vibraciones	Ajustar todos los elementos roscados al ensamble
Columna articulada	Vibraciones	Ajustar totalmente el pasador y verificar que el pin de seguridad se encuentre en su posición
	Desgaste	Si el lubricante se ve desgastado, limpiar toda la superficie y aplicar lubricante. En caso de que el rodamiento esté en mal estado, realizar cambio
Ruedas neumáticas	Baja presión	Inflar la llanta con una bomba de mano o con un compresor, si el problema persiste, sustraer la llanta de la estructura y arreglarla
Tijeras de poda	No corte	Con una lima, afilar las hojas de la tijera
Winche	Desgaste	Cambiar el cable
Manga recolectora	Desgaste	Cambiar la manga
Engranajes cónicos	Picadura, desgaste	Cambiar el lubricante
Ejes	Desalineamiento	Verificar y ajustar todos los acoplamientos que se encuentran en el eje
	Deformaciones	Verificar las cargas que actúan sobre el eje
Manivela	Desajuste	Con un sellador de roscas, aplicarlo en el eje y fijar la manivela en su posición. Verificar que quede el eje solidario con la manivela
Rodamientos	Desgaste	Acoplar y lubricar adecuadamente los rodamientos
	Fatiga	Cambiar los rodamientos
Anillos retenedores	Desgaste	Verificar que los anillos retenedores se encuentren en su posición correcta
Tornillo de potencia	Desgaste	Verificar el estado del lubricante y que no se encuentren cuerpos extraños
Brazo telescópico	Rotura	Cambie el elemento afectado

Nota. esta tabla muestra las actividades a realizar en caso de que un componente falle.

9 EVALUACIÓN FINANCIERA Y AMBIENTAL DEL PROYECTO

9.1 Evaluación financiera

En esta etapa, se realiza un análisis financiero, mientras se ve la viabilidad de la máquina recolectora y se analizan los costos relacionados de la máquina, como lo son los costos de ingeniería, materiales, fabricación, operarios y mantenimiento.

9.1.1 Costos de ingeniería de la máquina

Tabla 29.

Costos de ingeniería

Ítem	Unidad	Valor unidad	Cantidad	Total
Proyectistas	Horas	\$ 7500	500	\$ 3 750 000
Computador 1	Horas	\$ 550	250	\$ 137 500
Computador 2	Horas	\$ 550	250	\$ 137 500
Software Autodesk Inventor Professional 2021	Licencia estudiante	Gratuita	2	0
			Total	\$ 4 025 000

Nota. esta tabla representa los costos de ingeniería del proyecto.

9.1.2 Costos de fabricación de la máquina

Tabla 30.

Costos de fabricación

Procedimiento	Valor total
Mecanizado	\$ 915 000
Soldadura	\$ 250 000
Doblaje	\$ 380 000
Montaje	\$ 320 000
Total	\$ 1 865 000

Nota. la tabla muestra la representación de los trabajos realizados para la fabricación y ensamble de la máquina.

9.1.3 Costos de material para la construcción de la máquina

Tabla 31.
Costos de materiales

Descripción	Material	Cantidad	Valor unitario	Valor total
Lámina alfajor espesor 6 mm 1.5 x 0.92 m	Aluminio 6061	1	\$ 837 900 lámina 1 x 2 m	\$ 629 000
Anillo retenedor interno de 1 1/8 "	Acero al carbono	2	\$ 7000	\$ 14 000
Anillo retenedor externo de 5/8"	Acero al carbono	2	\$ 5000	\$ 10 000
Arandela M12	ISO 7092 Acero inoxidable	16	\$ 250	\$ 4000
Arandela M6	ISO 7092 Acero inoxidable	8	\$ 50	\$ 400
Arandela M8	ISO 7092 Acero inoxidable	8	\$ 50	\$ 400
Barra Ø 1" x 12 cm	Acero 1020	1	\$ 24 800	\$ 3541
Barra Ø 1 7/8" x 3.5 cm	Acero 1045	1	\$ 91 300	\$ 3803
Barra Ø 2 1/2" x 3 cm	Acero 1045	1	\$ 162 200	\$ 5814
Barra Ø 5/8" x 2 m	Acero 4140	2	\$ 29 500	\$ 59 000
Cuña din 5 x 5 mm	Acero al carbono	2	\$ 4000	\$ 8000
Lámina espesor 3/16 in 20.5 x 10.5 cm	Acero estructural A-36	1	\$ 5000	\$ 5000
Lámina espesor 3/32" 7.2 x 4 cm	Acero estructural A-36	1	\$ 3000	\$ 3000
Lámina espesor 5/16 in 70 x 40 cm	Lámina A-36	1	\$ 105 000	\$ 105 000
Lámina espesor 7/8" 32 x 85 cm	Acero A36	32 x 85 cm	\$ 285 000	\$ 285 000
Lámina HR calibre 3 10.5 x 57 cm	Lámina HR	1	\$ 10 000	\$ 10 000
Malacate Winche Manual Máx. 272 kg 600 lb		1	\$ 86 000	\$ 86 000
Manivela GN 269-80-B1/2	Acero Inoxidable AISI 304	1	\$ 145 000	\$ 145 000
Perfil estructural cuadrado 1 x 1"	Acero estructural A-36	3 m	\$ 20 000	\$ 60 000
Perfil estructural cuadrado 2 x2 "	Acero estructural A-36	10	\$ 13 400	\$ 134 000
Perno con horquilla Ø 10 mm x 75 mm	ISO 2341	1	\$ 5000	\$ 5000
Rodamiento SKF Ref. 51102		2	\$ 46 995	\$ 93 990
Rodamiento SKF Ref. 61902		2	\$ 41 888	\$ 83 776
Ruedas fijas 10 in con soporte	Rueda neumática	2	\$ 90 000	\$ 180 000
Ruedas móviles 10 in con soporte	Rueda neumática	2	\$ 98 500	\$ 197 000
Tela malla 4 m x 0.3 m	Nylon	1	\$ 20 000	\$ 20 000
Tijeras de poda	Acero inoxidable	1	\$ 54 900	\$ 54 900
Tornillo M12 x 25 mm	ISO 4762 Acero inoxidable	16	\$ 1145	\$ 21 801
Tornillo M5 x 20 mm	ISO 4017 Acero inoxidable	2	\$ 150	\$ 300
Tornillo M5 x 25 mm	ISO 4017 Acero inoxidable	2	\$ 150	\$ 300
Tornillo M6 x 25 mm	ISO 4762 Acero inoxidable	8	\$ 224	\$ 2132
Tornillo M8 x 70 mm	ISO 4762 Acero inoxidable	8	\$ 250	\$ 2000
Tubo estructural circular Ø1 in x 1.5 mm	Acero estructural A-36	0.7 m	\$ 36 460	\$ 30 371
Tubo estructural circular Ø1¼ in x 2 mm	Acero estructural A-36	1 m	\$ 54 000	\$ 54 000
Tubo Ø 1" x 2mm de espesor x 2.5 m	Acero estructural A-36	2.5	\$ 10 117	\$ 25 293
Tubo Ø1 ¼ in x 2 mm x 2m	Acero estructural A-36	2	\$ 54 000	\$ 108 000
Tubo Ø1 in x 1.5 mm x 2m	Acero estructural A-36	2	\$ 43 387	\$ 86 775
Tuerca M5	ISO 4032 Acero inoxidable	4	\$ 42	\$ 200
Tuerca M6	ISO 4032 Acero inoxidable	8	\$ 74	\$ 704
Tuerca M8	ISO 4032 Acero inoxidable	8	\$ 155	\$ 1476
			Total	\$ 4 093 097

Nota. esta tabla representa todos los costos de los materiales necesarios para la fabricación.

9.1.4 Costo total de diseño y fabricación

Tabla 32.

Costos totales de la máquina

Costos de diseño y fabricación	
Costos de ingeniería	\$ 4 025 000
Costos de materiales	\$ 4 093 097
Costos de fabricación	\$ 1 865 000
Imprevistos (5 %)	\$ 499 155
Costo total	\$ 10 482 252

Nota. la tabla muestra los costos totales de la máquina recolectora de mango.

9.1.5 Costo anual de mantenimiento de la máquina

Tabla 33.

Costos anuales de mantenimiento

Descripción	Costo
Mantenimiento preventivo	\$ 500 000
Mano de obra	\$ 200 000
Cambio de elementos	\$ 100 000
Total	\$ 800 000

Nota. la tabla muestra los costos anuales estimados del mantenimiento para la máquina recolectora de mango.

9.1.6 Viabilidad financiera del proyecto

El costo del personal se calcula según las fechas de cosecha que tiene el mango. Actualmente, en el Alto Magdalena tolimense, la cosecha se da cuatro meses en el año, por lo cual, el pago a los agricultores se realiza a diario, con un valor de 35 000 COP, en una jornada de ocho horas; por tal razón, el costo de una persona al año es de 2 800 000 COP. Para la recolección, en la actualidad, se hace necesario de cuatro personas por árbol, teniendo un costo anual de 11 200 000 COP. Por otro lado, con la implementación de la máquina, solo serían necesarias dos personas para el correcto funcionamiento de esta, disminuyendo los costos anuales a un valor de 5 600 000 COP.

Para calcular el CAUE (Costo Anual Uniforme Equivalente), se hace necesario calcular la tasa interna de oportunidad. Así, se procede a calcularla mediante la siguiente expresión:

Ecuación 72.

Tasa interna de oportunidad

$$TIO = (1 + inf) * (1 + DTF) * (1 + TI) - 1$$

Donde,

TIO, tasa interna de oportunidad.

inf, inflación.

DTF, Tasa del mercado financiero.

TI, Tasa del inversionista.

Para el cálculo de la TIO (Tasa Interna de Oportunidad), se deben tener unas consideraciones para el proyecto:

- La tasa de inflación para el 2019 fue del 3.8 % y se manejará como constante durante el estudio del proyecto.
- La tasa del mercado financiero DTF (Depósito a Término Fijo) se establece en 4 %.
- Dado que se proyecta una vida útil de la máquina de diez años, la tasa de retorno del inversionista será de 10 %.

$$TIO = (1 + 0.038) * (1 + 0.04) * (1 + 0.1) - 1$$

$$TIO = 18.75 \%$$

Luego del cálculo de la TIO, se calcula el valor presente neto VPN del proyecto.

Ecuación 73.

Valor presente neto

$$VPN = -I + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1 + i)^t}$$

Donde

VPN , valor presente neto.

I , inversión inicial.

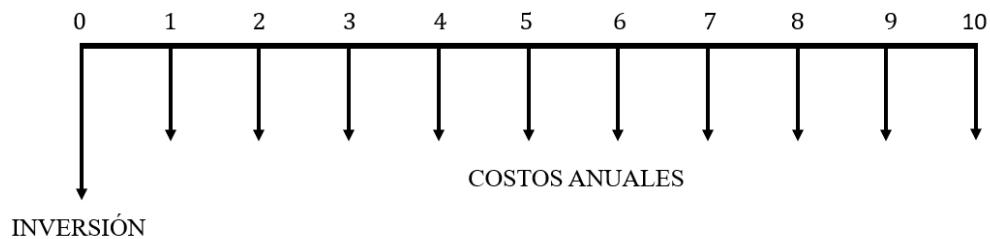
F_t , costos anuales en cada periodo.

i , tasa interna de oportunidad.

t , número de periodos.

Figura 61.

Flujo de caja de la inversión



Nota. la figura muestra los flujos de caja del proyecto.

La inversión inicial será el valor total de la tabla de costos totales de la máquina y los costos anuales será la suma de los costos de mantenimiento anuales y de la cantidad de personas necesarias para su operación, dando un valor de 6 400 000 COP.

$$VPN = -10\,482\,252 - \frac{6\,400\,000}{(1 + 0.1875)^1} - \frac{6\,400\,000}{(1 + 0.1875)^2} - \frac{6\,400\,000}{(1 + 0.1875)^3} - \frac{6\,400\,000}{(1 + 0.1875)^4} - \frac{6\,400\,000}{(1 + 0.1875)^5} - \frac{6\,400\,000}{(1 + 0.1875)^6} - \frac{6\,400\,000}{(1 + 0.1875)^7} - \frac{6\,400\,000}{(1 + 0.1875)^8} - \frac{6\,400\,000}{(1 + 0.1875)^9} - \frac{6\,400\,000}{(1 + 0.1875)^{10}}$$

$$VPN = -\$ 38\,497\,041$$

Por último, se calcula el valor el CAUE:

Ecuación 74.

Costo anual uniforme

$$CAUE = VPN * \frac{(1 + i)^t * i}{(1 + i)^t - 1}$$

$$CAUE = -38497041 * \frac{(1 + 0.01875)^{10} * 0.1875}{(1 + 0.1875)^{10} - 1}$$

$$CAUE = -\$ 8 794 678$$

Al comparar los valores del costo de personal para la recolección actualmente y el CAUE, se puede inferir en que el agricultor puede hacer un ahorro de 2.4 millones de pesos cada año si decide realizar su proceso de recolección del mango con la máquina diseñada en este proyecto.

9.2 Evaluación ambiental

Al plantear la evaluación ambiental, se analizaron cada uno de los elementos ambientales (tierra, agua, aire y naturaleza) y las actividades que pueden generar un impacto en los elementos, con la finalidad de identificar los posibles riesgos ambientales que el funcionamiento de la máquina recolectora de mango pueda conllevar. Al realizar los análisis mencionados, se llegó a la conclusión que la máquina recolectora de mango posee un impacto ambiental muy bajo o casi nulo, puesto que no se emplean elementos que generen algún tipo de emisión a la atmósfera, como motores; no se emplean suministros de agua para su funcionamiento; no se generan desechos que contaminen las fuentes hídricas; se conserva la flora y la fauna, puesto que su función es recolectar los frutos de los árboles; no se incurre en tala de árboles o deforestación; no se elimina ningún tipo de contaminante ni se manipula la disposición del suelo para la puesta en marcha de la máquina.

10 CONCLUSIONES

La metodología empleada para el planteamiento de las alternativas y posteriormente la evaluación de estas, permitieron realizar la selección del diseño de la máquina óptimo que satisficiera las necesidades del agricultor priorizando el bajo costo sin arriesgar la eficiencia de la máquina.

Se realizó el diseño de la máquina recolectora de mango con un funcionamiento totalmente mecánico, posee un sistema telescópico que permite alcanzar alturas de hasta cuatro metros. Además, los componentes de la máquina fueron diseñados con amplia capacidad de carga y duración, destacando que los materiales son los idóneos para el funcionamiento de la máquina y el cuidado del fruto de mango.

A pesar de que la máquina exige bajas operaciones de mantenimiento es necesario cumplir estrictamente con las indicaciones propuestas en el manual, así como la periodicidad en las inspecciones propuestas.

Al evaluar financieramente el proyecto por medio del CAUE, se determinó la viabilidad de la máquina recolectora de mango, pues brinda un ahorro al agricultor del 21 % anual, en comparación con el proceso de recolección actual.

Dadas las características de la máquina recolectora de mango, esta podría ser utilizada en cultivos similares donde se realiza la recolección del fruto de forma seleccionada, cabe resaltar que se deben evaluar las cargas y compararlas con la máxima que la máquina podría soportar.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Ministerio de Agricultura (2019), Plan departamental de extensión agropecuario P.D.E.A Tolima competitiva, productiva e innovadora, Ministerio de Agricultura. <https://bit.ly/3vvyP3R>.
- [2] Agronet (2018), Estadísticas agropecuarias. Reporte: área, producción y rendimiento nacional por cultivo, Ministerio de Agricultura. <https://www.agronet.gov.co/estadistica/paginas/home.aspx?cod=1#>.
- [3] Ministerio de Agricultura (2019), Cadena de mango, indicadores e instrumentos. Dirección de cadenas agrícolas y forestales, Dirección de Cadenas Agrícolas y Forestales. <https://bit.ly/2TfrTcD>.
- [4] Agronet (2013), Evaluaciones Agropecuarias Municipales E.V.A Mango, Ministerio de Agricultura. <https://bit.ly/3fuht1J>.
- [5] D. Prieto, *La tecnificación como herramienta para incrementar la productividad agropecuaria en Colombia*, tesis pre. Facultad de Economía, Fundación Universitaria de América, Bogotá, Colombia, 2019.
- [6] N. Ramos, *Desarrollo del plan de asistencia técnica especializada en el cultivo de mango (Mangífera Indica L.) en el municipio del Guamo departamento del Tolima*, tesis pre. Facultad de Ciencias Agropecuarias, Universidad de Cundinamarca, Fusagasugá, Colombia, 2015.
- [7] M. Rodríguez Cedillos, M. Guerrero Berríos y R. Sandoval, *Cultivo de mango*, San Salvador: Centro nacional de Tecnología Agropecuaria y Forestal, 2002.
- [8] J. A. Galvis y A. Herrera, *El mango, mangífera indica. Manejo postcosecha*, Bogotá: Publicaciones Sena, 1996.

- [9] J. García Lozano, C. A. Abaunza González y J. E. Rivera Velasco, *Modelo productivo para el cultivo de mango en el valle del Alto Magdalena para el departamento del Tolima*, Mosquera: Siembra, 2017.
- [10] Asohofrucol y Corpoica, *Modelo tecnológico para el cultivo del mango en el valle del alto Magdalena en el departamento del Tolima*, Bogotá: Asohofrucol, 2013.
- [11] E. Castañeda Martín, «Diseño higiénico del equipo de procesado de alimentos,» de *Aspectos higiénicos de los alimentos microbiológicamente seguros*, España, Real Academia Nacional de Farmacia, 2010, pp. 303-383.
- [12] J. García Lozano, *Fenología del cultivo del mango (Manguifera indica L.) en el alto y bajo Magdalena*, Espinal: Corpoica, 2010.
- [13] J. García Lozano, A. Sandoval Aldana, M. Denis Lozano y E. Varón Devia, *Guía técnica para el cultivo de mango*, Nataima: León Gráficas, 2013.
- [14] G. J. Blanco-Roldán, S. Castro García, J. A. Gil Ribes, F. Arenas Arenas, A. Hervalejo García, A. Salguero Ortiz y A. Gómez Cadenas, «Sistemas sacudidores de copa para recolección de cítricos,» *Vida rural (330)*, pp. 28-32, 2011.
- [15] A. M. Santos-Hernández, P. Cruz-Meza, E. Romantchik Kriuchkova y F. F. Hahn-Schlam, «Dispositivo para la cosecha mecanizada del mango Ataulfo (Manguifera indica),» *Ingeniería Agrícola y Biosistemas vol 4 (2)*, pp. 47-53, 2012.
- [16] J. Lozada, «Investigación aplicada. Definición, propiedad intelectual e industria,» *CienciAmérica: Revista de divulgación científica de la Universidad Tecnológica Indoamérica vol. 3 (1)*, pp. 34-39, 2014.
- [17] N. T. Esteban Nieto, *Tipos de investigación*, Lima, Perú: Universidad Santo Domingo de Guzmán, 2018.

- [18] Gobernación del Tolima, Universidad de Ibagué, Universidad del Tolima y Sena regional Tolima, «Protocolo de buenas prácticas para poscosecha de mango,» Universidad de Ibagué, Ibagué, Colombia. (2017).
- [19] M. Tavella, A. Miropolsky y R. Manera, «Estudio comparativo de métodos multicriterio para el análisis de la localización sustentable de parques industriales regionales,» *Revista de la Facultad de Ciencias Exactas, Físicas y Naturales vol 1 (1)*, p. 41, 2014.
- [20] Tijeras para Podar, «Tijeras para Podar Bypass,» 2020. [En línea]. Available: <https://tijerapodar.com/tijeras-para-podar-bypass/>.
- [21] R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, México: Pearson, 2006.
- [22] L. F. Barbosa Quintero y N. Delgado Henríquez, *Determinación de la fuerza máxima aceptable para empujar y halar cargas por parte de trabajadores con experiencia previa manipulación de cargas, en una muestra del personal de la Pontificia Universidad Javeriana*, tesis pre. Facultad de Ingeniería, Pontificia Universidad Javeriana, Bogotá, Colombia, 2004.
- [23] A. D. Deutschman, W. J. Michels y C. E. Wilson, *Diseño de máquinas. Teoría y práctica*, México: Compañía Editorial Continental, 1996.
- [24] R. G. Budynas y K. J. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, México: McGraw-Hill, 2008, pp. 30-33.
- [25] Autodesk, «Ficha gráficos,» [En línea]. Available: <https://autode.sk/3c3dkj6>.
- [26] Alex, «Catálogo de Ruedas,» [En línea]. Available: https://baselgalizaga.com/img/cms/documentos/catalogo/alex/catalogo_ruedas_alex.pdf.
- [27] C. A. Caraguay y S. J. Caraguay, «Diseño y construcción del sistema de suspensión de un vehículo monoplaza para la competencia fórmula student, tesis pre,» Universidad Politécnica Salesiana, 2015.

- [28] Hello Auto, «Suspensiones,» 2021. [En línea]. Available: <https://helloauto.com/glosario/suspensiones>.
- [29] R. L. Norton, *Diseño de máquinas*, México: Pearson, 2011.
- [30] E. Blanco Romero, «Metodología para el diseño de máquinas adaptadas a comunidades en desarrollo,» Barcelona, 2015.
- [31] J. Jimeno Bernal, «PDCA home,» 18 Octubre 2012. [En línea]. Available: <https://www.pdcahome.com/1932/qfd-despliegue-calidad/>. [Último acceso: 16 Febrero 2021].
- [32] R. L. Norton, *Diseño de máquinas*, México: Pearson Educación, 2011.
- [33] Asohofrucol y C. , «Modelo Tecnológico para el cultivo del mango en el Valle del alto Magdalena en el Departamento del Tolima.,» Ministerio de agricultura, Siembra, Bogotá, 2013.
- [34] Corpoica, «Guía técnica para el cultivo de mango: modelo productivo dirigido a mejorar la productividad y la competitividad.,» Ministerio de agricultura, Nataima, 2013.
- [35] Mettler Toledo (2013), *Básculas con diseño higiénico. Limpieza rápida menos contaminación*, Mettler Toledo. <https://bit.ly/2SxstsT0>.
- [36] R. R. Sola Guirado, *Desarrollo de cosechadoras de olivar tradicional basadas en sacudidores de copa*, tesis doc. Departamento de Ingeniería Rural, Universidad de Córdoba, Córdoba, Colombia, 2016.
- [37] Ingemecánica, «Diseño y Cálculo de las Uniones Atornilladas,» *Tutorial (32)*, 2021.
- [38] «Manual de Estructuración del Trabajo de Grado,» Fundación Universidad de América, 2021.PDF

ANEXOS

Anexo 1

Para hallar el ángulo de paso del cono, se emplea la siguiente ecuación:

Ecuación 75.

Ángulo de paso del cono

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{N_p}{N_G} \right)$$

Donde:

γ , ángulo de paso del cono del piñón *rad*.

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{15}{20} \right) = 0.64 \text{ rad} = 36.87^\circ$$

Seguido a esto, se obtiene el valor del ángulo de paso del engranaje, representado por la siguiente ecuación:

Ecuación 76.

Ángulo de paso del engranaje

$$\Gamma = \tan^{-1} \left(\frac{N_G}{N_p} \right)$$

Donde:

Γ , ángulo de paso del cono del engranaje *rad*.

$$\Gamma = \tan^{-1} \left(\frac{20}{15} \right) = \Gamma = 0.93 \text{ rad} = 53.13^\circ$$

Ecuación 77.

Radio medio del engranaje

$$r_m = \frac{d}{2} - \left(\frac{F}{2} \right) \sin \gamma$$

$$r_m = \frac{1.875 \text{ in}}{2} - \left(\frac{0.52 \text{ in}}{2} \right) \sin 36.87^\circ = 0.78 \text{ in}$$

El radio medio del engranaje se calcula a partir de la misma ecuación, pero se emplea el ángulo de cono del paso del engranaje Γ :

$$r_m = \frac{d}{2} - \left(\frac{F}{2} \right) \sin \Gamma$$

$$r_m = \frac{2.5 \text{ in}}{2} - \left(\frac{0.52 \text{ in}}{2} \right) \sin 53.13^\circ = 1.04 \text{ in}$$

Para hallar el coeficiente elástico de resistencia, el libro de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* [25] da un valor que depende del material para el piñón, que en este caso equivale a $C_p = 2290 \sqrt{\text{Psi}}$ para el acero. Ahora, el factor de geometría de resistencia se obtiene de la Figura 15-6 del libro *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* [25]. Dicho gráfico relaciona el número de dientes del piñón y del engrane; además, es funcional para engranajes cónicos rectos con un ángulo normal de presión de 20° y un ángulo de eje de 90° , lo cual cumple con las condiciones del diseño previstas.

Dado los parámetros establecidos respecto al número de dientes del piñón y el engrane, que son de 15 y 20 *dientes* respectivamente, se cruzan los datos y se obtiene un factor geométrico de $I = 0.067$. El factor de sobrecarga permite dar una tolerancia a cualquier carga en exceso externa aplicada a la carga transmitida nominal; este valor se encuentra mediante la Tabla 15-2 del libro *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* [25], pues relaciona el movimiento principal con la carga impulsada.

Para este caso y debido a la función de los engranajes de generar movimiento al tornillo de potencia, se considera que el carácter del movimiento principal puede tener un impacto ligero producto del movimiento que produce el agricultor. Por su parte, el carácter de la carga sobre la máquina impulsada es uniforme dado que no va a soportar fuerzas externas; por lo tanto, se tiene un valor de sobrecarga de $K_o = 1$. Para hallar el valor del factor dinámico, se tiene en cuenta el efecto de la calidad del diente del engrane, relacionada con la velocidad, la carga y el aumento de esfuerzo que resulta; este factor se evalúa mediante una ecuación, la cual enlaza los parámetros descritos.

Ecuación 78.*Factor dinámico*

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{v_t}}{A} \right)^B$$

Donde

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = 0.25(12 - Q_v)^{2/3}$$

v_t , velocidad en la línea de paso en el diámetro de paso exterior pie/min .

Q_v , números de calidad.

Como la velocidad de la línea de paso es igual tanto para el piñón como para el engrane, se calcula dicha velocidad con la siguiente ecuación:

Ecuación 79.*Velocidad de línea de paso*

$$v_t = \frac{\pi D n}{12}$$

$$v_t = \frac{\pi(2.5in)(98.67 \text{ rpm})}{12} = 64.58 \frac{ft}{min}$$

Los números de calidad son variables que dependen de la aplicación o la velocidad de la línea de paso. En este caso, esta última será la que estime el valor de la calidad al usar la Tabla 9-2 del libro *Diseño de elementos de máquinas* de Robert L. Mott [22]. Según la velocidad de la línea de paso calculada, se selecciona un número de calidad $Q_v = 6$. Con la velocidad de la línea de paso y el número de calidad, se procede a encontrar las variables A y B , para hallar el factor dinámico.

$$B = 0.25(12 - 6)^{2/3} = 0.825$$

$$A = 50 + 56(1 - 0.825) = 59.773$$

Luego de reemplazar todos estos datos en la Ecuación 76, se obtiene:

$$K_v = \left(\frac{59.773 + \sqrt{64.58 \frac{ft}{min}}}{59.773} \right)^{0.825} = 1.109$$

Por su parte, el factor de distribución de carga se calcula mediante la siguiente expresión:

Ecuación 80.

Factor de distribución de carga

$$K_m = K_{mb} + 0.0036F^2$$

Se selecciona un valor de $K_{mb} = 1.1$ a partir de la configuración que van a tener los engranajes montados y se escoge el valor para un miembro montado por separado. Al reemplazar esta cifra, se obtiene el siguiente factor de distribución:

$$K_m = 1.1 + 0.0036(0.52 \text{ in})^2 = 1.101$$

El factor de tamaño por resistencia a picadura se obtiene en función del ancho máximo de la cara en pulgadas. Por lo cual, logra un factor de tamaño de $C_s = 0.5$, debido a la relación $F < 0.5 \text{ pulg}$. Por último y para hallar el esfuerzo por contacto del engranaje, se determina el factor de coronamiento por picadura, el cual es un factor que puede dar cabida a la deflexión de los montajes en la fabricación del engranaje. Se realiza la suposición que en el proceso de fabricación quedan los dientes coronados en forma adecuada, por lo tanto, el factor de coronamiento tiene un valor $C_{xc} = 1.5$. Con el dato de la dureza establecido, se procede a realizar la lectura en la Figura 15-12 del libro *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* [25], correspondiente para hallar el valor del esfuerzo de contacto permisible. Para efectos de precisión en el cálculo, se utiliza la ecuación descrita en la figura mencionada y se selecciona la curva como *máximo para el grado 1*:

Ecuación 81.

Factor de tamaño por resistencia

$$S_{ac} = 341H_B + 23620$$

$$S_{ac} = 341(225) + 23620 = 100345 \text{ psi}$$

El factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la picadura se obtiene gracias a la Figura 15-8 del libro de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* [25]. De este factor de ciclos de esfuerzo, depende el número de ciclos de carga que se le dé al engranaje y el tratamiento térmico aplicado; los ciclos de carga se establecen de $N_L < 10^4$, dado a los tiempos de cosecha del mango, pues no tiene un trabajo constante durante el año. Al realizar el cruce de datos del número de ciclos de se halla un factor del ciclo de esfuerzo de $C_L = 2$.

Para el factor de relación de dureza, se tienen en cuenta la dureza Brinell y la dureza Rockwell, según el tratamiento térmico. Sin embargo, cuando los pares de engranajes son del mismo material, el factor de relación de dureza se asume como $C_H = 1$. Además, el factor de seguridad de contacto se estima en $S_H = 1$, la fabricación de ambos engranajes cónicos va a ser del mismo material. En cuanto al factor de temperatura, este depende de la temperatura ambiente a la cual va a trabajar el par de engranajes. En la región del Alto Magdalena tolimense, la temperatura promedio es de $28.5\text{ }^\circ\text{C}$ ($83.3\text{ }^\circ\text{F}$), por lo que el factor de temperatura $K_T = 1$, debido a la relación $32\text{ }^\circ\text{F} \leq t \leq 250\text{ }^\circ\text{F}$; mientras que el factor de confiabilidad se halla por medio de la siguiente ecuación:

Ecuación 82.

Factor de confiabilidad

$$C_R = \sqrt{K_R}$$

Las ecuaciones de la interpolación logarítmica se trabajan con un valor de $R = 0.99$ se procede a calcular el K_R :

$$K_R = 0.5 - 0.25 \log(1 - R)$$

$$K_R = 0.5 - 0.25 \log(1 - 0.99) = 1$$

Donde se obtiene un valor de confiabilidad $C_R = 1$.

El número de esfuerzo de flexión permisible se puede encontrar mediante tablas del material, el tratamiento térmico y la dureza superficial; empero, hay una ecuación para aceros en la cual se relaciona la dureza Brinell del material para encontrar el esfuerzo de flexión permisible.

$$S_{at} = 44H_B + 2100\text{ }psi$$

$$S_{at} = 44 * 225 + 2100 = 12000 \text{ psi}$$

Para el factor de ciclos de esfuerzo de flexión, se toma el mismo valor obtenido de ciclos de carga obtenido en el análisis de desgaste del engrane, el cual es $N_L = 10^4$. La ecuación que permite hallar el factor de esfuerzo es:

Ecuación 83.

Factor de ciclos

$$K_L = 6.1514N_L^{-0.1182}$$

$$K_L = 6.1514 * (10^4)^{-0.1182} = 2.071$$

El factor de seguridad por flexión tendrá un valor mínimo de $S_F = 1.9$, puesto que la fabricación del par de engranajes va a ser del mismo material. Por último, se procede a hallar el factor de confiabilidad de resistencia a la flexión, el cual toma un valor de $K_R = 1$ según los resultados obtenidos.