

	UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER OCAÑA			
	Documento	Código	Fecha	Revisión
	FORMATO HOJA DE RESUMEN PARA TRABAJO DE GRADO	F-AC-SAC-030	19-03-2021	A
Dependencia	Aprobado		Pág.	
DIVISIÓN DE BIBLIOTECA	SUBDIRECTOR ACADEMICO		1(246)	

RESUMEN – TRABAJO DE GRADO

AUTORES	WAILER JAIMES GONZALEZ		
FACULTAD	FACULTAD DE INGENIERIAS		
PLAN DE ESTUDIOS	INGENIERIA MECANICA		
DIRECTOR	Ing. MSc. ©PhD RICARDO ANDRÉS GARCÍA LEÓN		
TÍTULO DE LA TESIS	DISEÑO DE UNA MÁQUINA CORTADORA Y DESPULPADORA DE CACAO PARA LA FINCA LA ESMERALDA DEL MUNICIPIO DE SAN MARTIN, CESAR - COLOMBIA.		
RESUMEN (70 palabras aproximadamente)			
<p>ACTUALMENTE, LA RECOLECCION DEL FRUTO DE CACAO EN MUCHAS EMPRESAS SE REALIZA DE FORMA MANUAL LO QUE CONLLEVA A LESIONES EN EL PERSONAL Y ASI, ALTOS COSTOS DE PRODUCCIÓN. ESTE PROYECTO DE INVESTIGACIÓN RESPONDIO A LA NECESIDAD DEL DISEÑO DE UNA MÁQUINA CORTADORA Y DESPULPADORA DE CACAO PARA LA FINCA LA ESMERALDA DEL MUNICIPIO DE SAN MARTIN, CESAR – COLOMBIA, APLICANDO TEORÍAS Y METODOLOGÍAS DE DISEÑO MECÁNICO. CON LO QUE SE LOGRARA UNA MEJORA EN LA CALIDAD DEL PRODUCTO, TIEMPOS Y COSTOS DE OPERACIÓN DURANTE LA COSECHA DEL CACAO.</p>			
CARACTERÍSTICAS			
PÁGINAS: 271	PLANOS: 14	ILUSTRACIONES: 69	CD-ROM: 1



DISEÑO DE UNA MÁQUINA CORTADORA Y DESPULPADORA DE CACAO PARA LA
FINCA LA ESMERALDA DEL MUNICIPIO DE SAN MARTIN, CESAR - COLOMBIA.

Autor:

WAILER JAIMES GONZÁLEZ

Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director:

RICARDO ANDRÉS GARCÍA LEÓN Ing. MSc. ©PhD

UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER OCAÑA

FACULTAD DE INGENIERIAS

INGENIERIA MECÁNICA

Ocaña, Colombia

Marzo de 2021

Dedicatoria

En primer lugar, dedico este proyecto a Dios por darme la sabiduría y el entendimiento necesario para culminar esta etapa tan importante en mi vida.

En segundo a mi madre, Edilma González y mi a padre Dios Hemel Jaime Pabón por haberme dado la vida y acompañarme durante este proceso de sacrificio y esfuerzo, donde siempre han estado para apoyarme en este gran camino, y a ellos les debo el poder graduarme de Ingeniero mecánico.

Agradecimiento

Primeramente, agradecer a mi director el magíster Ricardo Andrés García León, por su colaboración y acompañamiento durante todo el proceso de elaboración de mi proyecto de grado.

Agradezco a mi novia Yesica Julieth Tarazona Cañizares quien ha sido parte muy importante en mi crecimiento personal y me ha dado apoyo constante para culminar mi carrera.

También les agradezco a todos mis amigos, en especial a Cristian Javier Mayorga Carreño, Leydy Carolina Báez Navarro y Hugo Ferney Arias Pedroza, quienes me acompañaron en gran parte de este proceso.

Por último, agradecerle a la Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña y a todos los docentes que a lo largo de la carrera compartieron su conocimiento y experiencia.

Tabla de contenido

	Pág.
Capítulo 1. Diseño de una máquina cortadora y despulpadora de cacao para la finca la esmeralda del municipio de san martin, cesar - colombia.	1
1.1. Planteamiento del problema.....	1
1.2. Formulación del problema	2
1.3. Objetivos.....	2
1.3.1. General.....	2
1.3.2. Específicos	2
1.4. Justificación	3
1.5. Delimitaciones	3
1.5.1. Geográfica.....	3
1.5.2. Temporal.....	4
1.5.3. Conceptual	4
1.5.4. Operativa.....	4
 Capítulo 2. Marco referencial	 5
2.1. Marco histórico	5
2.1.1. Antecedente a nivel internacional.....	5
2.1.2. Antecedente a nivel nacional	7
2.1.3. Antecedente a nivel regional	8
2.2. Marco conceptual.....	8
2.2.1. Descripción de las plantas de cacao.....	9
2.2.2. El fruto de cacao y sus características.	12
2.2.3. Producción de cacao en Colombia.....	17
2.2.4. Producción de cacao en el mundo	19
2.2.5. Cosecha y manejo de post cosecha de la mazorca de cacao	21
2.2.6. Métodos de corte y despulpado de cacao	26
2.2.7. Sistemas de alimentación en la maquina	31
2.2.8. Sistema de separación o tamizado	33
2.3. Marco Teórico.....	35
2.3.1. Metodología de diseño mecánico	35
2.4. Teorías de diseño	38
2.4.1. Cálculo de ejes y flechas.....	38
2.4.2. Sistemas de transmisión de potencia	40
2.4.3. Cojinetes de contacto rodante o rodamientos	46
2.4.4. Los servomotores.....	47
2.4.5. Software SolidWorks.....	49
2.5. Marco legal	49
2.5.1. Normas empleadas en el diseño de máquinas para el procesado de alimentos	49
 Capítulo 3. Diseño metodológico	 53
3.1. Tipo de investigación.....	53
3.2. Población	53
3.3. Muestra	54

3.4. Metodología de la investigación	54
3.4.1. Fase 1. Identificar los diferentes tipos de máquinas existentes para el procesamiento de cacao mediante la revisión de fuentes bibliográficas en las diferentes bases de datos existentes.	54
3.4.2. Fase 2. Definir el modelo geométrico de la máquina cortadora y despulpadora de cacao de acuerdo con los requisitos establecidos por el cliente aplicando la metodología QFD.....	55
3.4.3. Fase 3. Calcular cada uno de los elementos constitutivos de la máquina cortadora y despulpadora, utilizando teorías de diseño mecánico.	55
3.4.4. Fase 4. Analizar mediante simulación numérica los esfuerzos generados en los elementos más importantes de la máquina, utilizando el software SolidWorks y ANSYS.	56
3.5. Cronograma de actividades.....	57

Capítulo 4. Desarrollo del proyecto..... 58

4.1. Fase 1. Identificar los diferentes tipos de máquinas existentes para el procesamiento de cacao mediante la revisión de fuentes bibliográficas en las diferentes bases de datos existentes.	58
4.1.1. Actividad 1. Consultar información relacionada con el proyecto en las diferentes bases de datos de la universidad y sitios web confiables.....	58
4.1.2. Actividad 2. Analizar y filtrar toda la información recolectada.	59
4.2. Fase 2. Definir el modelo geométrico de la máquina cortadora y despulpadora de cacao de acuerdo con los requisitos establecidos por el cliente aplicando la metodología QFD.	59
4.2.1. Actividad 1. Elegir el modelo de máquina más acorde al propósito del proyecto.	59
4.2.2. Actividad 2. Aplicar la metodología de diseño mecánico para establecer el modelo conceptual del prototipo de la máquina.	60
4.3. Fase 3. Calcular cada uno de los elementos constitutivos de la máquina cortadora y despulpadora, utilizando teorías de diseño mecánico.	80
4.3.1. Actividad 1. Dimensionar la máquina contemplando los parámetros más adecuados al diseño.	81
4.3.2. Actividad 2: Iniciar el diseño de los elementos que conforman la máquina	82
4.3.3. Actividad 3. Resumir el diseño de los elementos que conforman la máquina para una fácil interpretación.....	167
4.4. Fase 4. Analizar mediante simulación numérica los esfuerzos generados en los elementos más importantes de la máquina, utilizando el software SolidWorks y ANSYS.	170
4.4.1. Actividad 1. Usar el software SolidWorks para modelar cada pieza con sus respectivas medidas.	170
4.4.2. Actividad 2. Diseño y modelado del elemento que está sometido a mayor esfuerzo (eje motriz).	177
4.4.3. Actividad 3. Aplicar la simulación de los esfuerzos provocados por su funcionamiento corroborando así el diseño de cada elemento modelado.	180
4.4.4. Actividad 4. Realizar un manual de operación y mantenimiento de la máquina.	185
4.5. Estimación de costos.....	188

Conclusiones	190
Recomendaciones	192
Referencias.....	193
Apéndices.....	200

Lista de figuras

Figura 1. Esquema del proceso de la obtención del cacao en baba	9
Figura 2. Las hojas del cacao.....	10
Figura 3. Tallo con buena resistencia.	10
Figura 4. Raíz del cacao vista lateral.	11
Figura 5. Flor de cacao.....	12
Figura 6. Descriptores morfológicos del fruto de cacao.	13
Figura 7. Forma de la semilla (parte superior) y forma del corte transversal (parte inferior).	13
Figura 8. Mazorca de cacao criollo.	14
Figura 9. Mazorca de cacao forastero.	15
Figura 10. Mazorca de cacao forastero.	16
Figura 11. Producción promedio de cacao en el año 2009-2019.....	17
Figura 12. Porcentaje de participación de algunos departamentos en la producción de cacao. .	19
Figura 13. Ubicación de los principales países productores de cacao en grano en el mundo.	21
Figura 14. Cosecha de mazorcas con tijera.....	22
Figura 15. Cosechando de mazorcas con horquilla.	22
Figura 16. Apilamiento de mazorcas.	23
Figura 17. Adecuación del lugar para quiebre de las mazorcas.....	24
Figura 18. Módulo de fermentación.....	25
Figura 19. Secado tradicional del cacao.	25
Figura 20. Almacenamiento del cacao.....	26
Figura 21. Partiendo mazorcas con machete.....	27
Figura 22. Partiendo una mazorca con mazo redondo o de ángulo.	28
Figura 23. Partiendo una mazorca con machete empotrado en un madero.	28
Figura 24. Corte por medio de rodillos dentados.....	30
Figura 25. Corte por medio de discos.	30
Figura 26. Corte por medio de sujeción giratoria y cuchilla.....	31
Figura 27. Alimentación por banda transportadora metálica en V.	32
Figura 28. Alimentación por tolva.	32
Figura 29. Cadena de rodillos.	33
Figura 30. Despulpador cilíndrico con orificio.....	34
Figura 31. Despulpador vibratorio.	35
Figura 32. Ciclo de vida del producto.....	36
Figura 33. El proceso del diseño mecánico.	37
Figura 34. Parte de una cadena de rodillos de doble torón.	41
Figura 35. Acoplamiento de una cadena y una Catarina.	43
Figura 36. Esquema accionamiento por servomotor.....	48
Figura 37. Casa de la calidad, también conocida como diagrama de calidad de funciones (QFD).	63
Figura 38. Evaluación de la competencia.	67
Figura 39. Relación entre los requerimientos del cliente y especificaciones de ingeniería.....	69
Figura 40. Cálculo del porcentaje de la importancia de las especificaciones de ingeniería.	71
Figura 41. Metas y umbral de diseño.....	73
Figura 42. Relación entre las especificaciones de ingeniería.	74

Figura 43. Matriz de QFD desarrollada.	75
Figura 44. Árbol de funciones de máquina cortadora y despulpadora de cacao.....	78
Figura 45. Vista del corte transversal del fruto del cacao.....	83
Figura 46. Espesor de la cascara de cacao corte longitudinal.....	84
Figura 47. Espesor de la cascara (corte transversal).	84
Figura 48. Fuerza de empuje en el sistema de corte de doble disco.	87
Figura 49. Transmisión de potencia por medio de cadena de rodillos.....	88
Figura 50. Recomendaciones para seleccionar el perfil en bandas.....	99
Figura 51. Medidas de la sección transversal de la banda.	100
Figura 52. Esquema del eje primario.	112
Figura 53. Diagrama de fuerzas en el eje principal.	112
Figura 54. Diagrama fuerza cortante y momento flector en el plano YZ del eje principal.	114
Figura 55. Momento en el punto C.	115
Figura 56. Diagrama fuerza cortante y momento flector en el plano XZ del eje principal.	116
Figura 57. Soporte de pie con rodamiento de bolas para ejes de 22.225mm de diámetro.....	125
Figura 58. Esquema del eje secundario.....	127
Figura 59. Diagrama de fuerzas en el eje secundario.	127
Figura 60. Diagrama fuerza cortante y momento flector en el plano XZ del eje secundario.	129
Figura 61. Soporte de pie con rodamiento de bolas para ejes de 19.05mm de diámetro.....	137
Figura 62. Diagrama de cuerpo libre del elemento de empuje.	140
Figura 63. Diagrama de cuerpo libre del elemento 1.....	142
Figura 64. Análisis en el nodo A.	144
Figura 65. Dimensiones de un resorte de extensión.	150
Figura 66. Soporte del cilindro.	164
Figura 67. Generador eléctrico.	166
Figura 68. Diagrama fuerza cortante y momento flector del eje motriz.....	178
Figura 69. Eje motriz de la máquina.....	179
Figura 70. Deformación total en el eje motriz.	181
Figura 71. Esfuerzo máximo en el eje motriz.	181
Figura 72. Deformación en la estructura.....	182
Figura 73. Máximo esfuerzo en la estructura.....	182
Figura 74. Deformación en el cilindro despulpador.	183
Figura 75. Esfuerzo máximo en el cilindro despulpador.	184

Lista de tablas

Tabla 1. Producción nacional de cacao por departamentos 2009-2019 (Ton).....	18
Tabla 2. Producción mundial de cacao por países 2008/2009 a 2012/2013 (Miles de Ton)	20
Tabla 3. Dimensiones de cadenas estándares de rodillos americanas: torón sencillo	41
Tabla 4. Propuesta de producto.....	60
Tabla 5. Requerimientos del cliente.....	65
Tabla 6. Evaluación de los requerimientos del cliente	66
Tabla 7. Traducción de los requerimientos del cliente a especificaciones de ingeniería	68
Tabla 8. Análisis funcional de la máquina cortadora y despulpadora de cacao.	77
Tabla 9. Matriz morfológica	79
Tabla 10. Análisis de concepto ganador	80
Tabla 11. Parametrización del fruto de cacao	85
Tabla 12. Secciones de bandas en V	99
Tabla 13. Características del resorte seleccionado	150
Tabla 14. Características de la banda.....	157
Tabla 15. Resumen de los cálculos realizados.....	166
Tabla 16. Sistema de transmisión de potencia por banda trapezoidal	171
Tabla 17. Sistema de alimentación por cadena de rodillos.....	172
Tabla 18. Sistema de corte	174
Tabla 19. Sistema de despulpado y su transmisión de potencia	175
Tabla 20. Otras piezas y accesorios de la maquina cortadora y despulpadora de cacao	176
Tabla 21. Maquina cortadora y despulpadora de cacao	184
Tabla 22. Cotización de los materiales	189

Lista de apéndices

Apéndice A. Dimensiones de cadenas estándares de rodillos americanas.	200
Apéndice B. Factores de servicio para transmisiones por cadena.	202
Apéndice C. Capacidad de potencia para cadenas número 40.	203
Apéndice D. Factores de servicio para bandas en V.	204
Apéndice E. Circunferencias interiores de bandas en V estándar.	205
Apéndice F. Potencias nominales de bandas en V estándar.	206
Apéndice G. Factor de corrección del ángulo de contacto K1 para transmisiones de banda plana.	207
Apéndice H. Factor de corrección de longitud de banda K2.	208
Apéndice I. Algunos parámetros de bandas en V.	209
Apéndice J. Parámetros de durabilidad para algunas secciones de banda en V.	210
Apéndice K. Resultados de ensayos a la tensión de algunos metales.	211
Apéndice L. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.	212
Apéndice M. Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.	213
Apéndice N. Factores de confiabilidad Ke correspondientes a 8 desviaciones estándar.	214
Apéndice O. Catálogo de resortes.	215
Apéndice P. Propiedades de algunos materiales de las bandas planas y redondas.	216
Apéndice Q. Factor de corrección de polea Cp para bandas planas.	217
Apéndice R. Planos.	218

Nomenclatura

V : Velocidad del elemento mecánico flexible (cadena o banda).
 Z : Numero de dientes de la Catarina.
 p : Paso de la cadena en pulgadas.
 n : Numero de revoluciones.
 H_i : Potencia nominal.
 H_d : Potencia de diseño.
 f_s : Factor de servicio.
 r_v : Relación de velocidades.
 D : Diámetro mayor (Catarina o Polea).
 d : Diámetro menor (Catarina o Polea).
 l/p : Longitud de la cadena en pasos.
 C : Distancia entre centros.
 N_H : Número de hileras de la cadena.
 N_C : Número de la cadena.
 L_C : Longitud de la cadena.
 F_{es} : Fuerza en los eslabones.
 σ_{es} : Esfuerzo normal en los eslabones.
 F_{cad} : Fuerza de la cadena.
 G : Peso de la cadena por cada pie de su longitud.
 $d_{rodillo}$: Diámetro del rodillo de la cadena.
 τ_{cor} : Esfuerzo cortante de la cadena.
 H_1 : Potencia nominal limitada por placa del eslabón de la cadena.
 H_2 : Potencia nominal limitada por los rodillos de la cadena.
 K_r : Constante dada según el número de la cadena.
 h : Vida de la cadena en horas.
 l_p : Longitud de la banda.
 L_i : Longitud estándar de la correa.
 H_{tab} : Potencia tabula.
 H_a : Potencia permitida por la banda.
 H_{nom} : Potencia nominal.
 K_1 : Factor de corrección del ángulo de cobertura.
 K_2 : Factor de corrección de la longitud de la banda.
 N_b : Número de bandas necesarias para el sistema.
 ΔF : Diferencia de fuerzas en la banda.
 F_c : Tensión centrífuga.
 F_1 : Tensión mayor de la banda.
 F_2 : Tensión menor de la banda.
 F_i : Tensión inicial de la banda.
 θ_c : Ángulo de la banda con la polea de mayor diámetro.
 θ_d : Ángulo de la banda con la polea de menor diámetro.
 f : Coeficiente de fricción entre la banda y la polea.
 n_{fs} : Factor de servicio de seguridad del sistema de transmisión.
 N_p : Numero de pasadas.

t: vida de la banda en horas.

T: Torque.

P: Potencia.

F: Fuerza.

M: Momento.

S_y : Resistencia a la fluencia.

S_{ut} : Resistencia a la tensión.

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

K_a : Factor de superficie.

K_b : Factor de tamaño.

K_c : Factor de carga.

K_d : Factor de temperatura.

K_e : Factor de confiabilidad.

K_f : Factor de efectos varios.

S_e : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

K_f : Factor de concentración del esfuerzo por fatiga.

q: Sensibilidad a la muesca.

\sqrt{a} : Constante de Neuber.

L: Longitud de la cuña.

w: Ancho de la cuña.

L_{10} : Vida nominal en millones de revoluciones

F_r : Fuerza radial en los rodamientos.

C_d : Capacidad de carga dinámica.

σ : Esfuerzo normal.

τ : Esfuerzo cortante.

A: Área.

I: Momento de inercia.

b: Ancho de la banda plana.

W: Peso de la banda plana por cada pie de longitud.

Capítulo 1. Diseño de una máquina cortadora y despulpadora de cacao para la finca la esmeralda del municipio de San Martín, Cesar - Colombia.

1.1. Planteamiento del problema

En la finca la esmeralda del municipio de san Martín, se prevé aproximadamente una producción de 20000 kg de cacao al año, debido a esta producción, la finca requiere de maquinaria idónea para tratar de disminuir el tiempo y aumentar la calidad en las diferentes etapas de la producción del cacao; Adicionalmente, en la recopilación de datos de primer y segundo nivel realizada hasta el momento en la finca la esmeralda para la definición del problema, se observó que existe escasez de empresas nacionales que brinden soluciones a este tipo de necesidad (Maquina), esto se debe al desconocimiento por parte de los cultivadores de cacao sobre las nuevas tecnologías que pueden aplicarse en el proceso productivo.

Para el procesamiento de cacao, se debe tener en cuenta el lugar de trabajo, donde se pueden evidenciar algunos factores de riesgo de salud ocupacional, debido a que los trabajadores de la finca la esmeralda se encuentran sentados en bancos o en el suelo, tomando un machete en su mano y en la otra la mazorca, realizan movimientos rápidos y repetitivos logrando así cortes que separan la cascara de los granos, la manipulación directa de una herramienta corto punzante puede ocasionar cortes en las manos de los trabajadores, debido a que su seguridad depende de la habilidad que tenga el individuo para manipular su herramienta; adicionalmente, los cultivos son el hogar de muchas especies como: serpientes, alacranes y arañas, las cuales pueden entrar en contacto con los trabajadores. Es de esta forma que en gran parte de la jornada laboral la posición

de su columna no es la correcta, lo que genera molestias en cuello, hombros, espalda media y lumbar de los trabajadores.

1.2. Formulación del problema

¿Cuál será el diseño óptimo de una máquina cortadora y despulpadora de cacao aplicando la metodología QFD para la finca la esmeralda del municipio de San Martín, Colombia, con la finalidad de reducir los costos de producción?

1.3. Objetivos

1.3.1. General

Diseñar una máquina cortadora y despulpadora de cacao aplicando la metodología QFD para la finca la esmeralda del municipio de San Martín, Cesar - Colombia.

1.3.2. Específicos

- Identificar los diferentes tipos de máquinas existentes para el procesamiento de cacao mediante la revisión de fuentes bibliográficas en las diferentes bases de datos existentes.
- Definir el modelo geométrico de la máquina cortadora y despulpadora de cacao de acuerdo con los requisitos establecidos por el cliente aplicando la metodología QFD.

- Calcular cada uno de los elementos constitutivos de la máquina cortadora y despulpadora, utilizando teorías de diseño mecánico.
- Analizar mediante simulación numérica los esfuerzos generados sobre los elementos más importantes de la máquina, utilizando el software SolidWorks y ANSYS.

1.4. Justificación

Con el diseño de la maquina cortadora y despulpadora de cacao se pretende optimizar la calidad y productividad en la obtención del grano en baba, la implementación de tecnología en esta etapa genera beneficios como aumento de la calidad del producto, evitando el corte o daño del grano y reducción en los tiempos de operación (Parra Tirado & Guzmán Calderón, 2018).

Teniendo en cuenta lo anterior, esta máquina es de fácil manejo y de bajo costo, lo que beneficiará a la finca la esmeralda, teniendo en cuenta que, el proceso de corte y despulpado de mazorcas de cacao dejará de realizarse de forma manual, generando beneficios como la obtención de un producto de calidad, reducción de tiempos de corte-despulpado, y, por lo tanto, el aumento en sus recursos económicos y financieros.

1.5. Delimitaciones

1.5.1. Geográfica.

Este trabajo de investigación se desarrollará haciendo uso de los softwares CAD de la Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña. Asimismo, desde la ciudad de San Martín, Cesar por parte del estudiante, con la asesoría del director del proyecto desde la ciudad de México, México, teniendo en cuenta la contingencia generada por la pandemia de Covid-19.

1.5.2. Temporal

El trabajo comprende un periodo de 8 a 10 semanas del año en curso a partir de la fecha de aprobación del anteproyecto.

1.5.3. Conceptual

El proyecto está basado bajo los conceptos de cálculo de elementos de máquinas, corte y despulpado de cacao, normativa para la implementación de máquinas para el procesado de alimentos.

1.5.4. Operativa

El proyecto se desarrolla en salas de cómputo y biblioteca de la Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña.

Capítulo 2. Marco referencial

2.1. Marco histórico

En tiempos ambiguos las diferentes tribus como los chichimecas, toltecas y aztecas utilizaban diferentes herramientas como hachas de piedra, cuchillos de pedernal y cuchillos de andesita los cuales eran de una forma de roca volcánica. Como podemos notar, todas estas herramientas fueron elaboradas gran variedad de rocas las cuales eran partidas, generando así, zonas con aristas bastante reducidas con las que procedían a realizar cortes en las mazorcas de cacao, ya en los últimos siglos antes de la conquista española fue que el trabajo en metal llegó a México, ya con esto se dejó de un lado el uso de las rocas y se pasó a abrir las mazorcas con hojas de metal. No es hasta el año 2018 en que dos empresas brasileñas deciden fabricar y distribuir máquinas que realizaran el proceso de corte y despulpado de cacao, estando estas compuestas por un sistema para cada proceso, en otras palabras, cuentan con un sistema de alimentación, uno de corte y uno de despulpado (García 1936).

2.1.1. Antecedente a nivel internacional

La empresa MECAL ENGENHARIA LTDA de origen brasileño, fabricó una máquina llamada Mecal-70. Esta máquina posee un sistema de transmisión de potencia por medio de energía eléctrica, la cual consiste en una estación de energía de 7000 W, un panel de control que regula la energía suministrada a dos servomotores, un sistema de alimentación por medio de bandas en V metálicas, un cilindro despulpador y un sistema de corte mediante discos. Esta

máquina se diseñó teniendo en cuenta conceptos de cálculo de elementos de máquinas, selección de materiales según su uso, también se tuvo en cuenta las diferentes normativas para el procesado de alimentos. Todo lo mencionado anteriormente, tuvo como propósito poder cortar y despulpar las mazorcas de cacao sin causar riesgos tanto para los operadores de la máquina como para las almendras del cacao, esta máquina fue diseñada para una capacidad de poder procesar 70 mazorcas de cacao por minuto (Evermarkgroup 2015).

Posteriormente, la empresa PINHALENSE desarrolló en Brasil su propia máquina para el procesado de mazorcas de cacao, esta máquina debido a su tamaño y a sus prestaciones se centraba en la gran industria del chocolate, ya que debía estar en una planta de producción con acceso a la red eléctrica. Esta máquina cortadora de cacao se dividía en dos zonas, la de alimentación y trituración de la fruta, también tenía una tolva en la parte superior, dos rodillos conectados a un motor eléctrico para su respectivo accionamiento, un tamiz con sistema de vibración, una cinta transportadora, por último, tenía un sistema que separaba los componentes para poder obtener un producto final de calidad y libre de trozos de cascara (Pinhalense 2009).

Por otra parte, la maquina CCN51 elaborada en Ecuador poseía como sistema de alimentación una tolva ubicada en la parte superior de la máquina, unida a esta sección había un sistema de trituración de mazorcas, donde los trozos de cascara de la mazorca se mezclaban con la semilla y luego estos se movían por medio de una cinta transportadora hacia el sistema de separación por centrifugación, usando esta forma de separación de las semillas, se observa que estas salen perpendiculares a la rotación del tambor por medio de orificios en este. Usando una

cinta transportadora inclinada se permitía guiar la pulpa hacia una zona de concentración (El gringo 2014).

2.1.2. Antecedente a nivel nacional

En Colombia, los investigadores Parra Tirado & Guzmán Calderón, (2018) diseñaron y construyeron en la ciudad de Bogotá un prototipo de máquina para la obtención de semillas de cacao, para poder lograr su objetivo implementaron un sistema de corte por discos, también un sistema de separación mediante cilindro con orificios y una alimentación por medio de cadena de rodillos. Para el diseño de esta máquina se realizaron pruebas de corte a la mazorca de cacao para determinar a qué fuerza se quebraba, esta máquina fue diseñada para una capacidad de 640 kg/h de masa neta de cacao (Parra Tirado and Guzmán Calderón 2018).

Por consiguiente, Centeno Gómez, (2018) diseñó en la ciudad de Bucaramanga una máquina para despulpar cacao, para ello dio a conocer 5 alternativas diferentes, de las cuales seleccionó la mejor acorde a las necesidades del cliente, esta alternativa la llamó A5, la cual consistió de un sistema manual de transmisión de potencia tanto para mover el cilindro perforado como para realizar el corte mediante discos a la mazorca, esta máquina tiene la ventaja de ser desarmada en dos partes para poder ser transportada, también posee un ducto por donde el usuario introducirá el fruto (Centeno Gómez 2018).

Todas estas máquinas mencionadas anteriormente poseen 3 zonas para procesar las mazorcas de cacao, estas son: la zona de alimentación, la zona de corte y la zona de despulpado. a pesar de tener esta similitud, cada máquina posee una forma característica de realizar el

proceso, por ejemplo, la máquina diseñada por Centeno Gómez tiene una zona de alimentación compuesta por un ducto del diámetro de las mazorcas de cacao, mientras que otras como la CCN51 posee una tolva o la Mecal-70 que incorpora una banda metálica en V. Teniendo en cuenta lo anterior, la máquina que se va a desarrollar en este proyecto de investigación tendrá un sistema de alimentación por medio de cadena de rodillos con la longitud requerida para poder posicionar la cantidad de mazorcas necesarias y cumplir con la producción de la máquina (4700 mazorcas por hora); asimismo, en la zona de corte tendrá dos discos posicionados de forma horizontal sobre dos rieles, los cuales le brindan la capacidad de ajustarse al tamaño de las mazorcas, para despulpar las mazorcas cortadas, donde se usará un cilindro con orificios a lo largo de este y posicionados en espiral teniendo en cuenta su movimiento, el cilindro será accionado por un sistema de transmisión de potencia por banda plana, con una estructura rígida, un generador de electricidad a gasolina para poder ponerla en marcha en lugares sin acceso a la red eléctrica teniendo en cuenta las necesidades establecidas por los clientes, por último, la máquina poseerá sus respectivas llantas con cojinetes rodantes y sus ejes.

2.1.3. Antecedente a nivel regional

A nivel regional no se encontró documentación sobre máquinas que realicen el proceso de corte y despulpado de cacao.

2.2. Marco conceptual

El cacao es una planta robusta, leñosa y de bajo crecimiento, de hasta 10 m de altura y con una copa abierta de 6 m de diámetro. La ramificación es característica de la especie, y consiste

en niveles sucesivos de espirales de 3 a 5 ramas laterales. La figura 1 muestra los principales procesos durante la obtención del cacao en baba.

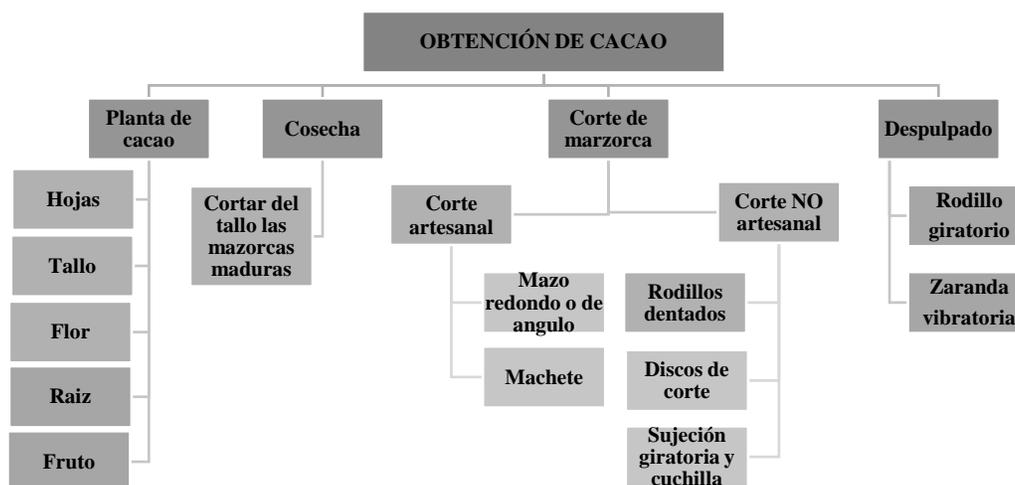


Figura 1. Esquema del proceso de la obtención del cacao en baba. Fuente: Elaboración propia.

2.2.1. Descripción de las plantas de cacao

Las hojas de las plantas de cacao son simples, alternas y sin estipulaciones; hoja aplanada oblonga o elíptica con borde completo, ápice acuminado, base redondeada, dimensiones de 20 a 60 cm de largo y 4 a 12 cm de ancho, haz verde claro, glabro; parte inferior pubescente y vena principal prominente; pecíolo corto, 2-3 cm. o longitud hasta 10 cm (Becerra and Siadén 2018).

2.2.1.1. Las hojas

Las hojas jóvenes están pigmentadas y de un color que puede variar entre cultivares o clones, pueden pasar de verde pálido a rosa o morado. Son péndulos de consistencia suave,

acompañados en su base por estipulas que se desprenderán y caerán rápidamente, como se muestra en la figura 2 (Arvelo et al. 2017).



Figura 2. Las hojas del cacao. (Estrada, Romero, and Moreno 2011). Obtenido <https://www.catie.ac.cr/blog/guia-tecnica-del-cultivo-del-cacao-manejado-con-tecnicas-agroecologicas/>

2.2.1.2. El tallo

El tallo del cacao es ortotrófico y alcanza una altura de 1.2 a 1.5 m entre los 10 a 18 meses, completa una fase de su desarrollo, pierde su brote terminal y forma una horquilla o espiral que contiene de 3 a 5 ramas de crecimiento, como se muestra en la figura 3 (Arvelo et al. 2017).



Figura 3. Tallo con buena resistencia. (Barón 2016). Obtenido https://www.fedecacao.com.co/portal/images/Ing._Jos%C3%A9_David_Bar%C3%B3n_-_El_cultivo_del_Cacao_un_negocio_rentable_competitivo_y_ambientalmente_sostenible_en_Colombia_2016.pdf

2.2.1.3. Las raíces

Su sistema de raíces es giratorio y de rápido crecimiento, seis conjuntos de raíces laterales de desarrollo horizontal. En los primeros 20-25 cm de suelo desde el cuello de la raíz, como se muestra en la figura 4 (Arvelo et al. 2017).

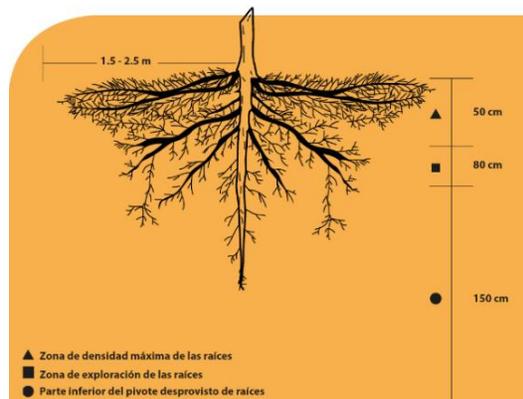


Figura 4. Raíz del cacao vista lateral. (Echeverri Rodríguez 2013). Obtenido https://www.ciaorganico.net/documypublic/812_librosagronicos.blogspot.com-_Cacao._Manual_para_productores_org%C3%A1nicos_1.pdf

2.2.1.4. La flor

El cacao es cauliflor, produciendo una inflorescencia en pequeñas flores (figura 5). La flor es hermafrodita, de entre 1 y 2 cm de diámetro, pentámera y sostenida por un pedicelo de 1 a 3 cm. Tiene cinco sépalos unidos en su base, blanco o rosa, con pétalos alternos fusionados a los sépalos (Arvelo et al. 2017).



Figura 5. Flor de cacao. (Echeverri Rodríguez 2013). Obtenido https://www.ciaorganico.net/documypublic/812_librosagronicos.blogspot.com-_Cacao._Manual_para_productores_org%C3%A1nicos_1.pdf

2.2.2. El fruto de cacao y sus características.

El cacao (*Theobroma*) nombre genérico que deriva de las palabras griegas: θεός teos = "dios" + βρώμα broma = "alimento" que significa "alimento de los dioses", pertenece a la familia Esterculiáceas (*Sterculiaceae*). El fruto es una baya elipsoidal, ovoide, fusiforme, oblonga o esférica, que contiene de 20 a 40 semillas que se utilizan como ingrediente principal en el chocolate; están rodeados por una pulpa, mide de 10 a 25 cm de largo y pesa de 200 a 500 g (figura 6 y figura 7). Las semillas son aplanadas y elipsoides de 2-4 cm de largo y contienen un meollo amargo; de la materia grasa, se extrae la manteca de cacao. Una vez fermentados y secados al sol, se desprenden de su capa de semillas, después de la tostada, se extraen los ingredientes principales del chocolate (Cooperación Alemana al Desarrollo - GIZ 2013).



Figura 6. Descriptores morfológicos del fruto de cacao. (Phillips 2012). Obtenido https://www.worldcocoaoundation.org/wp-content/uploads/files_mf/phillipsmora2012clones4.64mb.pdf

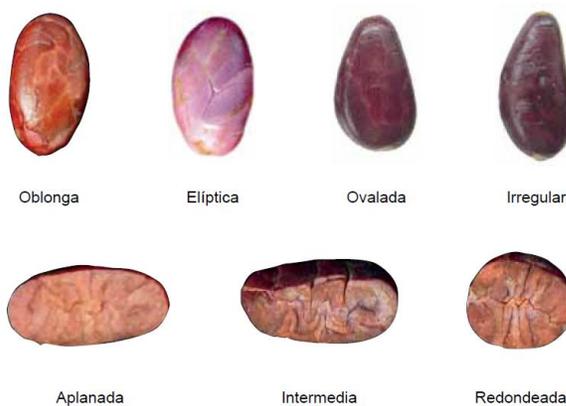


Figura 7. Forma de la semilla (parte superior) y forma del corte transversal (parte inferior). (Phillips 2012). Obtenido https://www.worldcocoaoundation.org/wp-content/uploads/files_mf/phillipsmora2012clones4.64mb.pdf

2.2.2.1. Tipos de cacao

Existen básicamente tres tipos de cultivos de los que se liberan variedades, híbridos y clones plantados en todo el mundo: los llamados criollos, forasteros y trinitarios.

2.2.2.1.1. *Cacao criollo*

Tienen su origen en el norte de América del Sur y América Central, se caracterizan por un sabor dulce y aromático, se encuentran principalmente en Venezuela, América Central, Papua Nueva Guinea, Antillas del Caribe, Sri Lanka, Timor Oriental y Java. Este tipo de cacao dominó el mercado internacional hasta mediados del siglo XVIII. Debido a su alta susceptibilidad a enfermedades y baja productividad, se ha reducido como cultivo y en el mercado. Se caracterizan por frutos alargados con una punta pronunciada, curva y afilada. La superficie de estas frutas suele ser rugosa, delgada, de color verde con manchas de salpicadura que van del rojo a la púrpura oscura (figura 8). Los frutos por lo general poseen diez surcos muy profundos; sus granos son grandes, gruesos, casi redondos, con cotiledones blancos o pobremente pigmentados, bajos en tanino; Rico en aromas y sabores. De estos cacaos se obtiene chocolate de alta calidad (Arvelo et al. 2017).



Figura 8. Mazorca de cacao criollo. (Arvelo et al. 2017). Obtenido <https://repositorio.iica.int/bitstream/11324/6181/1/BVE17089191e.pdf>

2.2.2.1.2. *Cacao forastero*

Este tipo controla la producción y el comercio mundial de granos, es originario de la cuenca del Amazonas y se producen en los cuatro continentes productores de cacao (África, Asia, América y Oceanía), una de sus particularidades es que posee frutos generalmente ovalados y cortos, con colores diversos, entre verde y amarillo cuando están maduros, son lisos, con una corteza gruesa y lignificada en el interior. Asimismo, contiene granos pequeños y aplanados, con colores que van desde el morado profundo al morado pálido, dependiendo del contenido de tanino (figura 9). En este tipo de cacao se basa la gran biodiversidad de las especies en función de la población silvestre; sin embargo, se ha concretado que la base genética de la población cultivada se reduce, ya que depende en gran medida del subtipo amelonado (Arvelo et al. 2017).



Figura 9. Mazorca de cacao forastero. (Arvelo et al. 2017). Obtenido <https://repositorio.iica.int/bitstream/11324/6181/1/BVE17089191e.pdf>

2.2.2.1.3. *Cacao trinitario*

Estos son tipos producto de la hibridación entre criollos y extraños. Son muy heterogéneos genética y morfológicamente, aunque no es posible delimitarlos por características externas comunes, esta planta es fuerte con frutos verdes o pigmentados y con semillas que van de la púrpura oscura al rosa pálido. Su procedencia está establecida en Trinidad y Tobago, y se presume que la hibridación fue el resultado de un proceso de cruce espontáneo y natural; aunque de origen antropogénico (figura 10). Hoy su cultivo está muy extendido en América y en algunos países africanos (Trinidad y Tobago, Venezuela, Ecuador, México, América Central, Camerún, Samoa, Sri Lanka, Java y Papúa Nueva Guinea) y representa alrededor del 15% de la producción mundial. Sus granos bien procesados, así como los de cacao autóctono, son identificados en el mercado por su calidad (Arvelo et al. 2017).



Figura 10. Mazorca de cacao forastero. (Arvelo et al. 2017). Obtenido <https://repositorio.iica.int/bitstream/11324/6181/1/BVE17089191e.pdf>

2.2.3. Producción de cacao en Colombia

Colombia produce cacao de muy buena calidad, reconocidos a nivel mundial por ser finos en sabor y aroma, y pertenecen al tercer grupo de productos con la mayor ventaja comparativa del país sobre sus competidores internacionales, dadas las condiciones agroecológicas teniendo en cuenta condiciones de clima, humedad y su asociación con otros cultivos (Superintendencia de industria y comercio 2011).

La producción nacional es constante durante todo el año, pero con dos picos distintivos de producción, los cuales son en noviembre-diciembre-enero y abril-mayo-junio. En los últimos diez años como se observa en la figura 11, Colombia ha consignado un crecimiento significativo en cuanto a producción de cacao respecta, pasando de 36.118 toneladas en 2009 a 59.740 en 2019 (Fedecacao 2020).

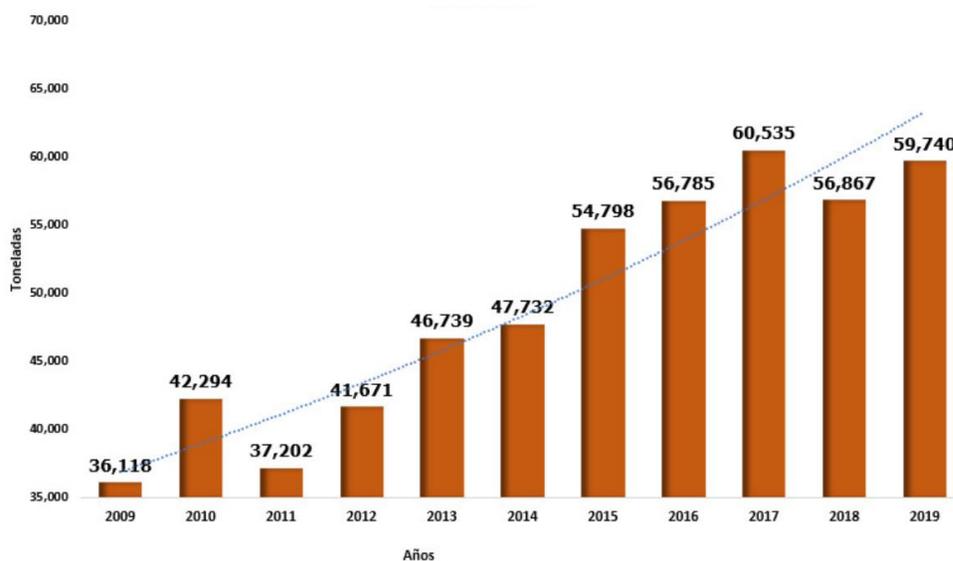


Figura 11. Producción promedio de cacao en el año 2009-2019. (Fedecacao 2015). Obtenido <https://www.fedecacao.com.co/portal/index.php/es/2015-02-12-17-20-59/nacionales>

En Colombia, el cacao se cultiva en casi todo el territorio nacional, pero su cultivo se concentra principalmente en cuatro zonas agroecológicas: i) Montaña Santandereana, que incluye los departamentos de Santander y Norte de Santander. ii) Valles secos interandinos que comprenden los departamentos de Huila, al sur de Tolima y al norte de Magdalena. iii) Selva tropical que incluye las regiones de Urabá, Tumaco, Catatumbo, Arauca, Meta y Magdalena y, iv) Zona cafetalera de Baja Marginal: Gran Caldas, suroeste de Antioquia y norte de Tolima (Superintendencia de industria y comercio 2011).

Tabla 1

Producción nacional de cacao por departamentos 2009-2019 (Ton)

DPTO/AÑO	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019
Santander	17.272	19.411	16.165	16.225	19.517	19.085	22.424	22.117	23.042	23.574	25.158
Antioquia	2.030	3.254	2.537	3.377	3.478	3.553	4.391	5.285	5.407	4.905	5.259
Arauca	3.967	3.988	6.495	4.501	4.532	5.448	5.629	6.398	5.037	4.478	4.546
Huila	3.009	4.237	2.172	3.708	3.166	3.301	3.787	4.159	4.822	4.466	4.051
Tolima	2.059	2.892	1.569	1.986	3.054	2.515	3.547	3.527	4.59	4.108	3.928
Nariño	1.795	1.152	2.289	2.882	2.711	2.763	2.876	2.059	2.871	3.376	3.285
Cesar	882	735	729	914	1.178	1.243	1.046	1.169	1.734	1.902	1.531
Meta	676	965	199	1.023	1.155	1.486	1.592	1.843	2.071	1.61	2.134
Cundinamarca	551	957	630	944	1.477	1.573	1.604	2.141	2.115	1.504	2.211
N. Santander	1.339	1.609	1.002	2.153	1.779	1.428	1.814	1.656	1.786	1.101	1.512
Putumayo	10	126	437	330	503	590	868	1.004	1.188	998	869
Caldas	491	497	166	287	561	421	452	820	1.016	967	1.065
Boyacá	219	201	563	446	810	683	1.03	1.021	974	867	1.191
Cauca	263	331	287	373	310	414	450	583	595	732	454
Bolívar	314	213	197	307	420	349	448	373	409	724	463
Valle del Cauca	452	716	913	725	527	953	558	690	505	427	277
Córdoba	81	216	221	249	358	437	485	659	457	401	710
Quindío	0	0	0	0	4	9	46	60	74	167	230
Chocó	61	19	24	212	322	385	332	454	605	162	134
Magdalena	192	238	181	230	186	162	200	366	420	138	170
Caquetá	139	123	145	149	149	207	113	106	177	114	350
Guaviare	0	0	14	58	0	83	146	155	287	64	83
Casanare	56	4	12	82	151	247	253	56	264	44	53
Risaralda	239	405	256	508	308	394	701	64	78	28	53
Vichada	0	0	0	0	0	0	2	3	6	6	14
Sucre	0	0	0	0	1	1	0	6	3	3	2
Guainía	12	5	0	0	77	0	1	0	0	1	0.2
La Guajira	8	0	0	1	5	2	2	7	1	0	4
Amazonas	0	0	0	0	0	0	0	2	0	0	0.4
Atlántico	1	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0.5
TOTAL	36.118	42.294	37.202	41.670	46.739	47.732	54.798	56.785	60.535	56.867	59.740

Nota: La producción de cacao en Colombia tuvo 2 años en los que bajó la producción. Obtenido de (Fedecacao 2015).

De la tabla 1, se puede observar que el departamento de Santander es donde se concentra cerca del 50% de la producción nacional de cacao. Se destacan también los departamentos de Antioquia, Arauca, Huila y Tolima. En estos cinco departamentos se concentra cerca del 80% de la producción nacional, como se muestra en la figura 12.

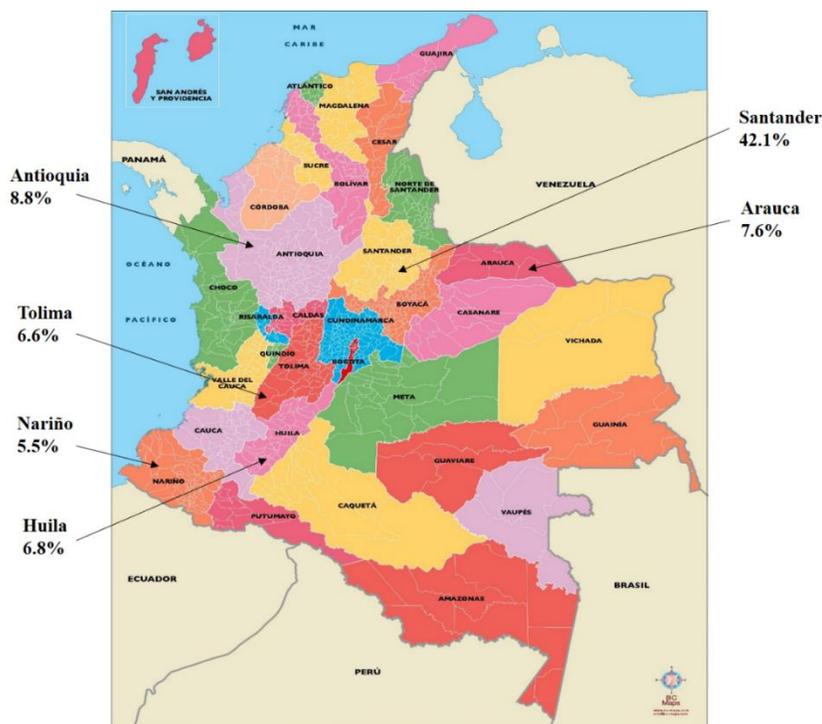


Figura 12. Porcentaje de participación de algunos departamentos en la producción de cacao. (Fedecacao 2020b). Obtenido <https://www.fedecacao.com.co/portal/index.php/es/2015-02-12-17-20-59/nacionales>

2.2.4. Producción de cacao en el mundo

El cacao se cultiva en países ubicados geográficamente en la franja tropical de la tierra, siendo una especie de origen americano, pero más sin embargo, la mayor producción de este cultivo se encuentra en África, el cual es un continente que tiene tres países productores principales que son: Costa Marfil, Ghana y Nigeria, en Asia y Oceanía; Indonesia, Nueva Guinea

y Malasia son los principales productores y en América, Brasil, Ecuador, Colombia y México se destacan (Rojas and Sacristán 2013).

Tabla 2

Producción mundial de cacao por países 2008/2009 a 2012/2013 (Miles de Ton)

Países	2008/2009	2009/2010	2010/2011	2011/2012	2012/2013
Camerún	223.6	208.5	228.5	206.5	225
Costa de Marfil	1223.2	1242.3	1511.3	1485.9	1475
Ghana	662.4	632.0	1024.6	879.3	820.0
Nigeria	250.0	235.0	240.0	235.0	220.0
Otros Países	157.2	167.9	219.6	111.7	86.0
Total, África	2516.4	2485.7	3224.0	2918.4	2826.0
Países	2008/2009	2009/2010	2010/2011	2011/2012	2012/2013
Brasil	157.0	161.2	199.8	220.0	195.0
Colombia	35.9	40.0	35.2	42.6	45.0
Rep. Dominicana	55.0	58.3	54.3	72.2	60.0
Ecuador	135.0	149.8	160.5	190.0	185.0
Perú	36.2	42.9	54.4	58.2	60.0
Otros Países	58.5	63.7	56.7	56.5	61.4
Total, América	477.6	515.9	560.9	639.5	606.4
Países	2008/2009	2009/2010	2010/2011	2011/2012	2012/2013
Indonesia	490.0	550.0	440.0	450.0	450.0
Malasia	22.4	15.1	7.5	4.0	7.0
Nueva Guinea	59.4	39.4	47.6	38.7	45.0
India	11.8	13.0	14.5	13.0	15.0
Otros Países	14.1	15.6	16.8	14.8	17.1
Total, Asia y Oceanía	597.7	633.1	526.4	520.5	534.1
TOTAL, MUNDIAL	3591.7	3634.7	4311.3	4078.4	3966.5

Obtenido de (Fedecacao 2013).

La producción para el año cacao 2012/2013 reflejó una disminución de 111,900 Ton en comparación con el año anterior. Esta disminución se produce desde 2010/2011 cuando se alcanzó la producción más alta de los últimos 5 años con 4 311 millones de Ton. De la

producción de cacao registrada en el año cacao 2012/2013, el 71.2% tuvo lugar en África, el 13.5% en Asia y Oceanía y solo el 15.3% en América. Entre los países, destaca la producción de Costa de Marfil, que produce el 37,2% de la producción mundial (figura 13). Con respecto a Colombia, la producción ha aumentado constantemente en los últimos dos años y se espera que esta tendencia continúe durante el año cacao 2013/2014 (Rojas and Sacristán 2013).

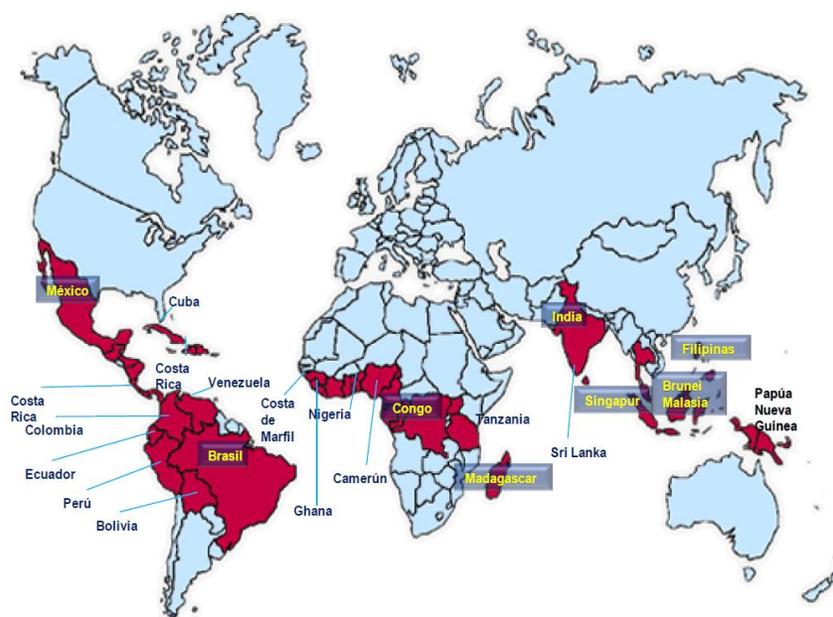


Figura 13. Ubicación de los principales países productores de cacao en grano en el mundo. (Rojas and Sacristán 2013). Obtenido https://www.fedecacao.com.co/site/images/recourses/pub_doctecnicos/fedecacao-pub-doc_05B.pdf

2.2.5. Cosecha y manejo de post cosecha de la mazorca de cacao

Al cosechar las mazorcas de cacao (frutos), se debe tener cuidado de no dañar los cojines de las flores, debido a que esto comprometerá la producción de nuevas frutas. La cosecha se realiza con una podadora, desinfectada y bien afilada, realizando un corte en el pedúnculo lo más cercano posible de la fruta (figura 14 y figura 15). Si las frutas están en la parte superior, se

puede usar una horquilla o un podón, siempre cuidando el cojín floral no sea maltratado o en el peor de los casos, dañado (Pérez 2017).



Figura 14. Cosecha de mazorcas con tijera. (Pérez 2017). Obtenido https://www.colombiamascompetitiva.com/wp-content/uploads/2018/10/Guia_de_buenas_practicas_de_poscosecha.pdf



Figura 15. Cosechando de mazorcas con horquilla. (Pérez 2017). Obtenido https://www.colombiamascompetitiva.com/wp-content/uploads/2018/10/Guia_de_buenas_practicas_de_poscosecha.pdf

2.2.5.1. Quiebre de mazorcas de cacao y separado de granos

El lugar seleccionado debe tener las siguientes características:

- Preferiblemente plano.
- Que no se encharque fácilmente.
- Equidistante y accesible desde los extremos de los lotes de cosecha.

Las mazorcas deben de estar recolectadas cerca de las personas que van a realizar el desgrane (figura 16).



Figura 16. Apilamiento de mazorcas. (Pérez 2017). Obtenido https://www.colombiamascompetitiva.com/wp-content/uploads/2018/10/Guia_de_buenas_practicas_de_poscosecha.pdf

Se debe extender un plástico limpio en el piso y tener al alcance cubos o bolsas en los que se almacenará el cacao fresco (figura 17). Es necesario tener recipientes suficientes para la cantidad de mazorcas cosechadas y para separar el cacao fresco de calidad del que no. Las frutas se quiebran con una herramienta contundente y sin filo para evitar dañar los granos de cacao. Las almendras se retiran separándolas de la placenta y se colocan en un cubo limpio, luego se colocan en una bolsa de polipropileno blanco limpio. Para abrir las mazorcas, se puede usar un pequeño machete, mazo u otro elemento para hacer este trabajo de manera eficiente y sin cortar

los granos. Las mazorcas con el color característico de la madurez apropiada deben seleccionarse de la pila, sin daños externos por enfermedades, insectos o animales como pájaros o ardillas. El cacao fresco de estas mazorcas se coloca en un recipiente limpio y no se debe mezclar con cacao fresco las mazorcas defectuosas, inmaduras o demasiado maduras (Pérez 2017).



Figura 17. Adecuación del lugar para quiebre de las mazorcas. (Pérez 2017). Obtenido https://www.colombiamascompetitiva.com/wpcontent/uploads/2018/10/Guia_de_buenas_practicas_de_poscosecha.pdf

2.2.5.2. Fermentación y secado

La fermentación consiste en colocar las almendras durante 7 días en unas cajas de madera también llamados "módulos de fermentación", las cajas de fermentación se posicionan en grupos de 7 cajas, formando así una serie de etapas, el cacao fresco se vierte en las cajas. La más alta se

transfiere a la siguiente hasta que alcanza la séptima y luego se seca (figura 18). El propósito de la fermentación es dar a las almendras un olor y color característicos (Becerra and Siadén 2018).



Figura 18. Módulo de fermentación. (Becerra and Siadén 2018). Obtenido <http://repositorio.unprg.edu.pe/handle/UNPRG/4024>

Luego de la fermentación del cacao se procede a secar las almendras al aire libre aprovechándola energía térmica del sol (figura 19). En la siguiente foto se muestra la forma de secar el cacao al sol.



Figura 19. Secado tradicional del cacao. (Becerra and Siadén 2018). Obtenido <http://repositorio.unprg.edu.pe/handle/UNPRG/4024>

2.2.5.3. Almacenamiento de la cosecha

Debido a que el grano seco de cacao adquiere fácilmente el olor de su entorno, este no debe almacenarse en lugares cercanos a fuentes de olores fuertes, como establos, cocinas y similares (figura 20). Los granos de cacao que se almacenarán deben poseer de un 7 a 8% de humedad. Si las condiciones de almacenamiento no son adecuadas, el cacao puede adquirir humedad y posiblemente dañarse. Debe tener un embalaje adecuado, como bolsas de yute.



Figura 20. Almacenamiento del cacao. (Becerra and Siadén 2018). Obtenido <http://repositorio.unprg.edu.pe/handle/UNPRG/4024>

2.2.6. Métodos de corte y despulpado de cacao

Actualmente, el corte y despulpado del cacao se realiza a mano o con máquina, este proceso consiste en cortar las mazorcas a lo largo o en sentido transversal para poder extraer los granos que luego seguirán un proceso primario para su conservación, a continuación se dará a

conocer la forma artesanal y no artesanal de realizar este proceso de corte y despulpado (Torres Guasca and Quevedo Salguero 2019).

2.2.6.1. Forma artesanal

El proceso de corte artesanal se realiza con un machete, un mazo de madera o una guillotina. En el corte con machete, el golpe debe ser con tal fuerza que rompa la cascara de la mazorca, produciendo un corte longitudinal con la condición de que no dañe los granos (figura 21). La herramienta utilizada en el proceso tiene inconvenientes tales como riesgos para el operador, bajo rendimiento y la posibilidad de dañar el grano (Moreno & Sánchez 1989).



Figura 21. Partiendo mazorcas con machete. (Moreno & Sánchez 1989). Obtenido https://www.academia.edu/11178170/Beneficio_del_Cacao

Las mazorcas también se pueden abrir con un mazo de madera dura, golpeando los lados una o dos veces para ayudar a la extracción de los granos. El mazo puede tener aproximadamente 30 cm de largo y 5 cm de diámetro desde el extremo (figura 22). En este caso, la mazorca puede apoyarse en un tronco resistente para una mayor efectividad del golpe. Este método es más recomendable porque no hay riesgo de accidente en la mano o daño a los granos. Además,

cuando el trabajador se familiariza con el mazo, puede lograr mayor rendimiento que con el machete.



Figura 22. Partiendo una mazorca con mazo redondo o de ángulo. (Moreno & Sánchez 1989).
Obtenido https://www.academia.edu/11178170/Beneficio_del_Cacao

Existe otro método para dividir las mazorcas utilizado en varias regiones como Colombia y otros países productores de cacao como Malasia. Consiste en ensamblar una pieza de machete relativamente grande con la parte sin filo hacia arriba, en un pequeño dispositivo similar a una "T" invertida de madera resistente (figura 23). La parte sin filo del machete se deja con una protuberancia en la madera, de aproximadamente 4 cm. La mazorca se rompe fácilmente al golpearla contra este artefacto. Se considera un método seguro tanto para el productor como para el grano.



Figura 23. Partiendo una mazorca con machete empotrado en un madero. (Moreno & Sánchez 1989).
Obtenido https://www.academia.edu/11178170/Beneficio_del_Cacao

Cualquiera de los tres métodos mencionados anteriormente dará buenos rendimientos, dependiendo en cada caso de la habilidad del operario. Pero se advierte que el mazo de madera y el machete ensamblado, no tienen riesgos tanto para el operario como para las almendras.

2.2.6.2. Forma no artesanal o sistema de corte de la maquina

En los casos de siembra donde se cosecha una gran cantidad de mazorcas, el proceso de corte y despulpado conlleva mucho tiempo y, a veces, es complicado si el talento humano es escaso. Esto justificó el hecho de que industriales, técnicos y algunos productores en varios países estén estudiando la alternativa de mecanizar esta tarea. La extracción de granos no artesanal se lleva a cabo mediante máquinas que trituran o cortan la mazorca para luego separar la cáscara de la pulpa, lo que reduce el tiempo, el riesgo para el operador y aumenta la productividad en la plantación. Sin embargo, algunos modelos construidos son de utilidad limitada debido a su falta de mejora, además del alto costo que su adquisición representa para la mayoría de los productores (Torres Guasca and Quevedo Salguero 2019).

2.2.6.2.1. Corte de mazorcas de cacao mediante rodillos dentados

Uno de los métodos para corte de mazorcas de cacao es la trituración mediante rodillos dentados, que atrapan las mazorcas y producen varias roturas en éstas para extraer las almendras de cacao al generar varias roturas en la mazorca, es más probable que se genere daños en la almendra de cacao, también se podrán filtrar pequeños trozos de la mazorca a la hora de separar la almendra, como se muestra en la figura 24.



Figura 24. Corte por medio de rodillos dentados. (Guerra 2017). Obtenido <https://repositorio.uide.edu.ec/handle/37000/2438>

2.2.6.2.2. Corte de mazorcas de cacao mediante discos

Este método está compuesto de dos discos, los cuales realizan cortes longitudinales tanto en la parte superior como en la inferior de la mazorca, las mazorcas son dirigidas y empujadas contra los discos por medio de una cinta transportadora.



Figura 25. Corte por medio de discos. (Martínez Gómez 2018). Obtenido <https://www.youtube.com/watch?v=DbZhiFLCyu8>.

2.2.6.2.3. Corte de mazorcas de cacao mediante cuchillas y sujeción giratoria

En este sistema de corte la mazorca de cacao es empujada por medio de la sujeción giratoria y dirigida hacia una cuchilla para así poder conseguir el corte longitudinal en la mazorca y dividirla en dos partes (figura 26).



Figura 26. Corte por medio de sujeción giratoria y cuchilla. (Cuenca 2020). Obtenido de <https://www.youtube.com/watch?v=6bZAW4nEikY>

2.2.7. Sistemas de alimentación en la maquina

Las máquinas que se han diseñado y construido hasta el momento, para el proceso de corte y despulpado de cacao utilizan, tres diferentes formas de dirigir la mazorca hacia el sistema de corte, las cuales se detallan a continuación:

2.2.7.1. Bandas transportadoras

Debido a que se requieren bandas para transportar materiales de un lugar a otro. Actualmente, tanto como en la industrial, la agroindustrial, la parte agrícola y minera, se usan bandas sin importar sus diferentes movimientos ya sea vertical, horizontal o inclinado, como se muestra en la figura 27 (Lopez Arenales n.d.).



Figura 27. Alimentación por banda transportadora metálica en V. (Martínez Gómez 2018).
Obtenido <https://www.youtube.com/watch?v=DbZhiFLCyu8>

2.2.7.2. Tolva

Para canalizar materiales granulados o pulverizados, entre otros, es necesario el uso de la tolva, el cual es un dispositivo comparable a un embudo grande destinado a depositar y canalizar estos materiales (figura 28). La tolva se monta en un marco permite el transporte. Generalmente tiene forma cónica y siempre tiene paredes inclinadas como las de un cono grande, de modo que la carga se realiza desde la parte superior y forma un cono, la evacuación se realiza a través de una puerta inferior (Ballón Gómez 2015).

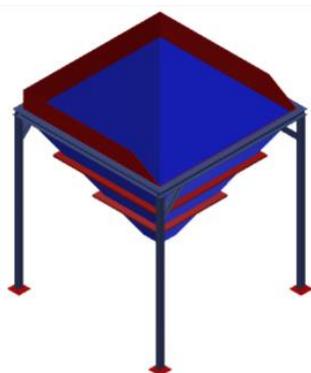


Figura 28. Alimentación por tolva. (Córdova Moreno and Sandoval Hasing 2016). Obtenido <https://www.dspace.espol.edu.ec/retrieve/93804/D-CD88295.pdf>

2.2.7.3. Cadena de rodillos

Este sistema está constituido por una cadena de rodillos acoplada en dos catarinas (figura 29), donde una de ellas es la que impulsa el sistema, para poder trasladar la mazorca de cacao hasta el sistema de corte se necesita un dispositivo de empuje el cual debe ir instalado en diferentes eslabones de la cadena. Este sistema se caracteriza por ser el menos costoso comparado con el de tolva y banda transportadora (Nieto, López, and Galvís 1985).

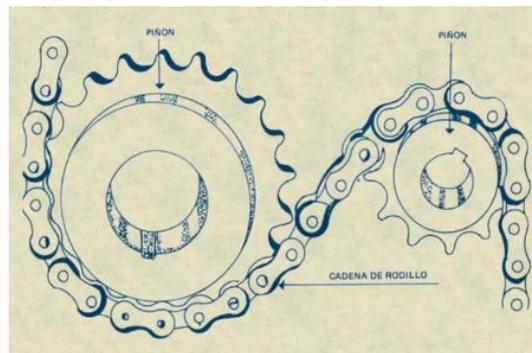


Figura 29. Cadena de rodillos. (Nieto, López, and Galvis 1985). Obtenido https://repositorio.sena.edu.co/bitstream/handle/11404/1374/7-montaje-de-ruedas-dentadas-para-cadena_op.pdf?sequence=12&isAllowed=y

2.2.8. Sistema de separación o tamizado

En esta zona de la maquina cortadora y despulpadora de cacao tiene como principal objetivo separar las almendras de la corteza de la mazorca cortada, para ello se usa cilindros con orificios o zarandas vibratorias rectangulares.

2.2.8.1. Cilindros con orificios

Luego de la etapa de corte de la mazorca viene la fase de despulpado. Una forma de separación entre la cáscara y la pulpa de cacao es mediante un cilindro con pequeños orificios, el cual gira a cierto número de revoluciones, debido a que el cilindro está permanentemente girando, las almendras se desprenden tanto de la corteza como de la placenta, siendo expulsadas por los orificios del cilindro y posteriormente recolectadas en diferentes tipos de recipientes que no sean metálicos.



Figura 30. Despulpador cilíndrico con orificio. (Martínez Gómez 2018). Obtenido de <https://www.youtube.com/watch?v=DbZhiFLCy8>

2.2.8.2. Zaranda vibratoria rectangular

La segunda forma de separación entre la cáscara y la pulpa de cacao es mediante tamices vibratorios, donde uno o dos motores-vibradores generan la vibración, lo que permite que el producto del proceso de corte pase por el tamiz (figura 31). Al final se recogen los granos que

salen por las rejillas frontales del tamiz y el resto de la cáscara se expulsa por la parte inferior del equipo (Carrasco n.d.).



Figura 31. Despulpador vibratorio. (Pinhalense 2009). Obtenido de <http://www.timsacr.com/online/modules/info/index.php?id=6>

2.3. Marco Teórico

Debido a que el presente proyecto es el diseño de una maquina cortador y despulpadora de cacao, se debe tener presente conceptos sobre el cálculo de elementos de máquinas, software tanto para el modelado 3D de piezas, como para la simulación de estas al ser sometidas a diferentes esfuerzos, selección de materiales de acuerdo a las necesidades y metodologías de diseño mecánico. A continuación, se mostrarán diferentes conceptos relacionados con la temática de investigación.

2.3.1. Metodología de diseño mecánico

Cualquier diseño debe tener en cuenta las cuatro fases del ciclo de vida de un producto. La primera fase es sobre el desarrollo del producto, la segunda fase es su producción, fabricación e

instalación, la tercera fase contiene todas las consideraciones importantes para el uso del producto y la cuarta fase, es responsable de la vida útil del producto. En la figura 32 se muestra un diagrama donde se identifica cada una de las fases mencionadas (Ullman 2010).

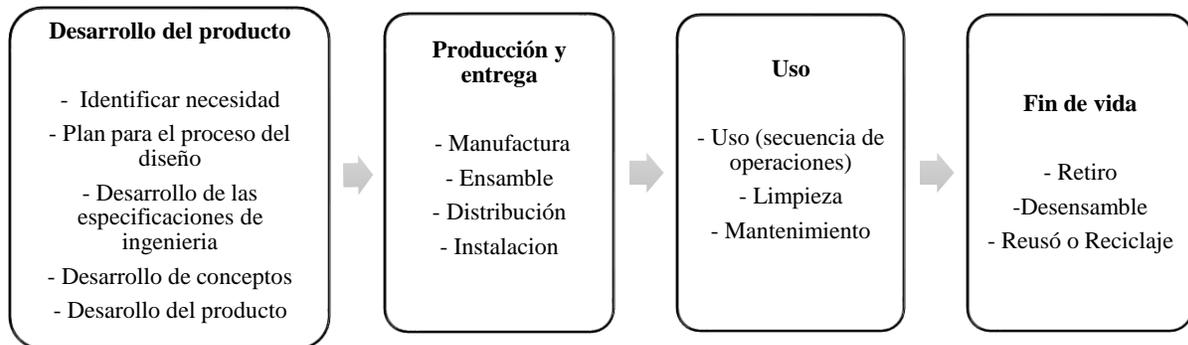


Figura 32. Ciclo de vida del producto. (Ullman, 2010). Obtenido <https://www.elsolucionario.org/the-mechanical-design-process-david-g-ullman-4th-edition/>

Independientemente del producto a desarrollar, existen una serie de fases que deben completarse para todos los proyectos de diseño mecánico, que se muestran en la figura 33 Para cada fase, se deben realizar una serie de actividades.

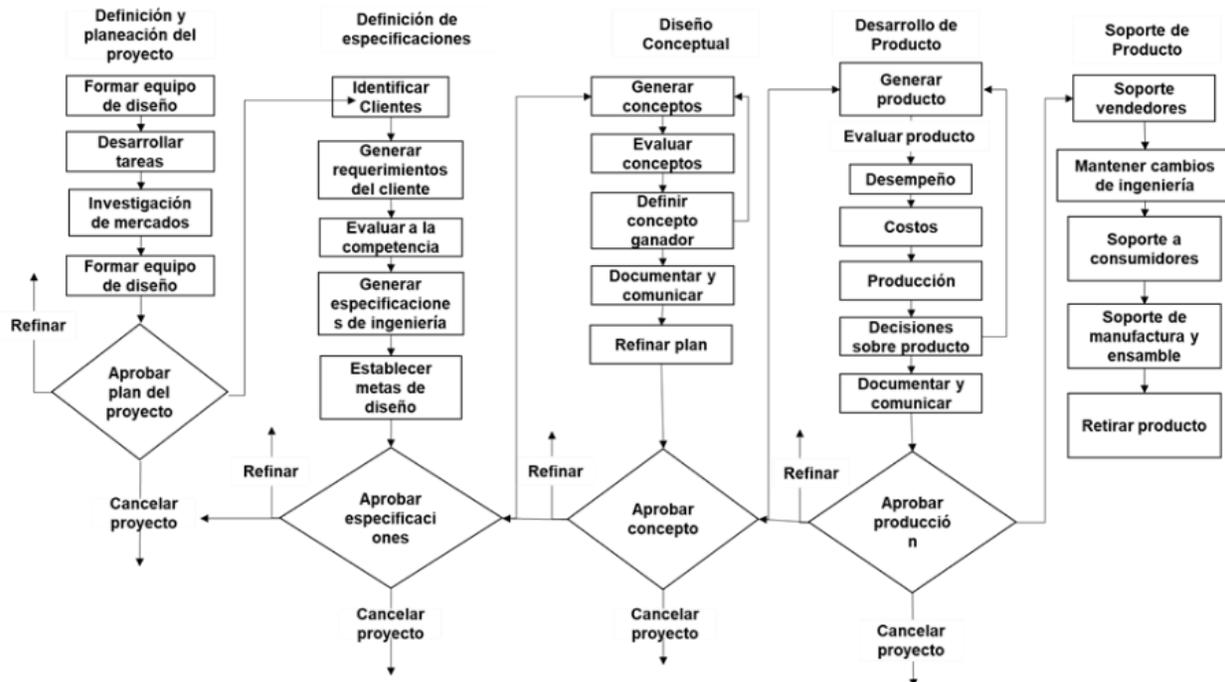


Figura 33. El proceso del diseño mecánico. (Ullman, 2010). Obtenido <https://www.elsolucionario.org/the-mechanical-design-process-david-g-ullman-4th-edition/>

Normalmente, los proyectos de diseño mecánico son parte de un requisito exigido por el cliente. La primera decisión es seleccionar el proyecto a desarrollar, que surge de un acuerdo con el equipo de diseño. Existen diferentes herramientas en el estudio de la alternativa a seleccionar, esta fase del diseño se conoce como descubrimiento de producto. Posteriormente, se genera un plan de proceso de diseño mecánico, una vez cumplida la necesidad y seleccionada la planificación del proyecto, se recogen los requerimientos del cliente, teniendo en cuenta todas las partes involucradas directa o indirectamente con el producto. Al final de esta fase, se generan las especificaciones técnicas y así se establecen los conceptos de diseño, que deben satisfacer los requerimientos del cliente, para establecer los objetivos de diseño del producto; al final de este paso, se desarrolla el producto (Ullman 2010).

2.4. Teorías de diseño

2.4.1. Cálculo de ejes y flechas

Una flecha es una pieza rotatoria, comúnmente, de sección transversal circular, que se utiliza para transmitir potencia o movimiento. Constituye el eje de rotación u oscilación de elementos como engranes, poleas, volantes de inercia, manivelas, ruedas dentadas o catarinas y miembros similares y, además, controla la geometría de su movimiento (Budynas and Nisbett 2012).

Es normal que las flechas generen esfuerzos de flexión, torsión o axiales debido a que estas transmiten potencia, estos esfuerzos no son necesarios evaluarlos en todos los puntos de la flecha, es suficiente realizarlo en unas ciertas ubicaciones potencialmente críticas. Comúnmente, estas ubicaciones se encuentran en la superficie exterior de la flecha, también en ubicaciones axiales donde el momento flexionante es alto, donde el par de torsión está presente y donde existen concentraciones de esfuerzo.

Los esfuerzos en los ejes de flexión, torsión o axiales se generan en componentes medios como alternantes. Para poder analizarlos se procede a combinar los esfuerzos alternantes y medios de Von Mises (Budynas and Nisbett 2012).

Se pueden introducir términos geométricos apropiados para I y J, si se tiene un eje sólido con sección transversal redonda, lo que resulta en:

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad \sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad \text{Ec. (1)}$$

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad \tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad \text{Ec. (2)}$$

Donde M_m y M_a son los momentos flexionantes medio y alternante, T_m y T_a son los pares de torsión medio y alternante, y K_f y K_{fs} son los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión, respectivamente.

Al combinar estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de Von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, están dados por:

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

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ec. (4)}$$

En determinadas circunstancias, los factores de concentración del esfuerzo se consideran opcionales para aquellos componentes medios con materiales dúctiles, debido a la capacidad de éstos de fluir localmente en la discontinuidad.

El criterio de falla por fatiga de Goodman modificada se expresa de la siguiente manera:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}}$$

De la sustitución de σ'_a y σ'_m en la Ec. (3) y Ec. (4) se obtiene.

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \quad \text{Ec. (5)}$$

Para diseñar el eje también es conveniente resolver la ecuación para el diámetro.

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right\} \right) \quad \text{Ec. (6)}$$

2.4.2. Sistemas de transmisión de potencia

2.4.2.1. Cadenas de Rodillos

Las cadenas de transmisión son la mejor opción para transmitir grandes cantidades de torque y para mover ejes de transmisión a velocidades de rotación bajas a medias. Estos sistemas son robustos y permiten trabajar a altas temperaturas, así como en condiciones ambientales variables, pero con la condición de una lubricación constante. El ancho es el espacio entre las placas de conexión interiores. Estas cadenas están fabricadas con hilos simples, dobles, triples y cuádruples como se muestra en la figura 34. Las dimensiones de los tamaños estándar se muestran en la tabla 3.

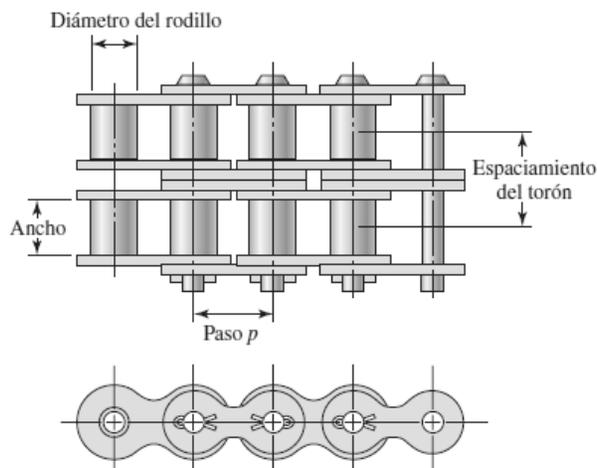


Figura 34. Parte de una cadena de rodillos de doble torón. (Budynas and Nisbett 2012). Obtenido <https://www.elsolucionario.org/disenio-en-ingenieria-mecanica-de-shigley-r-budynas-j-nisbett-9ed/>

Las siguientes tablas y ecuaciones requeridas para el diseño y selección del sistema de transmisión por cadena se presentan a continuación, estas tablas se han tabulado para cada velocidad y potencia requeridas en el sistema de transmisión.

Tabla 3

Dimensiones de cadenas estándares de rodillos americanas: torón sencillo

Numero de Cadenas ANSI	Paso, pulg (mm)	Ancho, Pulg (mm)	Resistencia mínima a la tensión, Lbf (N)	Peso promedio, Lbf/pie (N/m)	Diámetro del rodillo, Pulg (mm)	Espaciamento de torones múltiples, pulg (mm)
25	0.250 (6.36)	0.125 (3.18)	780 (3,470)	0.90 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1,760 (7,830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.089)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1,500 (6,670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	~ ~
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3,130 (13,920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4,880 (21,700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.75	0.500	7,030	1.00	0.469	0.897

	(19.05)	(12.7)	(31,300)	(14.6)	(11.911)	(22.78)
80	1.00	0.625	12,500	1.71	0.625	1.153
	(25.40)	(15.88)	(55,600)	(25.0)	(15.87)	(29.29)
100	1.250	0.750	19,500	2.58	0.75	1.409
	(31.75)	(19.05)	(86,700)	(37.7)	(19.05)	(35.76)
120	1.500	1.000	38,000	4.95	1.000	1.924
	(38.10)	(25.40)	(169,000)	(72.2)	(25.40)	(48.87)
140	1.750	1.000	38,000	4.95	1.000	1.924
	(44.45)	(25.40)	(169,000)	(72.2)	(25.40)	(48.87)

Fuente: Compilada de la norma ANSI B29.1-1975.

En la figura 35 se puede observar una rueda dentada de cadena que gira en sentido anti horario. Al designar el paso (P) según el número de la cadena, el ángulo de paso por γ y el diámetro de paso de la rueda dentada por D la trigonometría de la figura 35, se define a continuación.

$$\operatorname{sen} \frac{\gamma}{2} = \frac{P/2}{D/2} \quad \text{o} \quad D = \frac{P}{\operatorname{sen}(\gamma/2)} \quad \text{Ec. (a)}$$

Debido a que $\gamma = 360^\circ/N$, donde N es el número de dientes de la Catarina, la Ec. (a) se escribe:

$$D = \frac{P}{\operatorname{sen}(180^\circ/N)} \quad \text{Ec. (7)}$$

El ángulo $\gamma/2$ definido como el ángulo de articulación, es aquel por el cual el eslabón gira cuando entra en contacto con la Catarina (figura 35), Podemos ver que el tamaño del ángulo depende del número de dientes. Girar el eslabón en un ángulo diferente a esta, causa un impacto entre los rodillos y los dientes de la Catarina, así como desgaste en la junta de la cadena.

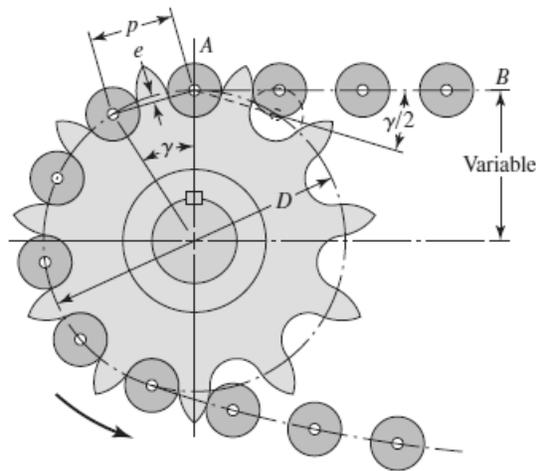


Figura 35. Acoplamiento de una cadena y una Catarina. (Budynas and Nisbett 2012). Obtenido <https://www.elsolucionario.org/disenio-en-ingenieria-mecanica-de-shigley-r-budynas-j-nisbett-9ed/>

La velocidad V de la cadena es igual al número de pies que sale de la catarina en un momento determinado. Por lo tanto, la velocidad de la cadena se da en pies por minutos.

$$V = \frac{N P_n}{12} \quad \text{Ec. (8)}$$

Ahora para calcular la velocidad máxima de salida de la cadena se calcula mediante.

$$V_{\max} = \frac{\pi D n}{12} = \frac{\pi n P}{12 \sin(\gamma/2)} \quad \text{Ec. (b)}$$

Donde la ecuación (a) se sustituye por el diámetro de paso D , la velocidad de salida mínima ocurre en un diámetro d , menor que D . Mediante el uso de la geometría de la figura 35, se tiene:

$$d = D \cos\left(\frac{\gamma}{2}\right) \quad \text{Ec. (c)}$$

De esta manera, la velocidad de salida mínima, se calcula con la Ec. (9):

$$V_{\min} = \frac{\pi d n}{12} = \frac{\pi n P \cos(\gamma/2)}{12 \sin(\gamma/2)} \quad \text{Ec. (9)}$$

La American Chain Association (ACA), Chains for Power Transmission and Materials Handling (1982) realizó una publicación que proporciona para la cadena de un solo torón, la potencia nominal H_1 , la cual está restringida por placa del eslabón, como:

$$H_1 = 0.004 N_1^{1.08} n_1^{0.9} P^{(3-0.07P)} \quad \text{Ec. (10)}$$

Mientras que la potencia nominal H_2 , está limitada por los rodillos, como:

$$H_2 = \frac{1\,000 K_f N_1^{1.5P^{0.8}}}{n_1^{1.5}} \quad \text{Ec. (11)}$$

2.4.2.2. *Bandas en V*

Estas transmisiones consisten en dos poleas conectadas entre sí por medio de una correa colocadas a tensión, estas dos poleas se definen como una conductora y la otra conducida, cuando la polea conductora se mueve la correa transmite energía desde la polea conductora a la polea conducida. Mediante la fricción que se produce entre la correa y las poleas.

El principal objetivo de este tipo de transmisión de poleas en V, e la transmisión de potencia de rotación mecánica entre dos ejes a velocidades moderadas, lo que permite reducir o aumentar la velocidad.

El diseño de este tipo de transmisión de potencia consiste en calcular la relación de velocidades, el diámetro de la polea conducida y la velocidad tangencial de la banda, usando las siguientes ecuaciones (12), (13), (14).

$$I = \frac{n_s}{n_e} \quad \text{Ec. (12)}$$

$$D = \frac{d n_e}{n_s} \quad \text{Ec. (13)}$$

$$v = \frac{\pi d n_e}{12} \quad \text{Ec. (14)}$$

Cabe recalcar que los sub índices (e) corresponden a la polea motora y (s) a la polea conducida, d es el diámetro de la polea conductora, D es el diámetro de la polea conducida, n son las velocidades de giro y v la velocidad tangencial. Antes de realizar estos cálculos se debe de disponer de algunos datos iniciales como el diámetro de la polea conductora d , el número de revoluciones de la polea conductora y el número de revoluciones de la polea conducida.

También debe calcularse lo siguiente:

Longitud de paso:

$$L_p = 2C + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad \text{Ec. (15)}$$

Distancia entre centros:

$$C = 0.25 \left\{ \left[L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right] + \sqrt{\left[L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right]^2 - 2(D - d)^2} \right\} \quad \text{Ec. (16)}$$

2.4.3. Cojinetes de contacto rodante o rodamientos

Los rodamientos se pueden definir como el conjunto de esferas que se encuentran sujetadas por un anillo interior y uno exterior, el rodamiento produce movimiento al objeto que se coloque sobre este y se pueda mover sobre el cual se apoya.

Los rodamientos se designan también como cojinetes no hidrodinámicos. En teoría, estos cojinetes no requieren de lubricación, ya que las bolas o rodillos ruedan sin deslizamiento dentro de una pista. Aunque la velocidad de giro del eje no es exactamente constante, las pequeñas aceleraciones producidas por las fluctuaciones de velocidad producen un deslizamiento relativo entre bola y pista. Este deslizamiento genera calor. Para disminuir esta fricción se lubrica el rodamiento creando una película de lubricante entre las bolas y la pista de rodadura. (Torres 2008). Cabe resaltar que los rodamientos no se diseñan, se seleccionan, a continuación, se describirá el proceso de selección.

Antes de seleccionar los rodamientos, previamente se debe tener definido el diámetro del eje y las reacciones en los apoyos (fuerzas que soportan los rodamientos). Teniendo esto, se debe definir a que fuerzas estará sometido el rodamiento, ya sea radial, axial o mixta.

Para carga radial se debe hallar la carga P , la vida nominal en (millones de revoluciones) y por último la capacidad de carga dinámica.

$$P = F_r = \sqrt{R_z^2 + R_y^2} \quad \text{Ec. (17)}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^K \quad \text{Ec. (18)}$$

Ya teniendo el diámetro del eje y la capacidad de carga se procede a seleccionar el soporte de pie con rodamiento de bolas de la página oficial (SKF, 2020).

2.4.4. Los servomotores

Los servomotores con su correspondiente controlador son dispositivos de accionamiento para un control preciso de la velocidad, el par y la posición. Estos reemplazan los accionamientos neumáticos e hidráulicos (excepto en aplicaciones de alto par) (Cobo, 2018).

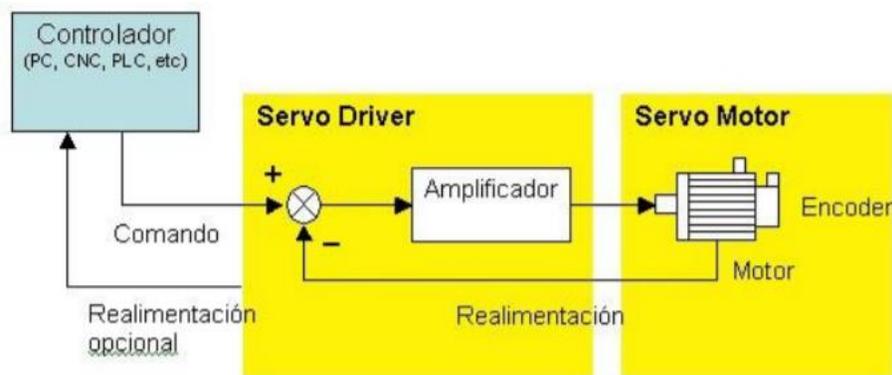


Figura 36. Esquema accionamiento por servomotor. (Cobo, 2018). Obtenido <http://www.aie.cl/files/file/comites/ca/abc/Servomotores.pdf>

En otras palabras, un servomotor contiene en su interior un encoder y un amplificador (driver) juntos forman un circuito de retroalimentación para controlar la posición, el par y la velocidad como se muestra en la figura 36.

El controlador entrega el comando al servo sobre la posición, velocidad o torque, o bien una combinación de las tres variables que se requiere y el servo, que ejecuta el comando y opcionalmente le entrega el valor obtenido. Los comandos pueden enviarse al servo mediante señales análogas, de pulso o vía puerta de comunicación (Cobo, 2018).

Para seleccionar el servomotor apropiado es necesario considerar los siguientes datos: potencia, velocidad, inercia de la carga, torque requerido, requerimientos de frenado, tamaño y tipo de encoder. Referente al tipo de encoder, el más común es el de tipo incremental, existiendo la alternativa de absoluto.

2.4.5. Software SolidWorks

SolidWorks es un programa de diseño mecánico en 3D que utiliza un entorno gráfico basado en Microsoft Windows, intuitivo y fácil de usar. Su filosofía de trabajo le permite expresar sus ideas rápidamente sin la necesidad de operaciones complejas y lentas.

2.5. Marco legal

2.5.1. Normas empleadas en el diseño de máquinas para el procesado de alimentos

Todo proceso dentro de la industria de alimentos está regido por una serie de normas y pautas aprobadas por diferentes entidades, con la autoridad de regular y controlar todos sus procesos para garantizar la calidad de los productos y prevenir daños al consumidor.

2.5.1.1. Ley 9 de 1979

La presente ley tiene como objeto principal la preservación del medio ambiente para lo cual establece normas generales que servirán de base a las disposiciones y reglamentaciones necesarias para preservar restaurar u mejorar las condiciones necesarias en lo que se relaciona a la salud humana (Ley 9, 1979).

2.5.1.2. Decreto 3075 de 1997

El cual interviene o reestructura la ley 9 de 1979, debido al interés por prevenir malas prácticas las cuales den origen a factores de riesgo por el consumo de alimentos, va dirigido a las empresas fabricas u organizaciones que procesen alimentos o que se encarguen de fabricación, procesamiento, preparación, envase, almacenamiento, transporte, distribución, importación, exportación y comercialización de alimentos lo cual afecta directamente todas las herramientas máquinas o sistemas encargados de cumplir tal función dentro de sus instalaciones (Ley 9, 1979, Dec. 3075).

2.5.1.3. NTC 2506 mecánica. Código sobre guardas de protección de maquinaria

Esta norma identifica y describe métodos de protección aplicables a secciones que presentan riesgo en maquinaria, indicando los criterios que se deben tener en cuenta para el diseño, construcción y aplicación de tales medios (NTC, 2003).

2.5.1.4. NTC 3979 elementos de fijación. Tornillos de máquina y tuercas para tornillos de máquina

En esta norma se realiza la descripción de los diferentes sistemas de sujeción que se pueden implementar en la gran variedad de maquinaria disponible en el mercado, como lo son tornillos y sus diferentes tipos de cabezas entre lo que se puede encontrar los diseñados para metales de cabeza rasurados, y también tuercas de máquina, todo esto con sus respectivos datos de calibración de penetración y fluctuación (NTC, 1996).

2.5.1.5. Resolución 2674 2013

Equipos y utensilios (e y u). Los E y U empleados en el manejo de alimentos deben estar fabricados con materiales resistentes al uso y a la corrosión, así como a la utilización frecuente de los agentes de limpieza y desinfección (Ley 19, 2013, R.2674).

2.5.1.6. Norma NTC 1560

Se encarga de verificar los tipos de aceros utilizados para la fabricación de estructuras (NTC, 2007).

2.5.1.7. Norma ASTM A 66-01

Esta norma establece las dimensiones específicas de tolerancias, deformaciones y elongaciones permisibles de un tornillo de acero, gracias a pruebas hechas en laboratorios de una porción o muestra de la producción total además se especifican algunos de los calibres que son comerciales (ASTM, 1999).

2.5.1.8. Norma ASTM A 36/A 36M – 00a

Esta norma menciona los tipos de elementos para la sujeción de una estructura, los cuales se dividen en dos permanentes como lo es la soldadura o removibles como lo son pernos y

remaches, dice además que entre mayor carga vaya a soportar el mecanismo mayor será el grado de sujeción al que estará sometido (ASTM, 2015).

2.5.1.9. OHSAS 18001

Estas son normas que se refieren a la seguridad y salud en el lugar, sitio o herramienta de trabajo y se ha concebido para ser compatible con ISO 9001 e ISO 14001. Es la encargada reducir los riesgos asociados con la salud y la seguridad en el entorno de trabajo para los empleados, clientes y el público (OHSAS, 2007).

2.5.1.10. ANSI/AWS D1.4

(Structural Welding Code – Reinforcing Steel). Tiene como objeto designar el tipo de soldadura adecuada (ANSI, 1999).

Capítulo 3. Diseño metodológico

3.1. Tipo de investigación

El diseño de esta investigación es documental, debido a que se relacionan diversos fenómenos entre sí, para lograr un diseño basado en la confiabilidad, el propósito de la investigación es básico con una profundidad definida por la investigación descriptiva, porque con el fundamento teórico se pretende responder a las preguntas: quién, qué, dónde, porque, cuándo y cómo diseñar una máquina cortadora y despulpadora de cacao, todos los criterios y elementos necesarios para llegar a completar el objetivo general. Finalmente, el enfoque de la investigación es cuantitativo, la cual permite utilizar datos y valores aplicables a la realidad, con los que se determinarán los datos de diseño y se proyecta una futura construcción de la máquina cortadora y despulpadora de cacao por los clientes (Navarro, 2009).

3.2. Población

Conjunto de elementos sobre los que se investiga o realizan estudios (Carrillo Flores 2015). La investigación se lleva a cabo en la población que abarca la finca la esmeralda del municipio de San Martín, Cesar - Colombia.

3.3. Muestra

Parte de los elementos o subconjunto de una población que se seleccionan previamente de una población para realizar un estudio (Carrillo Flores, 2015). Se implementará un tipo de muestra intencional o de conveniencia, seleccionando las personas que se verán directamente beneficiadas por la maquina cortadora y despulpadora de cacao, en este caso la muestra se compone de la totalidad de trabajadores que se dedican a la labor de cosecha en la finca la esmeralda.

3.4. Metodología de la investigación

Sostiene que dependiendo del nivel de conocimiento científico (observación, descripción, explicación) al que espera llegar el investigador, se debe formular el tipo de estudio, es decir según el tipo de información que espera obtener, así como el nivel de análisis que debe realizar. También se tendrán en cuenta los objetivos planteados con anterioridad (Vásquez Hidalgo 2005).

3.4.1. Fase 1. Identificar los diferentes tipos de máquinas existentes para el procesamiento de cacao mediante la revisión de fuentes bibliográficas en las diferentes bases de datos existentes.

Actividad 1. Consultar información relacionada con el proyecto en las diferentes bases de datos de la universidad y sitios web confiables.

Actividad 2. Analizar y filtrar toda la información recolectada.

3.4.2. Fase 2. Definir el modelo geométrico de la máquina cortadora y despulpadora de cacao de acuerdo con los requisitos establecidos por el cliente aplicando la metodología QFD.

Actividad 1. Elegir el modelo de máquina más acorde al propósito del proyecto.

Actividad 2. Aplicar la metodología de diseño mecánico para establecer el modelo conceptual del prototipo de la máquina.

3.4.3. Fase 3. Calcular cada uno de los elementos constitutivos de la máquina cortadora y despulpadora, utilizando teorías de diseño mecánico.

Actividad 1. Dimensionar la máquina contemplando los parámetros más adecuados al diseño.

Actividad 2. Iniciar el diseño de los elementos que conforman la máquina.

Actividad 3. Resumir el diseño de los elementos que conforman la máquina para una fácil interpretación.

3.4.4. Fase 4. Analizar mediante simulación numérica los esfuerzos generados en los elementos más importantes de la máquina, utilizando el software SolidWorks y ANSYS.

Actividad 1. Usar el software SolidWorks para modelar cada pieza con sus respectivas medidas.

Actividad 2. Presentar un resumen de los resultados obtenidos mediante el software SolidWorks.

Actividad 3. Aplicar la simulación de los esfuerzos provocados por su funcionamiento corroborando así el diseño de cada elemento modelado usando los softwares ANSYS y SolidWorks.

Capítulo 4. Desarrollo del proyecto

En este capítulo se tuvo en cuenta todas las actividades planteadas anteriormente en el cronograma de actividades, y de esta forma poder llevar a cabo el trabajo de investigación iniciando con el desarrollo de todas las actividades en donde se tuvo en cuenta el cronograma de actividades propuesto.

4.1. Fase 1. Identificar los diferentes tipos de máquinas existentes para el procesamiento de cacao mediante la revisión de fuentes bibliográficas en las diferentes bases de datos existentes.

4.1.1. Actividad 1. Consultar información relacionada con el proyecto en las diferentes bases de datos de la universidad y sitios web confiables.

Para poder cumplir este objetivo se realizó una serie de consultas en diferentes medios como bases de datos, cartillas sobre el manejo del cultivo de cacao, videos y páginas web en donde se daban a conocer las fichas técnicas sobre las dos máquinas que se comercializan por empresas en otros países, como es el caso de la Mecall-70 y la PINHALENSE. Esta información se presenta como antecedentes en el capítulo 2.

4.1.2. Actividad 2. Analizar y filtrar toda la información recolectada.

Esta información fue analizada en forma de tablas, imágenes, videos y texto, con el fin de seleccionar aquella información que fuese la más idónea para poder poner en contexto al lector sobre las diferentes máquinas y su forma de procesar el fruto de cacao, desde el momento en que entra a la maquina la materia prima, hasta la obtención del producto final, también se filtró información sobre la mazorca de cacao. Esta información se presenta como antecedentes en el capítulo 2.

4.2. Fase 2. Definir el modelo geométrico de la máquina cortadora y despulpadora de cacao de acuerdo con los requisitos establecidos por el cliente aplicando la metodología QFD.

4.2.1. Actividad 1. Elegir el modelo de máquina más acorde al propósito del proyecto.

A través de la búsqueda de información y de los antecedentes a nivel mundial, nacional y regional. Se tuvieron en cuenta las diferentes necesidades del cliente, para posteriormente poder aplicar la metodología de diseño como se mostrará a continuación, esto con el fin de determinar el modelo idóneo de la máquina que cumpla con las respectivas necesidades

4.2.2. Actividad 2. Aplicar la metodología de diseño mecánico para establecer el modelo conceptual del prototipo de la máquina.

4.2.2.1. Descubrimiento del producto.

El objetivo de esta fase del proyecto es desarrollar una lista que incluya: nuevos productos, cambios y así definir en qué proyecto trabajar. El término descubrimiento puede parecer simple, pero conduce a un esfuerzo de diseño, que comienza con el descubrimiento del producto. Hay tres fuentes principales de nuevos productos: mercados, tecnología o cambio de producto (Ullman 2010).

4.2.2.2. Propuesta de producto.

Actualmente en la región, no se cuenta con una máquina que realice la labor de corte y despulpado de la mazorca de cacao, esto conlleva a desarrollar una máquina que cumpla la función antes mencionada y los requerimientos del cliente. Por lo que se aplicó el proceso de diseño mecánico como base para la generación del desarrollo tecnológico de la máquina. Teniendo en cuenta lo anterior se realiza la propuesta del producto, que proporciona uno de los entregables, el cual se muestra en la tabla 4.

Tabla 4

Propuesta de producto

Propuesta del nombre del producto
Máquina para el corte y despulpado de mazorcas de cacao
Cientes del producto

Los trabajadores en el área de cosecha, el dueño de la plantación y cualquier otra plantación que desee adquirir la maquina

Trasfondo del producto

Las máquinas cortadoras y despulpadoras de cacao a nivel nacional son muy limitadas, en lo que se ha indagado no se ha encontrado una empresa que las comercialice.

Mercado del producto

Siendo esta máquina una de las muy pocas a nivel nacional, hasta el momento abriría las posibilidades para aquellas plantaciones que realizan la labor de corte y despulpado de manera convencional.

Competencia

La competencia directa a nivel nacional sería el prototipo de maquina diseñada y construida por Parra Tirado & Guzmán Calderón, (2018).

Propuesta de detalle

Diseño del sistema de alimentación
 Diseño del sistema de transmisión de potencia
 Diseño del sistema de corte
 Diseño del sistema de separación

Fuente: Elaboración propia.

4.2.2.3. Planeación del proyecto.

La planeación del proyecto, se propone la formalización de los procesos para que el producto se desarrolle cumpliendo con los tiempos de manera efectiva, siendo el proceso que desarrolla esquemas para programar recursos, tiempo, dinero y personal (Ullman 2010).

En esta fase, se identificó la función de la máquina cortadora y despulpadora de cacao, posteriormente se especificó el objetivo de cada una de las tareas, como se muestra a continuación:

Diseño del sistema de alimentación, Diseño del sistema de transmisión de potencia, Diseño del sistema de corte, Diseño del sistema de separación.

4.2.2.4. Definición del producto.

Comprender el problema del diseño es la base fundamental para diseñar un producto de calidad, significa traducir los requisitos del cliente en una descripción técnica de lo que necesita para el desarrollo conceptual del producto. Es decir, los requisitos que se obtienen del cliente deben ser convertidos en especificaciones técnicas (Ullman 2010).

Existen diferentes técnicas para generar los requerimientos de ingeniería, uno de los mejores y de los más populares es el Despliegue de calidad de funciones, (QFD, por sus siglas en inglés), una de las características de este método, es que organiza toda la información relevante en etapas, de manera estructurada y fácil de analizar, como se describe a continuación:

1. Escuchar la voz del cliente.
2. Desarrollar las especificaciones o metas del producto.
3. Descubrir las medidas de las especificaciones que el cliente desea.
4. Determinar que tan bien la competencia cumple con las metas.
5. Desarrollar metas de diseño numéricas medibles.

El método QFD genera la información necesaria para la fase de definición del producto. Aplicando esta metodología, se construye la casa de calidad (como se muestra en la figura 37), la cual está conformada por varias tablas, donde cada una tiene información valiosa sobre el producto.

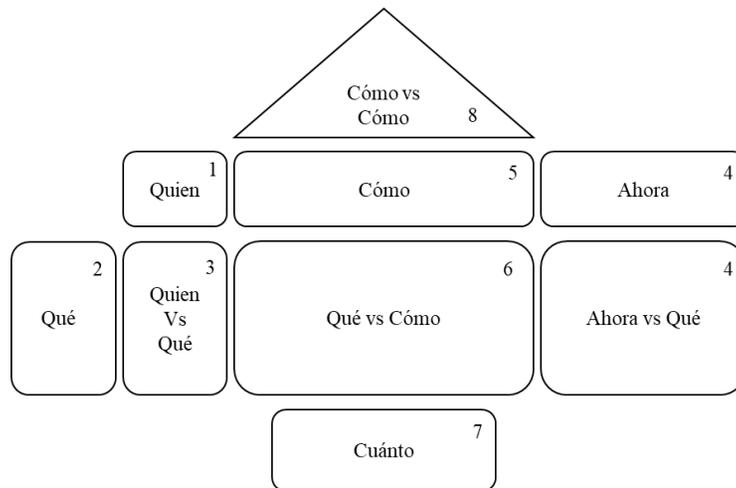


Figura 37. Casa de la calidad, también conocida como diagrama de calidad de funciones (QFD). (Ullman, 2010). Obtenido <https://www.elsolucionario.org/the-mechanical-design-process-david-g-ullman-4th-edition/>

Toda la información obtenida deberá ser ingresada a la matriz, teniendo en cuenta los siguientes pasos:

1. Quién: Son los clientes involucrados en el desarrollo del producto.
2. Qué: Son los requerimientos del cliente que deben ser cumplidos.
3. Quién contra Qué: En esta porción de la matriz, se debe ingresar la importancia que el cliente estima para cada requerimiento.
4. Ahora: Aquí se debe estudiar la competencia, es decir, seleccionado un producto existente que realice la misma función o una similar. Posteriormente se compara la eficacia del producto seleccionado en el cumplimiento de los requerimientos del cliente.
5. Cómo: Estas son las especificaciones de ingeniería, las cuales determinan cómo se dará cumplimiento a cada requerimiento.

6. Qué contra Cómo: En esta porción central de la matriz se encuentran las relaciones entre los requerimientos y especificaciones. Estas pueden presentar una relación fuerte, mediana o débil.
7. Cuánto: Representa los objetivos a alcanzar por el producto.
8. Cómo contra Cómo: En la porción superior de la matriz se analiza las relaciones entre especificaciones de ingeniería.

A continuación, se describen cada uno de estos pasos para el diseño de la máquina cortadora y despulpadora de cacao.

4.2.2.5. Identificar clientes.

Para la mayoría de los casos de diseño, lo más importante es que los usuarios consideren los diferentes productos que pueden desarrollar. Por otro lado, las personas que van a utilizar el producto son las que brindan retroalimentación sobre la calidad del producto.

Para este trabajo de diseño de la máquina cortadora y despulpadora de cacao, se determinó que existen dos tipos de clientes el primer tipo (productor): es el encargado de desarrollar el proyecto, y darle mantenimiento correctivo/preventivo; el segundo tipo de clientes (consumidor): son los trabajadores encargados de la cosecha en la finca la esmeralda y el dueño de la plantación.

4.2.2.6. Determinar los requerimientos del cliente.

Una vez identificados los clientes, los cuales son: el dueño de la plantación y los trabajadores encargados de la cosecha en la finca, el siguiente paso fue determinar la función de las diferentes zonas de la máquina. Se realizó un trabajo de grupo entre los clientes productores y consumidores para determinar el alcance de la máquina cortadora y despulpadora de cacao, establecer los requerimientos mostrados en la tabla 5.

Tabla 5

Requerimientos del cliente.

Requerimientos del Cliente
Que sea resistente a la corrosión
Que tenga la capacidad de adaptarse a los diferentes tamaños de la mazorca de cacao
Que se pueda trasladar de un lugar a otro
Que tenga su propia fuente de energía
Que permita un mantenimiento fácil
Que sea resistente estructuralmente
Que tenga un centro de mando
Que sea fácil de manejar
Que tenga sistema de separación
Que tenga sistema de alimentación
Que tenga sistema de corte
Que sea accesible económicamente

Fuente: Elaboración propia.

4.2.2.7. Evaluar la importancia relativa de los requerimientos.

Para desarrollar el siguiente paso, se utilizó el “método de la suma relativa fija”, una vez establecidos los requerimientos de todos los clientes. Se preparó la tabla 6, donde aparecieron

cada uno de los requerimientos, estableciendo un espacio donde el propio cliente asignará una evaluación. Este puntaje se encontrará en función de la importancia que presente para la persona dicho requerimiento. Finalmente, se expusieron cuáles fueron los requerimientos más importantes establecidos por el cliente, relacionados con la propuesta de diseño.

Tabla 6

Evaluación de los requerimientos del cliente

Requerimientos del Cliente	Evaluación
Que sea resistente a la corrosión	3.3
Que tenga la capacidad de adaptarse a los diferentes tamaños de la mazorca de cacao	4.2
Que se pueda trasladar de un lugar a otro	4.0
Que tenga su propia fuente de energía	4.5
Que permita un mantenimiento fácil	3.7
Que sea resistente estructuralmente	4.2
Que tenga un centro de mando	3.7
Que sea fácil de manejar	4.3
Que tenga sistema de separación	5.0
Que tenga sistema de alimentación	5.0
Que tenga sistema de corte	5.0
Que sea accesible económicamente	4.0

Fuente: Elaboración propia.

Después de realizar este paso, se identificó que los requerimientos con mayor ponderación son: Que tenga sistema de corte, Que tenga sistema de alimentación, Que tenga sistema de separación.

4.2.2.8. Evaluar la competencia.

Para desarrollar el siguiente paso, se analizó en qué medida están satisfechos los clientes con la competencia existente, teniendo en cuenta los siguientes 5 niveles de evaluación:

1. El producto no cumple con los requisitos en absoluto.
2. El producto cumple con los requisitos ligeramente.
3. El producto cumple con el requisito de alguna manera.
4. El producto completo con el requisito en su mayoría.
5. El producto cumple con los requisitos por completo.

	1 = No Cumple					
	5 = Cumple con todos los requisitos					
	Mecal-70	○				
	CCN51	△				
	PINHALENSE	X				
Requerimientos del cliente	1	2	3	4	5	
Que sea resistente a la corrosión		△		X ○		
Que tenga la capacidad de adaptarse a los diferentes tamaños de la mazorca de cacao	X △		○			
Que se pueda trasladar de un lugar a otro	X △			○		
Que tenga su propia fuente de energía	X △				○	
Que permita un mantenimiento fácil		X	△ ○			
Que sea resistente estructuralmente			△	X ○		
Que tenga un centro de mando			△	X ○		
Que sea fácil de manejar			X △	○		
Que tenga sistema de separación				X △	○	
Que tenga sistema de alimentación				△	X ○	
Que tenga sistema de corte				X △	○	
Que sea accesible económicamente	○	X	△			

Figura 38. Evaluación de la competencia. Fuente: Elaboración propia.

4.2.2.9. Generar las especificaciones de ingeniería.

En este paso, se tradujeron los requerimientos del cliente a especificaciones de ingeniería, es decir, la manera en que se cumplió con la necesidad concreta del cliente. En la tabla 7 se muestra la traducción del requerimiento a una especificación de ingeniería.

Tabla 7

Traducción de los requerimientos del cliente a especificaciones de ingeniería

Requerimientos del Cliente	Especificaciones de ingeniería
Que sea resistente a la corrosión	Materiales de construcción resistentes a la corrosión
Que tenga la capacidad de adaptarse a los diferentes tamaños de la mazorca de cacao	cuchillas de corte variables
Que se pueda trasladar de un lugar a otro	Sistema de ejes, rodamientos y ruedas
Que tenga su propia fuente de energía	Disponer de una planta de energía
Que permita un mantenimiento fácil	Tiempos cortos de mantenimiento
Que sea resistente estructuralmente	Estructura resistente a vibraciones, fuerzas a compresión y tensión
Que tenga un centro de mando	tablero de control
Que sea fácil de manejar	Numero de pasos para operar la maquina
Que tenga sistema de separación	Sistema de separación por vibraciones o centrifugado
Que tenga sistema de alimentación	Dosificación controlada de las mazorcas
Que tenga sistema de corte	Cortes longitudinales en la mazorca de cacao
Que sea accesible económicamente	Costo del equipo

Fuente: Elaboración propia.

4.2.2.10. Establecer la relación entre los requerimientos del cliente y las especificaciones de ingeniería.

En este paso se midió la relación existente entre los requerimientos del cliente y las especificaciones de ingeniería, detectados en el paso anterior, establecidos en cuatro niveles: (Fuerte relación. Valor= 9), (Mediana relación. Valor= 3), (Débil relación. Valor= 1) y (Sin relación. Valor=0, determinado con un espacio en blanco).

Una vez establecida la relación entre requerimiento del cliente y especificaciones, se asigna una flecha con una orientación hacia arriba (↑) o hacia abajo (↓), describiendo, en que caso aumenta determinada especificación, y aumentará la satisfacción del requerimiento; en caso de ir hacia abajo, disminuye determinada especificación de ingeniería, y mejor será la satisfacción del requerimiento.

En el caso de que una determinada especificación deba cumplir con un valor específico, donde no se pueda disminuir ni aumentar, se escribe dicho valor, como se muestra en la figura 39.

		Especificaciones de ingeniería											
		Materiales de construcción resistentes a la corrosión	Cuchillas de corte variable	Sistema de ejes, rodamientos y ruedas	Disponer de una planta de energía	Tiempos cortos de mantenimiento	Estructura resistente a vibraciones, fuerzas a compresión y tensión	Tablero de control	Número de pasos para operar la máquina	Sistema de separación por vibraciones o centrifugado	Dosificación controlada de las mazorcas	Cortes longitudinales a la mazorca de cacao	Costo del equipo
		↑	↓	↑	↑	↑	↓	↓	↑	↑	↑	↑	↓
Requerimientos del cliente	Que sea resistente a la corrosión	9	3	1	0	0	3	1	0	9	3	9	9
	Que tenga la capacidad de adaptarse a los diferentes tamaños de la mazorca de cacao	1	9	0	1	0	0	1	1	3	9	9	1
	Que se pueda trasladar de un lugar a otro	0	0	9	9	1	0	0	0	1	0	0	3
	Que tenga su propia fuente de energía	0	0	0	9	0	0	3	0	0	0	0	9
	Que permita un mantenimiento fácil	1	3	9	3	9	3	1	1	3	3	1	1
	Que sea resistente estructuralmente	3	3	3	1	0	9	0	0	3	3	1	0
	Que tenga un centro de mando	0	0	0	0	0	1	9	3	0	0	0	1
	Que sea fácil de manejar	0	1	1	1	0	0	3	9	0	3	0	0
	Que tenga sistema de separación	3	0	0	1	3	0	1	1	9	1	0	3
	Que tenga sistema de alimentación	3	1	0	1	3	0	1	1	1	9	3	3
	Que tenga sistema de corte	3	3	0	1	3	0	1	1	0	1	9	3
Que sea accesible económicamente	9	3	9	9	3	3	3	1	9	3	3	9	

Figura 39. Relación entre los requerimientos del cliente y especificaciones de ingeniería. Fuente: Elaboración propia.

4.2.2.11. Importancia de las especificaciones de ingeniería.

Con los valores de evaluación de los requerimientos asignados y los valores de relación de cada especificación de ingeniería, asignados en el paso anterior, se procede a calcular la importancia de cada especificación, según el cliente, de la siguiente manera:

Para los materiales de construcción resistentes a la corrosión:

- Se multiplica cada uno de los valores de la importancia del cliente por cada una de las relaciones que existe entre los requerimientos del cliente y las especificaciones de ingeniería y después se realiza la sumatoria entre estos valores, en este caso se hace para los materiales de construcción resistentes a la corrosión obteniendo un total de 131.2.
- Ahora se repite la sumatoria pero esta vez para todas las especificaciones de ingeniería obteniendo un total de 1432.2
- Con estos valores se calcula el porcentaje de la importancia de cada especificación de ingeniería para el cliente, de la siguiente manera: $(131.2/1432.2) \times 100 = 9.16\%$.

Se repite el mismo procedimiento en todas las especificaciones, hasta completar el análisis, como se muestra en la figura 40.

	Maquina cortadora y despulpadora de cacao	Especificaciones de ingeniería												
		Materiales de construcción resistentes a la corrosión	Cuchillas de corte variable	Sistema de ejes, rodamientos y ruedas	Disponer de una planta de energía	Tiempos cortos de mantenimiento	Estructura resistente a vibraciones, fuerzas a compresión y tensión	Tablero de control	Número de pasos para operar la maquina	Sistema de separación por vibraciones o centrifugado	Dosificación controlada de las mazorcas	Cortes longitudinales a la mazorca de cacao	Costo del equipo	
	Dirección del mejoramiento	↑	↓	↑	↑	↑	↓	↓	↑	↑	↑	↑	↓	
	Evaluación del cliente													
Requerimientos del cliente	Que sea resistente a la corrosión	3.3	9	3	1	0	0	3	1	0	9	3	9	9
	Que tenga la capacidad de adaptarse a los diferentes tamaños de la mazorca de cacao	4.2	1	9	0	1	0	0	1	1	3	9	9	1
	Que se pueda trasladar de un lugar a otro	4	0	0	9	9	1	0	0	0	1	0	0	3
	Que tenga su propia fuente de energía	4.5	0	0	0	9	0	0	3	0	0	0	0	9
	Que permita un mantenimiento fácil	3.7	1	3	9	3	9	3	1	1	3	3	1	1
	Que sea resistente estructuralmente	4.2	3	3	3	1	0	9	0	0	3	3	1	0
	Que tenga un centro de mando	3.7	0	0	0	0	0	1	9	3	0	0	0	1
	Que sea fácil de manejar	4.3	0	1	1	1	0	0	3	9	0	3	0	0
	Que tenga sistema de separación	5	3	0	0	1	3	0	1	1	9	1	0	3
	Que tenga sistema de alimentación	5	3	1	0	1	3	0	1	1	1	9	3	3
Que tenga sistema de corte	5	3	3	0	1	3	0	1	1	0	1	9	3	
Que sea accesible económicamente	4	9	3	9	9	3	3	3	1	9	3	3	9	
	Importancia (%)	9.16	7.52	6.53	10.56	6.58	5.20	6.80	5.35	10.89	10.56	10.29	10.53	

Figura 40. Cálculo del porcentaje de la importancia de las especificaciones de ingeniería. Fuente: Elaboración propia.

Realizando un análisis de los requerimientos que se presenta en la figura 40, el porcentaje más alto se encuentra en un valor del 9.16% al 10.89% en favor de los materiales de construcción resistentes a la corrosión y sistema de separación por vibraciones o centrifugado. Después en menor escala de 7.52% encontramos las características de cuchillas de corte variable y en una última escala menor del 5.20%, las características de estructura resistente a vibraciones, fuerzas a compresión y tensión.

4.2.2.12. Medir cómo la competencia cumple con los requerimientos de ingeniería.

Para desarrollar este paso, se necesita información de las zonas de corte y despulpado para procesar las mazorcas de cacao en la finca la esmeralda, de la máquina Mecal-70, la CCN51 y la PINHALENSE, concretamente de los porcentajes de las especificaciones de ingeniería propuestas anteriormente, en caso de no tenerlos se estableció un guion en cada recuadro, como se muestra en la parte inferior de la figura 41.

4.2.2.13. Fijar metas de diseño.

En este paso se deben definir dos límites, uno es la meta de diseño y el otro el umbral. La meta de diseño corresponde a los valores de especificaciones ideales, alcanzando dicho valor y, por lo tanto, el producto que supera a la competencia. El umbral, corresponde a los valores mínimos a alcanzar y de esta forma, asegurar que el producto supere a la competencia en calidad y funcionalidad. En la figura 41 se muestra el desarrollo de los pasos anteriores.

	Maquina cortadora y despulpadora de cacao	Especificaciones de ingeniería												
		Materiales de construcción resistentes a la corrosión	Cuchillas de corte variable	Sistema de ejes, rodamientos y ruedas	Disponer de una planta de energía	Tiempos cortos de mantenimiento	Estructura resistente a vibraciones, fuerzas de compresión y tensión	Tablero de control	Numero de pasos para operar la maquina	Sistema de separación por vibraciones o centrifugado	Dosificación controlada de las mazorcas	Cortes longitudinales a la mazorca de cacao	Costo del equipo	
		↑	↓	↑	↑	↑	↓	↓	↑	↑	↑	↑	↓	
	Evaluación del cliente													
Requerimientos del cliente	Que sea resistente a la corrosión	3.3	9	3	1	0	0	3	1	0	9	3	9	9
	Que tenga la capacidad de adaptarse a los diferentes tamaños de la mazorca de cacao	4.2	1	9	0	1	0	0	1	1	3	9	9	1
	Que se pueda trasladar de un lugar a otro	4	0	0	9	9	1	0	0	0	1	0	0	3
	Que tenga su propia fuente de energía	4.5	0	0	0	9	0	0	3	0	0	0	0	9
	Que permita un mantenimiento fácil	3.7	1	3	9	3	9	3	1	1	3	3	1	1
	Que sea resistente estructuralmente	4.2	3	3	3	1	0	9	0	0	3	3	1	0
	Que tenga un centro de mando	3.7	0	0	0	0	0	1	9	3	0	0	0	1
	Que sea fácil de manejar	4.3	0	1	1	1	0	0	3	9	0	3	0	0
	Que tenga sistema de separación	5	3	0	0	1	3	0	1	1	9	1	0	3
	Que tenga sistema de alimentación	5	3	1	0	1	3	0	1	1	1	9	3	3
Que tenga sistema de corte	5	3	3	0	1	3	0	1	1	0	1	9	3	
Que sea accesible económicamente	4	9	3	9	9	3	3	3	1	9	3	3	9	
	Importancia (%)	9.16	7.52	6.53	10.56	6.58	5.20	6.80	5.35	10.89	10.56	10.29	10.53	
	Mecal-70	-	2	2	1	-	1	1	3	1	1	1	-	
	CCN51	-	2	-	-	-	1	0	4	1	1	0	-	
	PINHALENSE	-	-	-	-	-	1	1	3	1	1	0	-	
	Objetivo	-	2	2	1	2	1	1	3	1	1	1	-	
	Umbral	-	3	3	2	5	2	2	4	2	2	2	-	

Figura 41. Metas y umbral de diseño. Fuente: Elaboración propia.

Una vez evaluada la competencia, con las características de la máquina cortadora y despulpadora de cacao, se determinó que las metas de diseño de la máquina cortadora y despulpadora de cacao son las siguientes:

- Materiales como aluminio o acero inoxidable resistentes a la corrosión.
- Cuchillas que se adapten a la altura de la mazorca de cacao.
- Ejes y rodamientos con la capacidad de soportar las fuerzas generadas por la máquina.
- Planta de energía con la capacidad de alimentar todos los sistemas que lo requieran.
- Tiempos adecuados de mantenimiento, según los componentes de la máquina.
- Estructura construida con materiales resistentes.
- Tablero de control donde como mínimo se pueda encender y apagar la máquina.

- Numero de pasos para completar el proceso 3.
- Sistema de separación con la capacidad de tratar las mazorcas estipuladas en el diseño.
- Inserción controlada de mazorcas al sistema de corte.
- Sistema de corte con la capacidad de generar cortes longitudinales en la mazorca sin afectar as almendras.
- Costo del equipo más bajo que la competencia.

4.2.2.14. Identificar las relaciones entre especificaciones de ingeniería.

Para este paso se realizó la construcción del techo de la casa de calidad, donde se colocan las especificaciones de ingeniera en columnas y se correlacionan de manera positiva (+) o negativa (-), como se muestra en la figura 42.

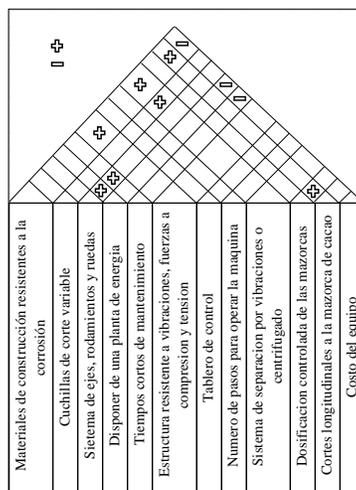


Figura 42. Relación entre las especificaciones de ingeniería. Fuente: Elaboración propia.

En la figura 42 se muestra la relación que existe entre cada una de las especificaciones de ingeniería (positivas o negativas), donde la relación positiva entre el sistema de ejes, rodamientos y ruedas con los tiempos cortos de mantenimiento; se describe que, los rodamientos y ejes necesitan un mantenimiento periódico dependiendo de las variables que se pueden tener en cuenta como lo son las revoluciones y las fuerzas a las que son sometidos. Cuando uno de esos componentes falle solicite de manera rápida con el proveedor para un reemplazo. Ahora, en cuanto a la relación negativa del costo del equipo con la disposición de una planta de energía, se establece un elevado costo en la maquina como tal a diferencia de que esta se pueda conectar a la red eléctrica.

La figura 43 describe la integración de todas las tablas anteriores y de esta forma se obtiene la matriz del despliegue de funciones de calidad.

		Especificaciones de ingeniería											1 = No Cumple 5 = Cumple con todos los requisitos							
		Materiales de construcción resistentes a la corrosión	Cuchillas de corte variable	Sistema de ejes, rodamientos y ruedas	Disponer de una planta de energía	Tiempos cortos de mantenimiento	Estructura resistente a vibraciones, fuerzas a compresión y tensión	Tablero de control	Numero de pasos para operar la maquina	Sistema de separación por vibraciones o centrifugado	Dosificación controlada de las mazorcas	Cortes longitudinales a la mazorca de cacao	Costo del equipo	Mecal-70	CCN51	PINHALENSE				
		↑	↓	↑	↑	↑	↓	↓	↑	↑	↑	↓								
		Evaluación del cliente											1	2	3	4	5			
Requerimientos del cliente	Que sea resistente a la corrosión	3.5	9	3	1	0	0	3	1	0	9	3	9	9						
	Que tenga la capacidad de adaptarse a los diferentes tamaños de la mazorca de cacao	4.2	1	9	0	1	0	0	1	1	3	9	9	1	X	Δ				
	Que se pueda trasladar de un lugar a otro	4	0	0	9	9	1	0	0	0	1	0	0	3	X	Δ				
	Que tenga su propia fuente de energía	4.5	0	0	0	9	0	0	3	0	0	0	0	9	X	Δ				
	Que permita un mantenimiento fácil	3.7	1	3	9	3	9	3	1	1	3	3	1	1						
	Que sea resistente estructuralmente	4.2	3	3	3	1	0	9	0	0	3	3	1	0	X					
	Que tenga un centro de mando	3.7	0	0	0	0	0	1	9	3	0	0	0	1						
	Que sea fácil de manejar	4.3	0	1	1	1	0	0	3	9	0	3	0	0						
	Que tenga sistema de separación	5	3	0	0	1	3	0	1	1	9	1	0	3						
	Que tenga sistema de alimentación	5	3	1	0	1	3	0	1	1	1	1	9	3						
	Que tenga sistema de corte	5	3	3	0	1	3	0	1	1	0	1	9	3						
	Que sea accesible económicamente	4	9	3	9	9	3	3	3	1	9	3	3	9	○	X				
Importancia (%)		9.16	7.52	6.53	10.56	6.58	5.20	6.80	5.35	10.89	10.56	10.29	10.53							
Mecal-70		-	2	2	1	-	1	1	3	1	1	1	-							
CCN51		-	2	-	-	-	1	0	4	1	1	0	-							
PINHALENSE		-	-	-	-	-	1	1	3	1	1	0	-							
Objetivo		-	2	2	1	2	1	1	3	1	1	1	-							
Umbral		-	3	3	2	5	2	2	4	2	2	2	-							

Figura 43. Matriz de QFD desarrollada. Fuente: Elaboración propia

4.2.2.15. Diseño conceptual.

Una vez que se entendió el problema de diseño y se desarrollaron las especificaciones y los requisitos del cliente, en el siguiente paso, esta información se utilizó como base para generar conceptos para el desarrollo de un producto de calidad.

Un concepto es una idea desarrollada para evaluar los principios físicos que rigen el comportamiento. Confirmar que un concepto funcionará según lo previsto y que con un desarrollo adicional razonable podrá alcanzar los objetivos definidos en la Matriz QFD se convierte en el objetivo principal del desarrollo del concepto de diseño. Los conceptos también deben refinarse para evaluar las tecnologías necesarias para su realización, así como para evaluar su arquitectura básica (forma) y, en cierta medida, su capacidad de fabricación.

Los conceptos se pueden representar mediante diagramas de flujo, bocetos, prototipos, un conjunto de cálculos o mediante la abstracción de una idea de producto esperada.

Independientemente de cómo se represente un concepto, el punto clave es que se deben desarrollar suficientes detalles para modelar el rendimiento de modo que se garantice su funcionalidad (Ullman 2010).

El análisis funcional es una metodología propuesta por Lawrence D. Miles como parte de un método de reducción de costos. Una función se define como un efecto físico o una propiedad de un determinado material, destacando la posibilidad de lograr esta misma función por otros medios. El objetivo es separar la acción que realiza el producto o el elemento mecánico, permitiendo la búsqueda de nuevas soluciones con un mismo concepto, asociadas a la

satisfacción por el producto de una necesidad del cliente. Por otro lado, el análisis funcional consiste en considerar el producto como una caja negra, es decir, un elemento cuyo contenido se desconoce, pero que se encarga de transformar un estado inicial en un estado final (Alcaide 2004)

La función principal de la máquina es cortar y despulpar la mazorca de cacao, partiendo de este concepto se desglosaron en la tabla 8, sobre las funciones secundarias, terciarias y las subfunciones.

Tabla 8

Análisis funcional de la máquina cortadora y despulpadora de cacao.

Función principal
Obtener cacao en baba
Función secundaria
Alimentar la máquina con mazorcas de cacao
Cortar la mazorca de cacao
Despulpar la mazorca
Función terciaria
Alimentación por medio de banda transportadora
Alimentación por medio de tolva
Cortes con discos
Cortes con cuchillas y sujeción giratoria
Cortes con rodillos dentados
Despulpar con cilindro
Despulpar con zaranda vibratoria

Fuente: Elaboración propia.

Las funciones detectadas en el análisis funcional pueden ser independientes o estar relacionadas una con otra. Esta estructura, suele plasmarse en un diagrama en forma de árbol, en el que las funciones se relacionan en familias de funciones. En la clasificación y ordenamiento de

funciones, se pasa desde un nivel general a un nivel específico (Alcaide, 2004). La figura 44 muestra las funciones de la máquina cortadora y despulpadora de cacao.

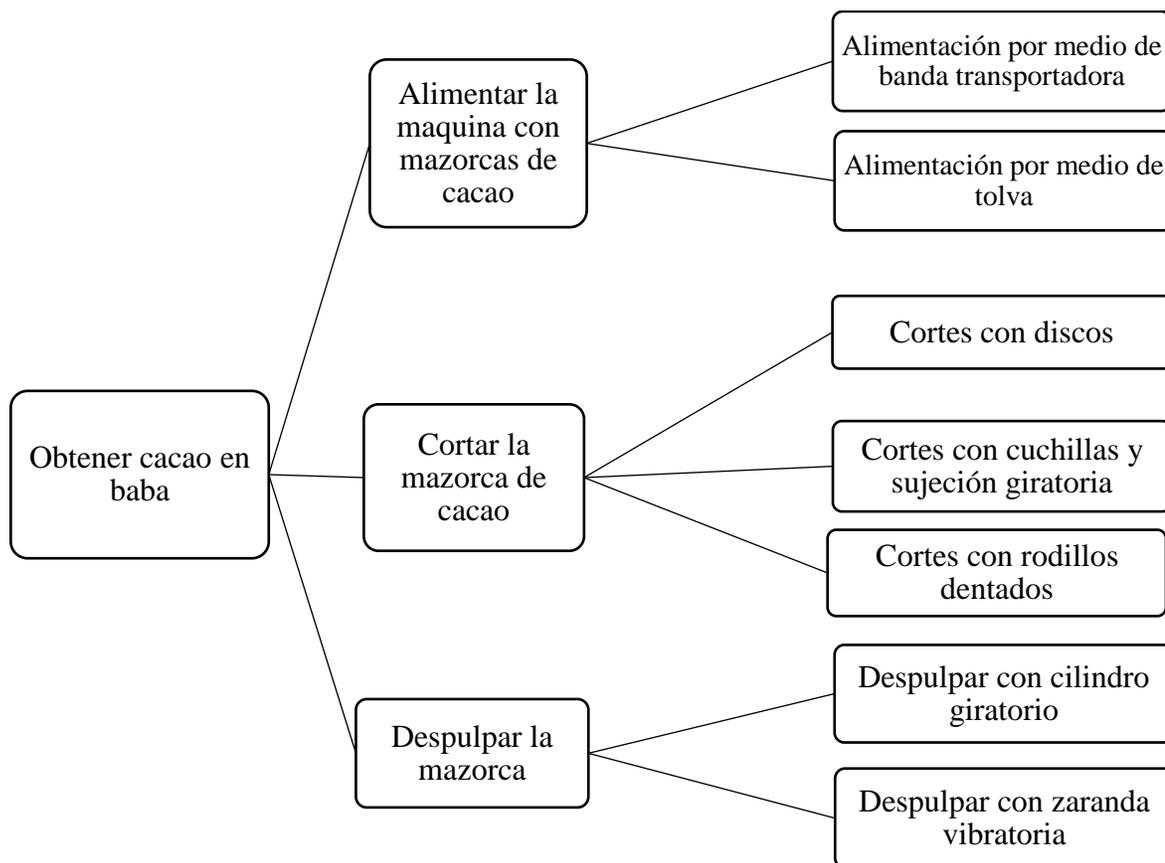


Figura 44. Árbol de funciones de máquina cortadora y despulpadora de cacao. Fuente: Elaboración propia.

4.2.2.16. Morfología para la generación de conceptos.

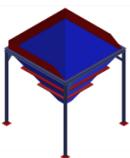
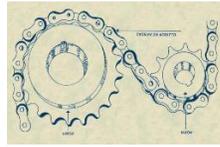
Como se estableció en la fase de planeación del proyecto, la máquina cortadora y despulpadora de cacao fue dividida en tres zonas, las cuales se desarrollaron en este trabajo de investigación. Una vez expuestas y analizadas todas las ideas se procedió a seleccionar un concepto ganador, el cual cumple con todas las especificaciones de ingeniería obtenidas en el

QFD, por medio de una matriz morfológica. Una vez determinada la función principal y las subfunciones de la máquina cortadora y despulpadora de cacao, se proponen conceptos que resuelvan todos los requerimientos previamente mencionados.

El método de matrices morfológicas, es utilizado para la generación de conceptos, el cual consta de desarrollar ideas para cumplir con la función y subfunciones generadas en el análisis funcional y árbol de funciones, para así poder lograr evaluar cada una de ellas, y ver si cumple con lo especificado con anterioridad como se muestra en la tabla 9.

Tabla 9

Matriz morfológica

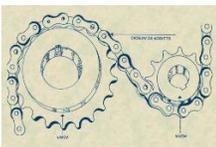
Sub-función	Concepto 1	Concepto 2	Concepto 3
Alimentar la maquina con mazorcas de cacao	 Banda transportadora	 Tolva	 Cadena de rodillos
Cortar la mazorca de cacao	 Rodillo dentado	 Discos de corte	 Sujeción giratoria
Despulpar la mazorca	 Cilindro Rotatorio	 Zaranda vibratoria	

Fuente: (Martínez Gómez, 2018), (Córdova Moreno and Sandoval Hasing, 2016), (Cuenca, 2020), (Guerra, 2017), (Pinhalense, 2009), (Nieto et al. 1985).

Para determinar el concepto ganador con el que se diseñará la máquina cortadora y despulpadora de cacao, se utilizan los conceptos generados mediante la matriz morfológica presentada en la tabla 9, y los requerimientos de ingeniería obtenidos mediante el QFD y el árbol de funciones, para evaluar si estos cumplen con las especificaciones en cada una de las funciones de diseño. Gracias a la metodología de diseño, en la tabla 10 se puede observar el análisis del concepto ganador.

Tabla 10

Análisis de concepto ganador

Función principal	Función secundaria	Función terciaria	Concepto Ganador
	Alimentar la máquina con mazorcas de cacao	Alimentación por medio de cadena de rodillos Alimentación por medio de banda transportadora Alimentación por medio de tolva	
Obtener cacao en baba	Cortar la mazorca de cacao	Cortes con discos Cortes con cuchillas y sujeción giratoria Cortes con rodillos dentados	
	Despulsar la mazorca	Despulsar con cilindro Despulsar con zaranda vibratoria	

Fuente: (Martínez Gómez, 2018), (Nieto et al. 1985).

4.3. Fase 3. Calcular cada uno de los elementos constitutivos de la máquina cortadora y despulpadora, utilizando teorías de diseño mecánico.

4.3.1. Actividad 1. Dimensionar la máquina contemplando los parámetros más adecuados al diseño.

Para el dimensionamiento de la maquina se deben tener en cuenta parámetros tales como: producción, economía, buena operatividad y consumo energético.

4.3.1.1. Características del producto

El producto de entrada a la maquina es la mazorca de cacao, la cual se cortará y despulpará a razón de 4700 mazorcas/hora, todo esto con el fin de obtener la mayor cantidad posible de cacao en baba y sin residuos como trozos de cascara de la mazorca.

4.3.1.2. Análisis económico

Se requiere que la máquina sea de costo asequible, para ello se busca usar piezas que estén en el mercado, materiales de calidad, pero a un bajo costo, en otras palabras, que tengan una buena relación costo-beneficio.

4.3.1.3. Operatividad

Se busca un diseño algo compacto y funcional, por lo cual se plantea un tamaño total de la maquina repartido de la siguiente manera: 3.2 m de largo, 1.2 m de ancho y 1.8 m de alto. La cual contará con un tablero de control para su respectivo encendido y apagado de la máquina.

4.3.1.4. Consumo energético

Para la maquina se requiere un moderado consumo energético, por lo cual su voltaje de 110/220 V a la frecuencia local de 60 Hz y de ser preferible que la conexión que llega sea trifásica para evitar pérdidas de tensión u otros problemas eléctricos de la red.

4.3.2. Actividad 2: Iniciar el diseño de los elementos que conforman la máquina

A continuación, en el presente capítulo se describe el diseño de los elementos de máquina que forman parte de la máquina cortadora y despulpadora de cacao, asegurando que estos sean funcionales y confiables para un correcto funcionamiento de la máquina.

Antes de realizar los respectivos cálculos de elementos de máquinas, debemos conocer a detalle las características y propiedades de la mazorca de cacao.

4.3.2.1. Geometría de entrada del producto

Para determinar qué características debe poseer la máquina a diseñar, se tuvo en cuenta el análisis morfológico de la mazorca de cacao realizado por Centeno Gómez (2018). Como se mencionó anteriormente, esta es una baya grande ovalada con surcos, en donde identificó que esta tiene una forma pentagonal que sí es observada desde una vista axial, la misma se subdivide generando de 5 a 10 surcos que tienen un espesor variable en las capas del pericarpio, la capa

externa de este es dura y la interna que rodea las semillas es mucilaginosa, la mazorca puede contener desde 16 hasta 60 semillas.

También realizó un corte transversal donde pudo identificar algunas partes del tejido como son el epicarpio que es la parte más externa del fruto, la cual posee una alta dureza y normalmente es conocida como la cáscara. También le fue posible identificar el mesocarpio, que es de consistencia carnosa, y el endocarpio, que es la capa interna que envuelve la semilla, algunas veces es membranosa y otras veces se endurece o lignifica.



Figura 45. Vista del corte transversal del fruto del cacao. (Centeno Gómez, 2018). Obtenido <http://noesis.uis.edu.co/bitstream/123456789/28307/1/172724.pdf>

En la figura 45 pudieron observar la disposición de los granos de cacao dentro de la mazorca, también observó que donde el epicarpio es más delgado este no entra en contacto con la semilla. Además, definió que el espesor de la cascara es de aproximadamente 9 mm, esta medida se tendrá en cuenta posteriormente para el diseño de la cuchilla de corte.



Figura 46. Espesor de la cascara de cacao corte longitudinal. (Centeno Gómez 2018). Obtenido <http://noesis.uis.edu.co/bitstream/123456789/28307/1/172724.pdf>

Pese a tener surcos longitudinales, la mazorca de cacao presenta una variación en el espesor de la cáscara.



Figura 47. Espesor de la cascara (corte transversal). (Centeno Gómez, 2018). Obtenido <http://noesis.uis.edu.co/bitstream/123456789/28307/1/172724.pdf>

Al realizar un corte longitudinal al fruto, observó que las semillas tienen un espacio de separación con respecto a la cascara correspondiente a 3 mm, a esto se le suman 9 mm de espesor de la cascara, resultando en total de 12 mm, esta medida mínima es la que debe penetrar la cuchilla.

La tabla 11 contiene la medida de diferentes variables como la longitud, masa, fuerza de corte, diámetro mayor y peso, la cual fue realizada por (Parra Tirado and Guzmán Calderón 2018). Para la adquisición de estos datos se tomó una muestra de 11 mazorcas de cacao.

Tabla 11

Parametrización del fruto de cacao

Mazorca	Masa y peso de la mazorca		Resistencia a fuerza cortante		Dimensiones de la mazorca		Volumen desplazado
	Número	Masa (kg)	Peso (N)	Carga (kg)	Fuerza (N)	Longitud (cm)	
1	0.7453	7.311393	57	559.17	26.8	9.4	0.001253772
2	0.7860	7.710660	36	353.16	36.8	9.6	0.001207336
3	0.4209	4.129029	55	539.55	18.2	8.7	0.000603668
4	0.8518	8.356158	68	667.08	27.0	9.7	0.001160900
5	0.5416	5.313096	54	534.65	22.6	8.7	0.000696540
6	0.6633	6.506973	42	412.02	22.4	9.7	0.000882284
7	0.4846	4.753926	39	382.59	17.4	8.6	0.000557232
8	0.4464	4.379184	62	613.13	16.0	8.2	0.000510796
9	0.6794	6.664914	31	304.11	26.6	9.5	0.000928720
10	0.7614	7.469334	43	421.83	21.5	9.4	0.000882284
11	0.8045	7.892145	45	450.51	22.0	10.0	0.000975156
Promedio	0.6402	6.407892	48.75	477.70	23.4	9.23	0.000878063
Desviación	0.1544	1.5151185	27.18	266.72	5.55	0.57	0.000262234

Fuente: Compilada de (Parra Tirado and Guzmán Calderón, 2018).

4.3.2.2. Diseño del sistema de alimentación

El sistema de alimentación tiene como objetivo dirigir las mazorcas de cacao hacia el sistema de corte, el cual está conformado por dos discos de corte, estando ya en los discos de corte, los soportes se encargan de que la mazorca pase entre ellos, generando así el corte longitudinal que se busca en la mazorca.

4.3.2.3. Determinación de la velocidad de la cadena del mecanismo de transporte del fruto

Como parámetro establecido anteriormente, la maquina tendrá una producción de 4700 Mz/h. Dónde: (Mz: Mazorca de cacao).

Teniendo como parámetro la producción de mazorcas, la cual es de 4700 Mz/h, esta producción se convirtió a Mz/s, dando un total de 1.3 Mz/s, se debe tener en cuenta una zona de 0.550 m para poder posicionar la mazorca en el sistema de alimentación, teniendo en cuenta lo anterior la velocidad de la cadena se calculó multiplicando la longitud de la mazorca por la producción en segundos, esto dio como resultado una velocidad de 0.7181 m/s

Este último valor obtenido hace referencia a la velocidad de la mazorca, lo que quiere decir que será la misma velocidad que lleve la cadena en todo momento.

4.3.2.4. Fuerza de empuje del fruto

La fuerza de empuje que necesita el sistema de alimentacion para poder hacer pasar la mazorca por el sistema de corte, se extrajo de (Parra Tirado and Guzmán Calderón 2018), los cuales realizaron varios enayos, obteniendo una fuerza maxima de 610N.

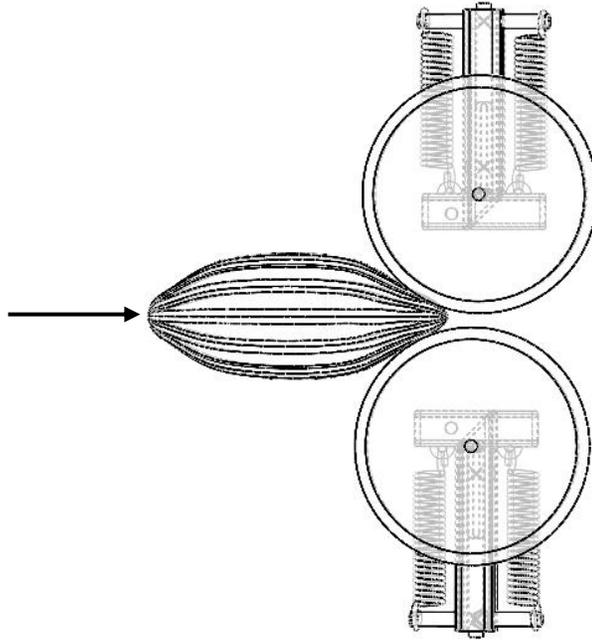


Figura 48. Fuerza de empuje en el sistema de corte de doble disco. Fuente: Elaboración propia.

4.3.2.5. Determinación de la potencia que requiere el sistema de corte

Ya con los datos obtenidos hasta el momento, los cuales son la velocidad de la cadena (V_c) y la fuerza de empuje, se calculó la potencia que requiere el sistema para poder generar el corte longitudinal en la mazorca utilizando la Ec. (26).

$$P_c = F_e \times V_c \quad \text{Ec. (26)}$$

$$P_c = 610 \text{ N} \times 0.7181 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P_c = 438.041\text{W}$$

$$P_c = 0.58 \text{ Hp} \cong 0.75 \text{ Hp}$$

4.3.2.6. Diseño y selección de la transmisión por cadena, para el sistema de alimentación de la máquina.

La cadena es un elemento mecánico flexible que permite que se transmita potencia a muy bajas velocidades, entregando versatilidad, adicionalmente en el mercado se cuenta con una gran cantidad de accesorios para facilitar la aplicación de la cadena al transporte u otros manejos de materiales que para el proyecto es de gran utilidad (figura 49). Por consiguiente, se realiza el diseño para un transportador de fruto de cacao por cadena conducida con un motor eléctrico.

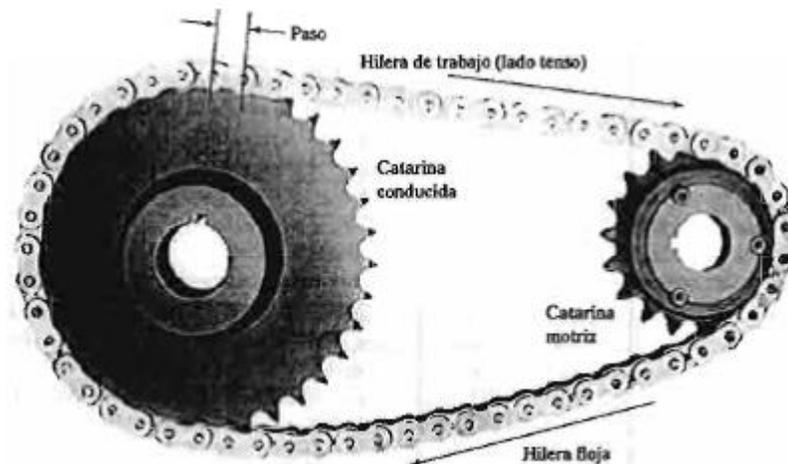


Figura 49. Transmisión de potencia por medio de cadena de rodillos. Obtenido <http://equipo4conalep1.blogspot.com/2014/>.

Para calcular los rpm del eje donde se encuentra la Catarina conductora, se seleccionó una cadena de rodillos comercial que resistiera la fuerza de corte y la potencia del respectivo sistema.

La cadena seleccionada es una ANSI número 40 con un paso de 0.5 in y para una catarina de 15 dientes. Ver apéndice A.

Para el cálculo del número de revoluciones del eje principal del sistema de corte se utilizó la Ec. (27), en donde ya se tenían variables conocidas como la velocidad de la cadena, el paso de la cadena y el número de dientes.

$$V = \frac{Z \times p \times n}{12} \quad \text{Ec. (27)}$$

$$141.34 \frac{\text{Ft}}{\text{min}} = \frac{15(0.5\text{in})n}{12}$$

$$n = 226.14 \text{ rpm}$$

El valor del número de revoluciones fue importante para poder calcular más adelante la relación de velocidades o verificar la capacidad de la cadena.

Para empezar con el diseño, lo primero que se deberá establecer es el factor de servicio, el cual depende del uso que se le dará al sistema de transmisión, para este caso teniendo en cuenta la tabla 7-8 del libro “Diseño de elementos de máquinas de Robert Mott” se seleccionó un factor de servicio de 1.3 que es para un impulsor con motor eléctrico y tipo de carga choque moderado. Con estos resultados, se calculará la potencia de diseño. Ver apéndice B.

Datos iniciales para la selección de la cadena, los subíndices (e) corresponden a datos de entrada y los subíndices (s) a datos de salida. Por lo anterior la Ec. (28) se utilizó para determinar la potencia de diseño del sistema de corte la Ec. (28).

$$H_i = 0.75 \text{ HP} \quad , \quad n_e = 226.14 \text{ rpm} \quad , \quad n_s = 226.14 \text{ rpm} \quad , \quad Z_e = 15 \text{ dientes}$$

$$H_d = f_s \times H_i \quad \text{Ec. (28)}$$

$$H_d = 1.3 \times 0.75 \text{ HP}$$

$$H_d = 0.975 \text{ HP}$$

Esta potencia de diseño es la que se debió tener en cuenta a la hora de seleccionar el motor para el sistema de alimentación.

Debido a que se buscó mantener la misma velocidad en los dos ejes la relación sería:

$$r_v = \frac{226.14 \text{ rpm}}{226.14 \text{ rpm}}$$

$$r_v = 1$$

Teniendo en cuenta el número de dientes de la Catarina y a las revoluciones en que gira esta, se verificó que la capacidad de la cadena en esas condiciones es mayor a la capacidad que requiere el sistema de corte. Ver apéndice C.

A continuación, se calculó la cantidad necesaria de dientes para la rueda dentada (corona), para ello se tuvo en cuenta la Ec. (30).

$$Z_{\min} = Z_e \quad \text{Ec. (29)}$$

$$Z_s = r_v \times Z_e \quad \text{Ec. (30)}$$

$$Z_s = 15 \text{ dientes}$$

El número de dientes de la corona que se calculó, sirvió como dato para calcular la longitud de la cadena, mostrado más adelante.

Se utilizó la Ec. (31) para el cálculo del diámetro de paso de las catarinas, en donde se tuvo datos conocidos como el paso de la cadena y numero de dientes.

$$D = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)} \quad \text{Ec. (31)}$$

$$D = \frac{0.5 \text{ in}}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{15}\right)}$$

$$D = 2.40 \text{ in}$$

El diámetro que se calculó es un dato necesario para el modelado de la catarina en SolidWorks. Posteriormente, se seleccionó una distancia entre centros arbitraria, pero que estuviera entre los límites recomendados, con esta distancia entre centros se calculó la longitud de la cadena usando la Ec. (32).

$$C = 80p$$

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{(Z_e + Z_s)}{2} + \frac{(Z_e + Z_s)^2}{4 \times \pi^2 \times \frac{C}{p}} \quad \text{Ec. (32)}$$

$$\frac{L}{p} = \frac{2(80p)}{p} + \frac{(15 + 15)}{2} + \frac{(15 + 15)^2}{4 \times \pi^2 \times \frac{(80p)}{p}}$$

$$\frac{L}{p} = 175.28$$

Esta longitud que se halló no es la real, ya que se usó una distancia entre centros arbitraria, a continuación, se calculó la distancia entre centros real con la Ec. (33). la longitud que se halló anteriormente se usó en la Ec. (34) para poder hallar A.

$$C_{\text{real}} = \frac{p}{4} \left[-A + \sqrt{A^2 - 8 \left(\frac{Z_e - Z_s}{2\pi} \right)^2} \right] \quad \text{Ec. (33)}$$

$$A = \frac{Z_e + Z_s}{2} - \frac{L}{p} \quad \text{Ec. (34)}$$

$$A = \frac{15 + 15}{2} - 175.28$$

$$A = -160.28$$

$$C_{\text{real}} = \frac{0.5}{4} \left[-(-160.28) + \sqrt{(-160.28)^2 - 8 \left(\frac{15 - 15}{2\pi} \right)^2} \right]$$

$$C_{\text{real}} = 40$$

Una vez se calculó la distancia entre centros real, se procedió a calcular la longitud real de la cadena usando la Ec. (35)

$$\frac{L}{p} = \frac{2C_{\text{real}}}{p} + \frac{(Z_e + Z_s)}{2} + \frac{(Z_e + Z_s)^2}{4 \times \pi^2 \times \frac{C_{\text{real}}}{p}} \quad \text{Ec. (35)}$$

$$\frac{L}{p} = \frac{2(40P)}{p} + \frac{(15 + 15)}{2} + \frac{(15 + 15)^2}{4 \times \pi^2 \times \frac{40P}{p}}$$

$$\frac{L}{p} = 95.57$$

Como la cadena de rodillos se usó para el sistema de alimentación, y este sistema debía tener como mínimo 1m de distancia entre centros para poder tener un flujo continuo de frutos hacia el sistema de corte, se optó por seleccionar la distancia entre centros mayores; por lo tanto, la designación de la cadena fue:

$$(N_H)(N_C)(L_C) = (1)(40)(175.28P)$$

La fuerza en los eslabones está relacionada directamente con la potencia de diseño del sistema y se calculó utilizando la Ec. (36).

$$F_{es} = \frac{H_D(33000)}{\frac{d \times n \times \pi}{12}} \quad \text{Ec. (36)}$$

$$F_{es} = \frac{(0.975Hp)(33000)}{\frac{3.2in(226.14rpm)\pi}{12}}$$

$$F_{es} = 169.83 \text{ Lb}$$

El valor de la fuerza en los eslabones nos permitió junto con el diámetro de los rodillos de la cadena, poder realizar el cálculo del esfuerzo normal en los eslabones, para ello se usó la Ec. (37), para el diámetro del rodillo ver apéndice A.

$$\sigma_{es} = \frac{F_{es}}{\frac{\pi(d_{rodillo})^2}{4}} \quad \text{Ec. (37)}$$

$$\sigma_{es} = \frac{169.83 \text{ Lb}}{\frac{\pi \cdot (0.312 \text{ in})^2}{4}}$$

$$\sigma_{es} = 2221.34 \text{ si}$$

Para el cálculo de la fuerza de la cadena se usaron datos ya conocidos como la potencia de diseño y la velocidad de la cadena, el valor del peso de la cadena por cada pie de su longitud se extrajo de la tabla 17-19 del libro (Budynas and Nisbett 2012) para una cadena ANSI 40. Ver apéndice A.

$$F_{cad} = \frac{22.4 H_D}{V} + 0.0208 V^2 G \quad \text{Ec. (38)}$$

$$F_{cad} = \frac{22.4 (0.975 \text{ Hp})}{2.36 \frac{\text{Ft}}{\text{s}}} + 0.0208 \left(2.36 \frac{\text{Ft}}{\text{s}} \right)^2 0.42 \frac{\text{Lb}}{\text{Ft}}$$

$$F_{cad} = 9.3 \text{ Lb}$$

Una vez fue calculado la fuerza de la cadena, se procedió a calcular el esfuerzo de la cadena utilizando la Ec. (39).

$$\tau_{cor} = \frac{2F_{cad}}{\pi (d_{rodillo})^2} \quad \text{Ec. (39)}$$

$$\tau_{\text{cor}} = \frac{2(9.3 \text{ Lb})}{\pi(0.312 \text{ in})^2}$$

$$\tau_{\text{cor}} = 60.82 \text{ psi}$$

Por consiguiente, se calculó tanto la potencia nominal limitada por la placa del eslabón (H_1), como la potencia nominal limitada por los rodillos (H_2), para ello se usó la Ec. (40) y la Ec. (41) respectivamente como se muestra a continuación.

$$H_1 = 0.004 Z_1^{1.08} n_1^{0.9} p^{(3-0.07p)} \quad \text{Ec. (40)}$$

$$H_1 = 0.004(15)^{1.08} (226.14 \text{ rpm})^{0.9} 0.5^{(3-0.07(0.5))}$$

$$H_1 = 125 \text{ Hp}$$

$$H_2 = \frac{1000 K_r Z_1^{1.5} p^{(0.8)}}{n_1^{1.5}} \quad \text{Ec. (41)}$$

$$H_2 = \frac{1000(17) (15)^{(1.5)} 0.5^{(0.8)}}{(226.14 \text{ rpm})^{1.5}}$$

$$H_2 = 166.8 \text{ HP}$$

Con el valor de la potencia nominal limitada por los rodillos (H_2) se determinó la vida en horas de la cadena de rodillos número 40, usando la Ec. (42).

$$H_2 = 1000 \left[K_r \left(\frac{N_1}{n_1} \right)^{1.5} p^{0.8} \left(\frac{L_p}{100} \right)^{0.4} \left(\frac{15000}{h} \right)^{0.4} \right] \quad \text{Ec. (42)}$$

$$166.8 \text{ Hp} = 1000 \left[17 \left(\frac{15}{226.14 \text{rpm}} \right)^{1.5} 0.5^{0.8} \left(\frac{175.28 \text{in}}{100} \right)^{0.4} \left(\frac{15000}{h} \right)^{0.4} \right]$$

$$h = 26191.95 \text{ horas}$$

Este valor nos indicó que la cadena de rodillos seleccionada tendrá una vida bastante prolongada si se le da el mantenimiento necesario, estos cuidados se darán a conocer más adelante.

4.3.2.7. Diseño y selección de la transmisión de potencia por banda trapezoidal

Se escoge un sistema de transmisión por medio de poleas y bandas en V, debido a que las bandas presentan mayores dimensiones (relacionado con mayores relaciones de transmisión), mantenimiento sencillo (no requiere lubricación y el cambio de fajas no es complicados), bajo nivel de ruido y bajos precios.

Para el cálculo de este sistema de transmisión de potencia se usó el libro Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Asimismo, se tuvieron en cuenta las siguientes condiciones iniciales para el cálculo y selección de la banda.

$$H_i = 0.75\text{HP} \quad , \quad n_e = 1200 \text{ rpm} \quad , \quad n_s = 226.14 \text{ rpm}$$

El primer calculo que se realizó fue el de hallar la potencia de diseño del sistema usando la Ec. (43). Para el factor de servicio se usó la tabla 7-1 del libro “Diseño de elementos de máquinas de Robert Mott” seleccionando así un motor de CA con par torsional normal como impulsor y elevador de cangilones como tipo de maquina impulsada, el factor de servicio sería de 1.2. Ver apéndice D.

$$H_d = f_s \times H_i \quad \text{Ec. (43)}$$

$$H_d = 1.2 \times 0.75 \text{ Hp}$$

$$H_d = 0.9 \text{ Hp}$$

Selección del servomotor 1. Teniendo en cuenta la potencia de diseño hallada anteriormente y el número de revoluciones en la polea conductora, se procedió a seleccionar un servomotor que cumpliera estas dos condiciones, para ello se seleccionó un servomotor disponible en el mercado nacional, este fue el 86HB250-156B 127.5 KG/CM NEMA 86.

Ya con el valor de la potencia de diseño calculado y con el valor de la velocidad de la polea menor, se procedió a seleccionar el tipo de banda óptimo teniendo en cuenta la siguiente figura 50. En este caso fue una banda de sección tipo A. como se muestra en la figura 51.

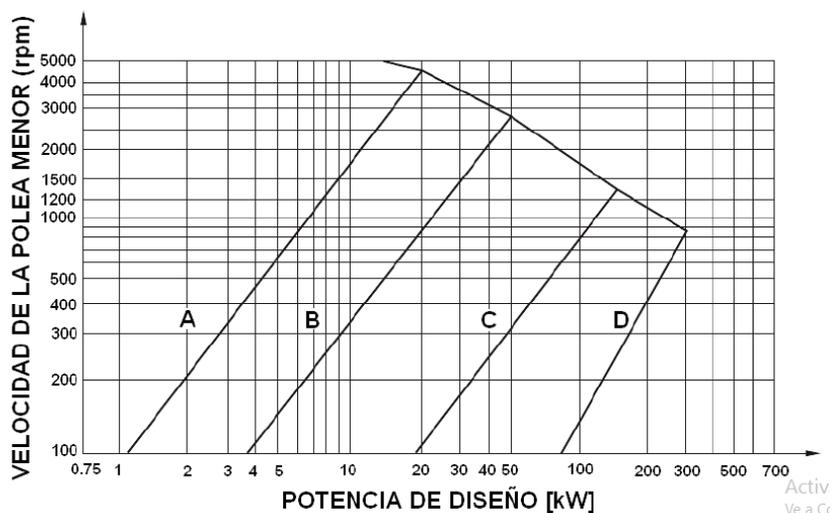


Figura 50. Recomendaciones para seleccionar el perfil en bandas. (Ozaeta Eidelman, Flórez García, and Higuera Cobos 2013). Obtenido <https://revistas.uptc.edu.co/index.php/ingenieria/article/view/2513/2368>

Para conocer las características de la banda de sección tipo A (figura 51), se utilizó la tabla 17-9 del libro “Diseño en ingeniería mecánica de shigley”. La cual se muestra a continuación en la tabla 12:

Tabla 12

Secciones de bandas en V

Sección de la banda	Ancho a, pulg	Espesor b, pulg	Diámetro mínimo de polea, pulg	Intervalo de potencias (hp), una o más bandas
→ A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4}$ - 10
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15-100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.00	50-250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.60	100 y mayores

Fuente: (Budynas and Nisbett 2012).

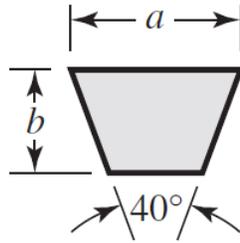


Figura 51. Medidas de la sección transversal de la banda. (Budynas and Nisbett 2012). Obtenido <https://www.elsolucionario.org/disenio-en-ingenieria-mecanica-de-shigley-r-budynas-j-nisbett-9ed/>

Para el diseño y la selección de bandas se debió comprobar las siguientes recomendaciones.

$$D \leq C \leq 3(D + d)$$

$$1000 \leq v \leq 5000$$

Para poder comprobar las recomendaciones de debió hallar los valores d , D y v . selección y calculo a continuación.

Para el diámetro de la polea menor se tuvo en cuenta la condición denotada en la tabla 12 para el diámetro mínimo de la polea y se seleccionó el siguiente diámetro para esta.

$$d = 3.2 \text{ in}$$

Con las condiciones iniciales mostradas anteriormente, se calculó la relación de velocidades del sistema de transmisión de potencia teniendo en cuenta la Ec. (44).

$$r_v = \frac{n_s}{n_e} \quad \text{Ec. (44)}$$

$$r_v = \frac{1200 \text{ rpm}}{226.14 \text{ rpm}}$$

$$r_v = 5.3$$

Por último, para el diámetro de la polea mayor se multiplicó la relación de velocidades con el diámetro de la polea menor, usando la Ec. (45).

$$D = r_v \times d \quad \text{Ec. (45)}$$

$$D = 5.3 (3.2\text{in})$$

$$D = 16.96 \text{ in}$$

Una vez calculado D, d y v. se procedió a tener en cuenta las recomendaciones.

$$16.96\text{in} \leq C \leq 3(16.96\text{in} + 3.2\text{in})$$

$$16.96\text{in} \leq C \leq 60.48\text{in}$$

Se seleccionó una distancia entre centros de $C = 21\text{in}$ debido a que cumplía con la recomendación.

Para la siguiente recomendación se calculó la velocidad de la banda usando la Ec. (46).

$$1000 \leq v \leq 5000$$

$$v = \frac{\pi \times n_e \times d}{12} \quad \text{Ec. (46)}$$

$$v = \frac{\pi \times 1200\text{rpm} \times 3.2\text{in}}{12}$$

$$v = 1005.31 \frac{\text{Ft}}{\text{min}}$$

Con este valor se comprobó que la velocidad de la banda está dentro de lo recomendado para un sistema de transmisión de potencia por banda trapezoidal.

La longitud de la banda se calculó teniendo en cuenta la ecuación Ec. (47), utilizando variables ya conocidas.

$$l_p = 2C + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad \text{Ec. (47)}$$

$$l_p = 2(21\text{in}) + 1.57(16.9\text{in} + 3.2\text{in}) + \frac{(16.96\text{in} - 3.2\text{in})^2}{4(21\text{in})}$$

$$l_p = 78.37 \text{ in}$$

Debido a que el valor de longitud de la banda calculado no es estándar, se tuvo que seleccionar uno estándar según la tabla 17-10 del libro (Budynas and Nisbett 2012) teniendo en cuenta que la banda es de sección transversal tipo A. Ver apéndice F.

El valor de L_i (Estándar), seleccionado fue: $L_i = 78 \text{ in}$

Para obtener el valor de la longitud de la banda ya corregida, al valor de L_i se le debió adicionar un factor (F). El valor de F se seleccionó de la tabla 17-11 del libro (Budynas and Nisbett 2012), la cantidad a sumar es para una banda de sección transversal tipo A, para ese cálculo se tuvo en cuenta la Ec. (48).

$$L_p = L_i + F \quad \text{Ec. (48)}$$

$$L_p = 78 \text{ in} + 1.3$$

$$L_p = 79.3 \text{ in}$$

Con el valor anteriormente calculado se indicó la referencia de la banda, la cual fue (A97.3) que indica que es de sección tipo A y con una longitud de 97.3in.

Para el cálculo de la distancia entre centros real se usó la Ec. (49).

$$C_{\text{real}} = 0.25 \left\{ \left[l_p - \frac{\pi}{2} (D + d) \right] + \sqrt{\left[l_p - \frac{\pi}{2} (D + d) \right]^2 - 2(D + d)^2} \right\} \quad \text{Ec. (49)}$$

$$C_{\text{real}} = 0.25 \left\{ \left[79.3 \text{ in} - \frac{\pi}{2} (16.96 \text{ in} + 3.2 \text{ in}) \right] + \sqrt{\left[79.3 \text{ in} - \frac{\pi}{2} (16.96 \text{ in} + 3.2 \text{ in}) \right]^2 - 2(16.96 \text{ in} + 3.2 \text{ in})^2} \right\}$$

$$C_{\text{real}} = 21.45 \text{ in}$$

A continuación, se calculó la potencia permitida por la banda H_a , para ello se debió tener en cuenta K_1 , K_2 y H_{tab} . Como se muestra en la Ec. (50).

$$H_a = K_1 \times K_2 \times H_{\text{tab}} \quad \text{Ec. (50)}$$

La potencia tabula H_{tab} se seleccionó de la tabla 17-12 del libro (Budynas and Nisbett 2012), teniendo en cuenta la velocidad de la banda, el tipo de la banda y el diámetro de la polea menor. Ver apéndice G.

$$H_{\text{tab}} = 0.735 \text{ Hp}$$

El factor de corrección K_1 se seleccionó teniendo en cuenta la tabla 17-13 del mismo libro. Para poder seleccionar K_1 se tuvo en cuenta la el valor que arrojó la Ec. (51).

$$\frac{D - d}{C} \quad \text{Ec. (51)}$$

$$\frac{16.96\text{in} - 3.2\text{in}}{21.45\text{in}} = 0.64$$

Con este dato se seleccionó el factor de corrección del ángulo de contacto K_1 , el cual fue de 0.834. Ver apéndice H.

El factor de corrección de longitud de banda K_2 se seleccionó teniendo en cuenta la tabla 17-14, del libro (Budynas and Nisbett 2012) para ello se debía tener la longitud nominal de la banda, con esto, el factor K_2 fue igual a 1.10. Ver apéndice I.

Se Reemplazó los datos en la Ec. (50) y se obtuvo el valor de H_a .

$$H_a = 0.834 \times 1.10 \times 0.735H_p$$

$$H_a = 0.67 H_p$$

El valor de H_a que se halló anteriormente nos ayudó a calcular del número de bandas necesarias para el sistema usando la Ec. (52).

$$N_b = \frac{H_d}{H_a} \quad \text{Ec. (52)}$$

$$N_b = \frac{0.9 H_p}{0.67 H_p}$$

$$N_b = 1.34$$

$$N_b \cong 1$$

El número de bandas que se calculó, se usó para calcular el ΔF en la Ec. (53).

$$\Delta F = \frac{63025 \frac{H_d}{N_b}}{n \left(\frac{d}{2} \right)} \quad \text{Ec. (53)}$$

$$\Delta F = \frac{63025 \frac{0.9Hp}{1}}{1200rpm \left(\frac{3.2in}{2} \right)}$$

$$\Delta F = 29.54 \text{ lb}_f$$

A continuación, se realizó una serie de cálculos de tensiones necesarias, como la tensión centrífuga (F_c), tensión mayor (F_1), tensión menor (F_2) y la tensión inicial (F_i).

Para el cálculo de la tensión centrífuga se usó la Ec. (54). la variable K_c se seleccionó teniendo en cuenta el tipo de banda (A), se usó la tabla 17-16 del libro (Budynas and Nisbett 2012) los valores de K_b y K_c fueron:

$$K_c = 0.561 \quad K_b = 220$$

De esta manera, se tuvo en cuenta el apéndice J, y resulto el cálculo siguiente:

$$F_c = K_c \left(\frac{V}{1000} \right)^2 \quad \text{Ec. (54)}$$

$$F_c = 0.561 \left(\frac{1005.31 \frac{\text{Ft}}{\text{min}}}{1000} \right)^2$$

$$F_c = 0.567 \text{ lb}_f$$

El valor calculado anteriormente fue usado para calcular la tensión mayor, se usó la Ec. (55).

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1} \quad \text{Ec. (55)}$$

Para poder calcular F_1 se procedió a hallar las variables desconocidas en la Ec. (55). Una de las variables desconocidas fue el coeficiente de fricción del material de la banda sobre el aluminio (material de la polea).

$$f = 0.5123$$

Se calculó el ángulo de la polea mayor (θ_D) con la Ec. (56), debido a que $\theta_D = \phi$, también se calculó el ángulo de la polea menor (θ_d) con la Ec. (57) y el coeficiente de fricción efectivo tabulado con ángulo de ranura de la polea $\exp(f\phi)$.

$$\theta_D = \pi - 2 \sin^{-1} \left(\frac{D - d}{2C} \right) \quad \text{Ec. (56)}$$

$$\theta_D = \pi - 2 \sin^{-1} \left(\frac{16.96 \text{in} - 3.2 \text{in}}{2(39.53 \text{in})} \right)$$

$$\theta_D = 159.95^\circ \cong 2.79 \text{ rad}$$

$$\theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \left(\frac{d - D}{2C} \right) \quad \text{Ec. (57)}$$

$$\theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \left(\frac{3.2 \text{in} - 16.96 \text{in}}{2(39.53 \text{in})} \right)$$

$$\theta_d = 200.05^\circ \cong 3.49 \text{ rad}$$

$$\exp(f\theta) = \exp(0.5123 \times 2.79 \text{ rad})$$

$$\exp(f\theta) = 4.18$$

Se reemplazó los valores de $\exp(f\theta)$, F_c y ΔF en la Ec. (55), para así calcular la tensión mayor F_1 .

$$F_1 = 0.567 \text{ lb}_f + \frac{29.54 \text{ lb}_f \times 4.18}{4.18 - 1}$$

$$F_1 = 39.39 \text{ lb}_f$$

Con el valor de F_1 ya calculado se procedió a calcular la tensión menor (F_2), usando la ecuación Ec. (58).

$$F_2 = F_1 - \Delta F \quad \text{Ec. (58)}$$

$$F_2 = 39.39 \text{ lb}_f - 29.54 \text{ lb}_f$$

$$F_2 = 9.85 \text{ lb}_f$$

Por último, se calculó el valor de la tensión inicial (F_i), para ello se usó la Ec. (59).

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} + F_C \quad \text{Ec. (59)}$$

$$F_i = \frac{39.39 \text{ lb}_f + 9.85 \text{ lb}_f}{2} + 0.567 \text{ lb}_f$$

$$F_i = 25.19 \text{ lb}_f$$

A continuación, se calculó el factor de servicio del sistema de transmisión, se usó la Ec. (60).

$$n_{fs} = \frac{H_a N_b}{H_{nom} K_s} \quad \text{Ec. (60)}$$

$$n_{fs} = \frac{0.643 \text{ Hp} \times 1}{0.75 \text{ Hp} \times 1.2}$$

$$n_{fs} = 0.71$$

Cálculos necesarios para hallar la vida de la banda.

Dos de los datos necesarios con los que se calculó la vida de la banda fueron las tensiones en la banda las cuales se calcularon con las ecuaciones (61) y (62).

$$T_1 = F_1 + \frac{K_b}{d} \quad \text{Ec. (61)}$$

$$T_1 = 39.39 \text{ lb}_f + \frac{220}{3.2 \text{ in}}$$

$$T_1 = 108.14 \text{ lb}_f$$

$$T_2 = F_1 + \frac{K_b}{D} \quad \text{Ec. (62)}$$

$$T_2 = 39.39 \text{ lb}_f + \frac{220}{16.96 \text{ in}}$$

$$T_2 = 52.36 \text{ lb}_f$$

Con las tensiones en la banda ya calculadas, se calculó del número de pasadas con la Ec. (63). Donde los valores K y b se obtuvieron de la tabla 17-17 del libro (Budynas and Nisbett 2012). Ver apéndice K.

$$N_P = \left[\left(\frac{K}{T_1} \right)^{-b} + \left(\frac{K}{T_2} \right)^{-b} \right]^{-1} \quad \text{Ec. (63)}$$

$$N_P = \left[\left(\frac{674}{108.14\text{lb}} \right)^{-11.089} + \left(\frac{674}{52.36\text{lb}} \right)^{-11.089} \right]^{-1}$$

$$N_P = 6(10^8)$$

Con el valor de numero de pasadas ya calculado, la longitud de la banda y la velocidad de esta, se calculó la vida de la banda en horas, remplazando los valores en la Ec. (64).

$$t = \frac{N_P L_P}{720V} \quad \text{Ec. (64)}$$

$$t = \frac{10^8 \times 113.3}{720 \times 1005.3 \frac{\text{Ft}}{\text{min}}}$$

$$t = 15653.14 \text{ h}$$

4.3.2.8. Diseño del eje principal del sistema de alimentación

Para el diseño del eje principal el cual recibe la potencia del motor por medio de una transmisión de polea y banda, se seleccionó un acero AISI 304 como material para su fabricación. con este material se usó a la tabla A-22 del libro (Budynas and Nisbett 2012) para poder extraer sus características mecánicas. Ver apéndice L.



Figura 52. Esquema del eje primario. Fuente: Elaboración propia.

Donde: A es la posición de la polea de transmisión, con diámetro de 16.96 in, B es la posición de rodamiento 1, C es la posición de catarina, con un diámetro de 2.4 in y D es la posición de rodamiento 2. Primeramente, se analizó el eje a carga estática, como se muestra en la figura 53.

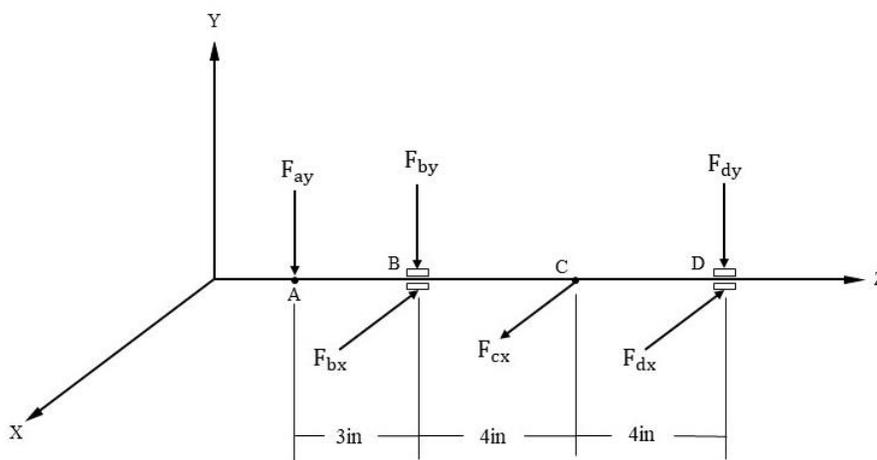


Figura 53. Diagrama de fuerzas en el eje principal. Fuente. Elaboración propia.

Para poder calcular las fuerzas que se ejercen en el eje, se calculó el par torsional entregado por el sistema de transmisión de potencia. Para ello se usó la Ec. (65).

$$T = \frac{63000 P}{n} \quad \text{Ec. (65)}$$

$$T = \frac{63000(0.975\text{Hp})}{226.14 \text{ rpm}}$$

$$T = 271.62 \text{ lb. in}$$

Una vez calculado el torque, se halló la fuerza que ejerce la polea sobre el eje utilizando la Ec. (66), donde el diámetro de la polea mayor se calculó anteriormente.

$$F_a = \frac{T}{\frac{D}{2}} \quad \text{Ec. (66)}$$

$$F_a = \frac{271.62 \text{ lb. in}}{\frac{16.96 \text{ in}}{2}}$$

$$F_a = 32.03 \text{ lb}$$

Se usó la Ec. (67) para calcular la fuerza que ejerce la Catarina sobre el eje en el punto C.

$$F_c = \frac{T}{\frac{d}{2}} \quad \text{Ec. (67)}$$

$$F_c = \frac{271.62 \text{ lb. in}}{\frac{2.4 \text{ in}}{2}}$$

$$F_c = 226.35 \text{ lb}$$

Ya obtenidas las fuerzas que actúan sobre el eje, se usó el software MDSolids para el cálculo de reacciones y momento máximo en los planos YZ y XZ, teniendo en cuenta la figura 53. Primero se realizó el análisis en el plano YZ, como se muestra en la figura 54.

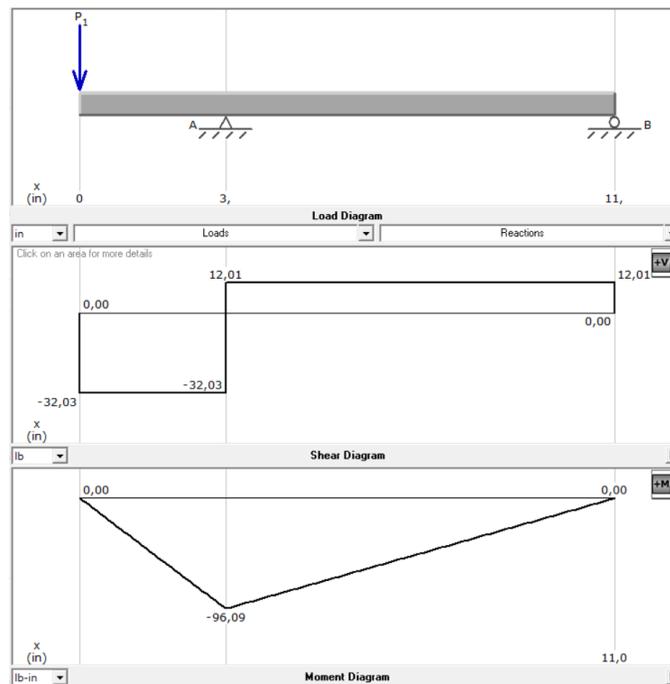


Figura 54. Diagrama fuerza cortante y momento flector en el plano YZ del eje principal. Obtenido de MDSolids.

Del analisis anterior se extrajo las reacciones F_{by} , F_{dy} y el momento maximo en el puto B del eje. Cabe recalcar que estas reacciones son las fuerzas que actuan en los rodamientos.

$$F_{by} = 44.04 \quad F_{dy} = 12.01 \text{ lb} \quad M_B = 96.09 \text{ lb.in}$$

Debido a que el software no arrojó el momento en el punto C, este se calculó teniendo en cuenta la *Ec. (68)* y la figura 55.

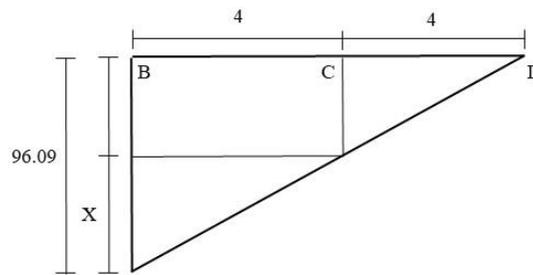


Figura 55. Momento en el punto C. Fuente: Elaboración propia.

$$\frac{8}{4} = \frac{96.09}{X} \quad \text{Ec. (68)}$$

$$X = 48.045 \text{ lb.in}$$

$$M_C = 96.09 \text{ lb.in} - 48.045 \text{ lb.in}$$

$$M_C = 48.045 \text{ lb.in}$$

El segundo análisis se realizó el análisis en el plano XZ, como se muestra en la figura 56.

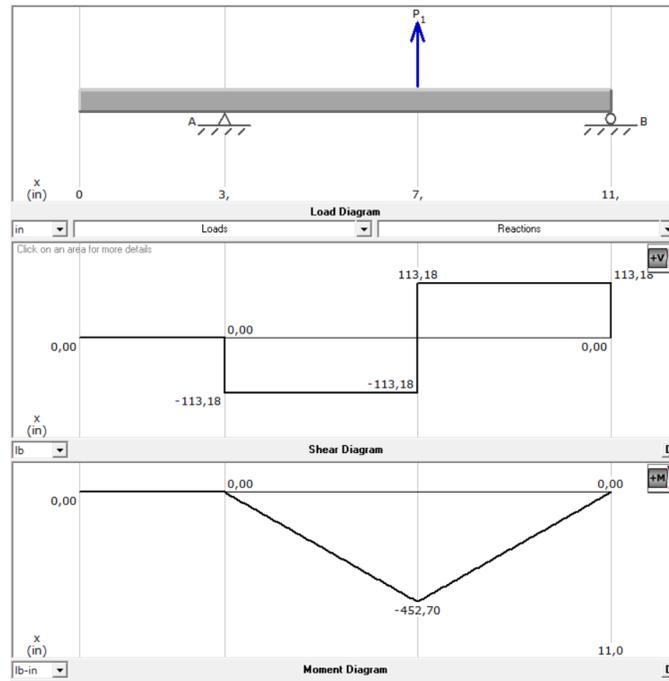


Figura 56. Diagrama fuerza cortante y momento flector en el plano XZ del eje principal. Obtenido de MDSolids.

Del análisis anterior se extrajeron las reacciones F_{bx} , F_{dx} y el momento máximo en el punto C del eje.

$$F_{bx} = 113.18 \text{ lb} \quad F_{dx} = 113.18 \text{ lb} \quad M_C = 452.70 \text{ lb}\cdot\text{in}$$

A continuación, se calculó usando la Ec. (69) el momento máximo en el eje, teniendo en cuenta los dos análisis.

$$M_{\max C} = \sqrt{M_{XZ}^2 + M_{YZ}^2} \quad \text{Ec. (69)}$$

$$M_{\max C} = \sqrt{(452.7 \text{ lb}\cdot\text{in})^2 + (48.045 \text{ lb}\cdot\text{in})^2}$$

$$M_{\max_c} = 455.24 \text{ lb. in}$$

Este valor que se calculó, junto con el torque del sistema son valores necesarios para calcular el diámetro del eje usando la Ec. (70).

$$d = \left[\frac{16n}{\pi S_y} (3M^2 + 4T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. (70)}$$

$$d = \left[\frac{16(1.5)}{\pi(40000\text{psi})} \times (3(455.24 \text{ lb. in})^2 + 4(271.62 \text{ lb. in})^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.57 \text{ in}$$

Este diámetro que se calculó, hace referencia al diámetro necesario para soportar las cargas estáticas del eje, pero con el eje está rotando a ciertos rpm, se calculó un diámetro para estas cargas dinámicas que se generan en el eje.

Con la fórmula de ASME elíptica (SHIGLEY, et al., 2008) se procedió con la verificación a fatiga. Asimismo, se establecieron las propiedades del acero AISI 304.

$$S_y = 40 \text{ Kpsi (276 Mpa)} \quad \text{Resistencia a la tracción}$$

$$S_{ut} = 82.4 \text{ Kpsi (568 Mpa)} \quad \text{Resistencia a la tensión}$$

Una vez se extrajo las propiedades del material, se calculó todos aquellos factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga, el primero que se calculó fue el límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria usando la Ec. (71) y teniendo en cuenta los siguientes parámetros.

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200\text{Kpsi (1400Mpa)} \\ 100 \text{ Kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ Kpsi} \\ 700 \text{ Kpsi} & S_{ut} > 1400 \text{ Kpsi} \end{cases}$$

$$S'_e = 0.5S_{ut} \quad \text{Ec. (71)}$$

$$S'_e = 0.5(82.4\text{Kpsi})$$

$$S'_e = 41.2\text{Kpsi}$$

El segundo factor que se calculo fue el factor de superficie K_a , para ello se usó la ecuación Ec. (72), y para los valores de a y b se usó un acabado superficial (maquinado o laminado en frio). Ver apéndice M.

$$K_a = aS_{ut}^b \quad \text{Ec. (72)}$$

$$K_a = (2.70\text{Kpsi})(82.4\text{Kpsi})^{-0.265}$$

$$K_a = 0.84$$

El tercer factor calculado fue el factor de tamaño K_b , se usó la Ec. (73) y se tuvo en cuenta su diámetro calculado a carga estática, para determinar que formula usar.

$$K_b = \left\{ \begin{array}{ll} 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2\text{in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10\text{in} \\ 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51\text{mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254\text{in} \end{array} \right\}$$

$$K_b = 0.879d^{-0.107} \quad \text{Ec. (73)}$$

$$K_b = 0.879(0.57\text{in})^{-0.107}$$

$$K_b = 0.93$$

Consecutivamente el siguiente factor seleccionado fue el factor de carga K_c , el cual dependió de la condición a la que se vio sometido el eje.

$$K_c = \left\{ \begin{array}{ll} 1 & \text{Flexion} \\ 0.85 & \text{Axial} \\ 0.59 & \text{Torsion} \end{array} \right\}$$

Como el eje 1 se sometió a flexión rotatoria se determinó que.

$$K_c = 1$$

Se seleccionó el factor de temperatura K_d , teniendo en cuenta que el eje estará en condiciones de temperatura ambiente, valor sacado de la tabla 6-4 del libro (Budynas and Nisbett 2012). Ver apéndice N.

$$K_d = 1$$

Otro factor que se seleccionó fue de confiabilidad K_e , este factor se determinó con una confiabilidad del 90% según la tabla 6-5 del libro (Budynas and Nisbett 2012). Ver apéndice O.

$$K_e = 0.897$$

Y, por último, se seleccionó un factor de efectos varios K_f ,

$$K_f = 1$$

Ya teniendo todos los factores, se procedió a calcular la resistencia a la fatiga S_e , usando la ecuación Ec. (74).

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad \text{Ec. (74)}$$

$$S_e = (0.84) (0.93) (1) (1) (0.897) (1) (41.2 \text{Kpsi})$$

$$S_e = 28.87 \text{Kpsi}$$

El S_e calculado hace referencia al límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

A continuación de cálculo los concentradores de esfuerzo tanto a flexión como a torsión.

En el libro (Budynas and Nisbett 2012) se buscó los esfuerzos en los concentradores $K_t = K_f$ (flexión) y $K_{ts} = K_{fs}$ (torsión), para un acabado superficial maquinado o laminado en frío. $K_t = 2.2$, concentrador de esfuerzos a flexión para un cuñero fresado.

Estos concentradores de esfuerzo de calcularon teniendo en cuenta la Ec. (75) y la Ec. (76).

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{Ec. (75)}$$

$$K_{fs} = 1 + q_{\text{cortante}}(K_t - 1) \quad \text{Ec. (76)}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad \text{Ec. (77)}$$

Flexión: $\sqrt{a} = 0.246 - 3.08(10^{-3})S_{ut} + 1.51(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3 \quad \text{Ec. (78)}$

Torsión: $\sqrt{a} = 0.190 - 2.51(10^{-3})S_{ut} + 1.35(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3 \quad \text{Ec. (79)}$

Se reemplazó la Ec. (78) a flexión en la Ec. (77) para poder calcular q y así por último poder hallar K_f .

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.246 - 3.08(10^{-3})S_{ut} + 1.51(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3}{\sqrt{0.02d}}} \quad \text{Ec. (80)}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.246 - 3.08(10^{-3})82400 + 1.51(10^{-5})82400^2 - 2.67(10^{-8})82400^3}{\sqrt{0.02(0.57)}}$$

$$q = -7.1967 \times 10^{-9}$$

Se reemplazó la Ec. (79) a flexión en la Ec. (77) para poder calcular q_{cortante} y así por último poder hallar K_f , como se muestra a continuación:

$$q_{\text{cortante}} = \frac{1}{1 + \frac{0.190 - 2.51(10^{-3})82400 + 1.35(10^{-5})82400^2 - 2.67(10^{-8})82400^3}{\sqrt{0.02(0.57)}}$$

$$q_{\text{cortante}} = -7.1916 \times 10^{-9}$$

Se reemplazó los valores de q y K_t en la ecuación Ec. (75), para poder hallar K_f .

$$K_f = 1 + (-7.1967 \times 10^{-9})(2.2 - 1)$$

$$K_f = 0.99$$

Por consiguiente, se reemplazó los valores de q_{cortante} y K_t en la ecuación Ec. (76) para poder hallar K_{fs} .

$$K_{fs} = 1 + (-7.1916 \times 10^{-9})(2.2 - 1)$$

$$K_{fs} = 0.99$$

Todo este proceso mostrado anteriormente se realizó con el fin de no realizar cierta cantidad de iteraciones para poder calcular el diámetro final del eje, utilizando la Ec. (81).

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} [3(K_{fs} T)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. (81)}$$

$$d = \left(\frac{16(1.5)}{\pi} \left\{ \frac{1}{27630} [4((0.99)(455.24))^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{82400} [3((0.99 \text{ lb. in})(271.62 \text{ lb. in})^2)^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.86 \text{ in}$$

Como este diámetro $d = 0.86 \text{ in}$ no es comercial se procede a seleccionar uno de $\frac{7}{8} \text{ in}$.

4.3.2.9. *Diseño de sistema de sujeción: Cuña*

Para el diseño del sistema de sujeción, Lo primero que se debe tener es el diámetro del eje, en este caso el diámetro del eje calculado anteriormente fue de $d = 22.225\text{mm}$.

Una recomendación que se debió tener en cuenta es que se debe usar cuña cuadrada, si el diámetro del eje es menor a 165.1mm , si es mayor, se debe usar cuña rectangular.

Se especificó el S_y del material de la cuña. Se seleccionó un material Acero 1018 el cual tiene un $S_y = 32\text{ kpsi}$. Por lo tanto, se calculó la longitud de la cuña, usando la Ec. (82).

$$L = \frac{4 \times T \times n}{d \times w \times S_y} \quad \text{Ec. (82)}$$

L: Longitud de la cuña, T: Torque, n: factor de diseño, d: Diámetro del eje, w: Ancho de la cuña.

S_y : Resistencia a la fluencia.

$$L = \frac{4(271.62\text{ lb. in})(3)}{(0.875\text{in})(0.157\text{in})(32000\text{ psi})}$$

$$L = 0.7415\text{ in}$$

4.3.2.10. *Selección del soporte de pie con rodamiento de bolas*

Para la selección del soporte de pie con rodamiento de bolas (figura 57), se utilizó el catálogo virtual de productos de la página oficial SKF.

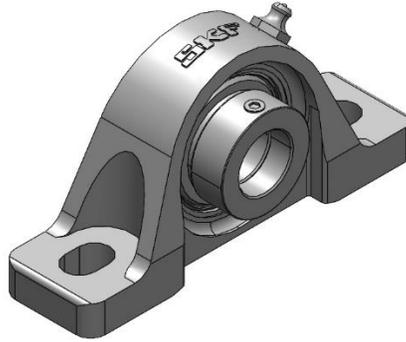


Figura 57. Soporte de pie con rodamiento de bolas para ejes de 22.225mm de diámetro. Obtenido de <https://www.skf.com/co/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units>

Teniendo en cuenta el catálogo de soportes con rodamientos se seleccionó el soporte P2BL 505 (figura 57), el cual monta en su interior el rodamiento YET 205-014 y que en conjunto la designación sería P2BL 014-FM para ejes de 22.225mm el cual fue el diámetro calculado anteriormente.

A continuación se procedió a calcular la vida nominal básica del rodamiento, solo para carga radial, haciendo uso de la Ec. (83).

$$L_{10} = \left(\frac{C_d}{P} \right)^3 \quad \text{Ec. (83)}$$

Para poder calcular la vida nominal del rodamiento, se calculó la fuerza radial sobre el rodamiento, por medio de la Ec. (84).

$$P = F_r = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad \text{Ec. (84)}$$

$$F_r = \sqrt{113.18 \text{ lb}^2 + 44.02 \text{ lb}^2}$$

$$F_r = 121.45 \text{ Lb} = 540.24 \text{ N}$$

Se reemplazó la fuerza radial en la Ec. (83), para así poder calcular la vida del rodamiento en millones de revoluciones.

$$L_{10} = \left(\frac{7800 \text{ N}}{540.24 \text{ N}} \right)^3$$

$$L_{10} = 3009.7 \text{ millones de revoluciones}$$

Para el cálculo en horas de funcionamiento se usó la Ec. (85).

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60n} \right) \times L_{10} \quad \text{Ec. (85)}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 \times 226.14 \text{ rpm}} \right) \times 3009.7$$

$$L_{10h} = 221816.87 \text{ horas de funcionamiento}$$

4.3.2.1. Diseño del eje secundario sistema de alimentación

Se realiza el diseño del eje que recibe el torque del eje principal (figura 58). En el punto B se encuentra un piñón con un diámetro de 2.4 in Se seleccionará como material para este, un acero AISI 304, con este material podemos dirigirnos a la tabla A-20 y de allí poder obtener sus características mecánicas.

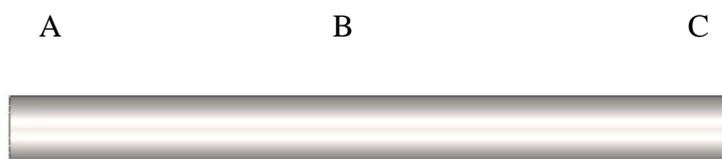


Figura 58. Esquema del eje secundario. Fuente: Elaboración propia.

Donde: A es la posición de rodamiento 1, B es la posición de catarina, con un diámetro de 2.4in y C es la posición de rodamiento 2. De esta manera, se analizó el eje a carga estática, como se muestra en la figura 59.

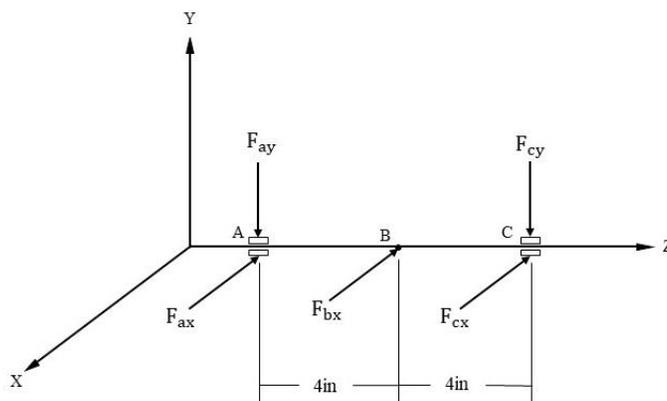


Figura 59. Diagrama de fuerzas en el eje secundario. Fuente: Elaboración propia.

Para poder calcular las fuerzas que se ejercen en el eje, se calculó el par torsional entregado por el sistema de transmisión de potencia. Para ello se usó la Ec. (86).

$$T = \frac{63000 \times P}{n} \quad \text{Ec. (86)}$$

$$T = \frac{63000 (0.975\text{Hp})}{226.14 \text{ rpm}}$$

$$T = 271.62 \text{ lb. in}$$

Una vez calculado el torque, se halló la fuerza que ejerce la Catarina sobre el eje utilizando la Ec. (87), donde el diámetro de la Catarina se calculó anteriormente.

$$F_b = \frac{T}{\frac{d}{2}} \quad \text{Ec. (87)}$$

$$F_b = \frac{271.62 \text{ lb. in}}{\frac{2.4 \text{ in}}{2}}$$

$$F_b = 226.35 \text{ lb}$$

Ya obtenidas las fuerzas que actúan sobre el eje, se usó el software MDSolids para el cálculo de reacciones y momento máximo en los planos YZ y XZ, los planos se tuvieron en cuenta observando la figura 59.

En el plano YZ.

Se analizó este plano y se obtuvo lo siguiente.

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{ay} + F_{cy} = 0 \quad \text{Ec. (88)}$$

$$F_{ay} = F_{cy}$$

Se concluyó que no poseía momento en este plano. Y se procedió a realizar el segundo análisis se realizó fue el análisis en el plano XZ, como se muestra en la figura 60.

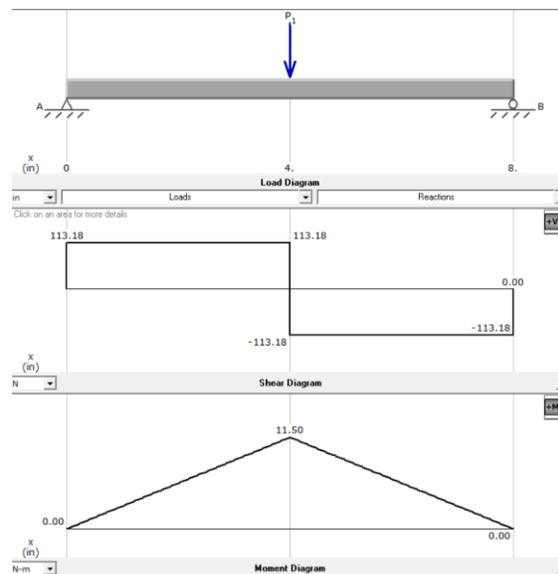


Figura 60. Diagrama fuerza cortante y momento flector en el plano XZ del eje secundario. Obtenido de MDSolids.

Del analisis anterior se extrajo las reacciones F_{ax} , F_{cx} y el momento maximo en el puto B del eje.

$$F_{ax} = 113.18 \text{ lb} \quad F_{cx} = 113.18 \text{ lb} \quad M_b = 11.50 \text{ lb. in}$$

A continuación, se calculó usando la Ec. (89) el momento máximo en el eje, teniendo en cuenta los dos análisis.

$$M_{\max_b} = \sqrt{0^2 + 11.50^2} \quad \text{Ec. (89)}$$

$$M_{\max_b} = 11.50 \text{ lb. in}$$

Este valor que se calculó, junto con el torque del sistema son valores necesarios para calcular el diámetro del eje donde se usó la Ec. (90).

$$d = \left[\frac{16n}{\pi S_y} (3M^2 + 4T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. (90)}$$

$$d = \left[\frac{16(1.5)}{\pi(40000\text{psi})} (3(11.50 \text{ lb. in})^2 + 4(271.62 \text{ lb. in})^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.47 \text{ in}$$

Este diámetro que se calculó, hace referencia al diámetro necesario para soportar las cargas estáticas del eje, pero con el eje está rotando a ciertos rpm, se calculó un diámetro para estas cargas dinámicas que se generan en el eje.

Análisis a carga dinámica. Con la fórmula de ASME elíptica (SHIGLEY, 2008) se procedió con la verificación a fatiga. Teniendo en cuenta las propiedades mecánicas del acero AISI 304.

$S_y = 40 \text{ Kpsi (276 Mpa)}$ Resistencia a la tracción

$S_{ut} = 82.4 \text{ Kpsi (568 Mpa)}$ Resistencia a la tensión

Una vez se extrajo las propiedades del material, se calculó todos aquellos factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga, el primero que se calculó fue el límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria usando la Ec. (91) y teniendo en cuenta los siguientes parámetros.

$$S'_e = \left\{ \begin{array}{ll} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200\text{Kpsi (1400MPa)} \\ 100 \text{ Kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ Kpsi} \\ 700 \text{ Kpsi} & S_{ut} > 1400 \text{ Kpsi} \end{array} \right\}$$

$$S'_e = 0.5S_{ut} \quad \text{Ec. (91)}$$

$$S'_e = 0.5(82.4\text{Kpsi})$$

$$S'_e = 41.2\text{Kpsi}$$

El segundo factor que se calculo fue el factor de superficie K_a , para ello se usó la ecuación Ec. (92), y para los valores de a y b se usó un acabado superficial (maquinado o laminado en frio). Ver apéndice L.

$$K_a = aS_{ut}^b \quad \text{Ec. (92)}$$

$$K_a = (2.70\text{Kpsi})(82.4\text{Kpsi})^{-0.265}$$

$$K_a = 0.84$$

El tercer factor calculado fue el factor de tamaño K_b , se usó la Ec. (93) y se tuvo en cuenta su diámetro calculado a carga estática, para determinar que formula usar.

$$K_b = \left\{ \begin{array}{ll} 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2\text{in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10\text{in} \\ 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51\text{in} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254\text{in} \end{array} \right\}$$

$$K_b = 0.879d^{-0.107} \quad \text{Ec. (93)}$$

$$K_b = 0.879(0.47\text{in})^{-0.107}$$

$$K_b = 0.95$$

Consecutivamente el siguiente factor seleccionado fue el factor de carga K_c , el cual dependió de la condición a la que se vio sometido el eje.

$$K_c = \begin{cases} 1 & \text{Flexion} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsion} \end{cases}$$

Como el eje 2 se sometió a flexión rotatoria se determinó que.

$$K_c = 1$$

Se seleccionó el factor de temperatura K_d , teniendo en cuenta que el eje estará en condiciones de temperatura ambiente, valor sacado de la tabla 6-4 del libro (Budynas and Nisbett 2012). Ver apéndice M.

$$K_d = 1$$

Otro factor que se seleccionó fue de confiabilidad K_e , este factor se determinó con una confiabilidad del 90% según la tabla 6-5 del libro (Budynas and Nisbett 2012). Ver apéndice N.

$$K_e = 0.897$$

Y, por último, se seleccionó un factor de efectos varios K_f .

$$K_f = 1$$

Ya teniendo todos los factores, se procedió a calcular la resistencia a la fatiga S_e , usando la ecuación Ec. (94).

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad \text{Ec. (94)}$$

$$S_e = (0.84) (0.95) (1) (1) (0.897) (1) (41.2 \text{Kpsi})$$

$$S_e = 29.49 \text{Kpsi}$$

El S_e calculado hace referencia al límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

A continuación de cálculo los concentradores de esfuerzo tanto a flexión como a torsión.

En el libro (Budynas and Nisbett 2012) se buscó los esfuerzos en los concentradores $K_t = K_f$ (flexión) y $K_{ts} = K_{fs}$ (torsión), para un acabado superficial maquinado o laminado en frío. $K_t = 0$ ya que el eje es totalmente liso, no posee concentrador de esfuerzos.

Estos concentradores de esfuerzo de calcularon teniendo en cuenta la Ec. (95) y la Ec. (96).

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{Ec. (95)}$$

$$K_{fs} = 1 + q_{\text{cortante}}(K_t - 1) \quad \text{Ec. (96)}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad \text{Ec. (97)}$$

$$\text{Flexión: } \sqrt{a} = 0.246 - 3.08(10^{-3})S_{ut} + 1.51(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3 \quad \text{Ec. (98)}$$

$$\text{Torsión: } \sqrt{a} = 0.190 - 2.51(10^{-3})S_{ut} + 1.35(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3 \quad \text{Ec. (99)}$$

Se reemplazó la Ec. (98) a flexión en la Ec. (97) para poder calcular q y así por último poder hallar K_f .

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.246 - 3.08(10^{-3})S_{ut} + 1.51(10^{-5})S_{ut}^2 - 2.67(10^{-8})S_{ut}^3}{\sqrt{0.02d}}} \quad \text{Ec. (100)}$$

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.246 - 3.08(10^{-3})82400 + 1.51(10^{-5})82400^2 - 2.67(10^{-8})82400^3}{\sqrt{0.02(0.47)}}$$

$$q = -6.5351 \times 10^{-9}$$

Se reemplazó la Ec. (99) a flexión en la Ec. (97) para poder calcular q_{cortante} y así por último poder hallar K_f .

$$q_{\text{cortante}} = \frac{1}{1 + \frac{0.190 - 2.51(10^{-3})82400 + 1.35(10^{-5})82400^2 - 2.67(10^{-8})82400^3}{\sqrt{0.02(0.47)}}$$

$$q_{\text{cortante}} = -6.5304 \times 10^{-9}$$

Se reemplazó los valores de q y K_t en la ecuación Ec. (95), para poder hallar K_f .

$$K_f = 1 + (-6.5351 \times 10^{-9})(0 - 1)$$

$$K_f = 1$$

Por consiguiente, se reemplazó los valores de q_{cortante} y K_t en la ecuación Ec. (96) para poder hallar K_{fs} .

$$K_{fs} = 1 + (-6.5304 \times 10^{-9})(0 - 1)$$

$$K_{fs} = 1$$

Todo este proceso mostrado anteriormente se realizó con el fin de no realizar cierta cantidad de iteraciones para poder calcular el diámetro final del eje, utilizando la Ec. (101).

$$d = \left(\frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} [4(K_f M)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} [3(K_{fs} T)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. (101)}$$

$$d = \left(\frac{16(1.5)}{\pi} \left\{ \frac{1}{29490} [4((1)(11.5))^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{82400} [3((1)(271.62)^2)^{\frac{1}{2}}] \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.74 \text{ in}$$

Como este diámetro $d = 0.74 \text{ in}$ no es comercial se procede a seleccionar uno de $\frac{3}{4} \text{ in}$ para el diseño del eje.

4.3.2.1. Selección de soporte de pie con rodamiento de bolas

Para la selección del soporte de pie con rodamiento de bolas se utilizó el catálogo virtual SKF ubicado en el siguiente link: <https://www.skf.com/co/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units>

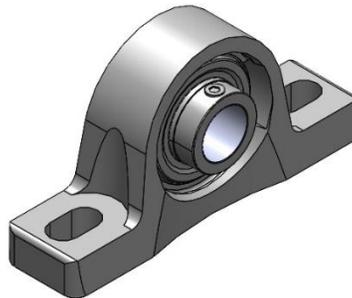


Figura 61. Soporte de pie con rodamiento de bolas para ejes de 19.05mm de diámetro. Obtenido de <https://www.skf.com/co/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units>.

Teniendo en cuenta el catálogo y la figura 60, se seleccionó el soporte P2BSS 504-Y el cual tiene en su interior el rodamiento YAR 204-012-2LPW/SS para ejes con diámetro de 19.05mm y en conjunto su designación es P2BSS 012-YTPSS.

A continuación se procedió a calcular la vida nominal básica del rodamiento, solo para carga radial, haciendo uso de la Ec. (102).

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad \text{Ec. (102)}$$

Para poder calcular la vida nominal del rodamiento, se calculó la fuerza radial sobre el rodamiento, por medio de la Ec. (104).

$$P = F_r = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad \text{Ec. (103)}$$

$$F_r = \sqrt{(113.18 \text{ lb})^2}$$

$$F_r = 113.18 \text{ Lb} = 503.45 \text{ N}$$

Se reemplazó la fuerza radial en la Ec. (102), para así poder calcular la vida del rodamiento en millones de revoluciones.

$$L_{10} = \left(\frac{6550 \text{ N}}{503.45 \text{ N}} \right)^3$$

$$L_{10} = 2202.19 \text{ millones de revoluciones}$$

O en horas de funcionamiento usando la Ec. (104) quedaría de la siguiente forma.

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60n} \right) \times L_{10} \quad \text{Ec. (104)}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 \times 226.14} \right) \times 2202.19$$

$$L_{10h} = 162288 \text{ horas de funcionamiento}$$

4.3.2.2. Diseño del dispositivo de empuje

Para empezar el diseño del sistema de empuje, se usó la fuerza de empuje calculada anteriormente. $F = 957.54\text{N}$ como se muestra en le figura 62.

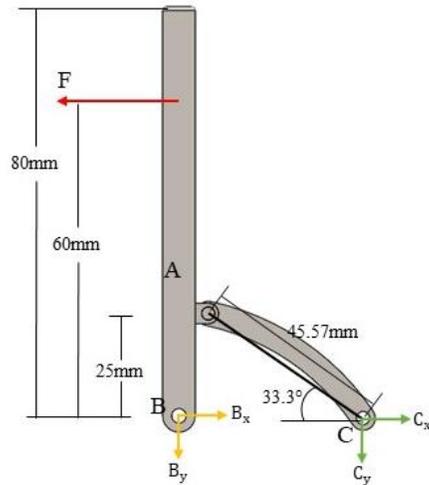


Figura 62. Diagrama de cuerpo libre del elemento de empuje. Fuente: Elaboración propia.

Teniendo en cuenta la figura 62 se realizó una sumatoria de momentos en B, con lo cual se obtuvo lo que se puede apreciar en la Ec. (105), debido a que se obtuvo una ecuación con una sola incógnita, se procedió a despejar esa incógnita.

$$\sum M_B = 0$$

$$-C_y(0.0381\text{m}) + F(0.06\text{m}) = 0 \quad \text{Ec. (105)}$$

$$-C_y(0.0381\text{m}) + (957.54\text{N})(0.06\text{m}) = 0$$

$$C_y = 1507.94\text{N}$$

Posteriormente teniendo en cuenta la misma figura 62, se procedió a realizar una sumatoria de fuerzas en el eje X con lo cual se obtuvo la Ec. (106).

$$+ \rightarrow \sum F_x = 0$$

$$C_x + B_x - F = 0 \quad \text{Ec. (106)}$$

De la Ec. (106) se puede decir que por el momento no se pudo hallar una de sus variables ya que hay dos de estas. Seguidamente también se realizó una sumatoria de fuerzas en el eje Y, de la cual se obtuvo la ecuación Ec. (107). Como la Ec. (107) posee una sola incógnita, se procedió a despejarla.

$$+ \rightarrow \sum F_y = 0$$

$$C_y + B_y = 0 \quad \text{Ec. (107)}$$

$$1507.94\text{N} + B_y = 0$$

$$B_y = 1507.94\text{N} \uparrow$$

Ya habiendo analizado el sistema de empuje como se fuese uno solo, seguidamente de realizó un análisis del primer elemento número 1.

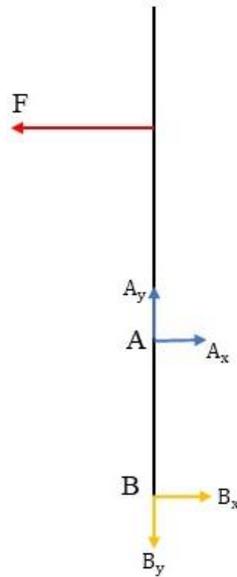


Figura 63. Diagrama de cuerpo libre del elemento 1. Fuente: Elaboración propia.

Teniendo en cuenta la figura 63 se realizó una sumatoria de fuerzas en el eje X, de la cual se obtuvo la Ec. (108), como es un sistema indeterminado, en otras palabras, es una ecuación con dos incógnitas, no se pudo despejar una de sus variables.

$$+ \rightarrow \sum F_X = 0$$

$$A_x + B_x - F = 0 \quad \text{Ec. (108)}$$

Para poder darle solución a la Ec. (108), se debió buscar otras ecuaciones, una de ellas fue realizando una sumatoria de fuerzas en el eje Y, de la cual se obtuvo la Ec. (109).

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$-B_y + A_y = 0$$

$$A_y = B_y \quad \text{Ec. (109)}$$

La siguiente ecuación se determinó realizando una sumatoria de momentos en B, como parte de esa sumatoria de momentos, se obtuvo la ecuación Ec. (110).

$$\circlearrowleft \sum M_B = 0$$

$$-A_x(0.025\text{m}) + F(0.06\text{m}) = 0 \quad \text{Ec. (110)}$$

$$-A_x(0.025\text{m}) + 957.54\text{N}(0.06\text{m}) = 0$$

$$A_x = 2298.10 \text{ N}$$

Se reemplazó A_x en la Ec. (108), y se obtuvo B_x .

$$2298.10\text{N} + B_x - 957.54\text{N} = 0$$

$$B_x = 1340.56\text{N} \leftarrow$$

Ya con el valor de B_x y F , estos se reemplazaron en la Ec. (106), para poder hallar el valor de C_x .

$$C_x + 1340.56 - 957.54N = 0$$

$$C_x = 383.02N$$

Se reemplazó B_y en la Ec. (109), para poder hallar A_y .

$$A_y = 1507.94N$$

Para hallar la fuerza de tensión en la barra AC, se realizó un análisis por nodos en el nodo A.

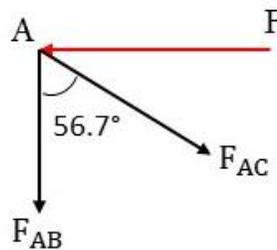


Figura 64. Análisis en el nodo A. Fuente: Elaboración propia.

Teniendo en cuenta la figura 64, se realizó una sumatoria de fuerzas en el eje X, de la cual se obtuvo la Ec. (111), debido a que la ecuación contaba con una sola incógnita, se procedió a despejarla.

$$+ \rightarrow \sum F_x = 0$$

$$-957.54N + F_{AC} \text{ sen}(56.7^\circ) = 0 \quad \text{Ec. (111)}$$

$$F_{AC} = 1145.65N$$

Este valor calculado fue usado para poder diseñar el elemento 2 del sistema de empuje, el cual se determinó que estaba sometido a tensión.

Posteriormente se realizó una sumatoria de fuerzas en el eje Y, de esta sumatoria se obtuvo la Ec. (112).

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

$$-F_{AB} - F_{AC} \cos(56.7^\circ) = 0 \quad \text{Ec. (112)}$$

$$F_{AB} = 628.98N$$

El sistema de empuje está fabricado con un ángulo en acero A-36 que tiene una resistencia a la tensión de 420 MPa, esto quiere decir que los dos elementos poseen el mismo material.

El elemento 2, tramo (AC), se le especificó que tiene un área transversal de:

$$A = b \times h \quad \text{Ec. (113)}$$

$$A = 0.003m \times 0.01m$$

$$A = 0.00003 \text{ m}^2$$

Esa área que se calculó se utilizó para calcular el esfuerzo a la tensión usando la Ec. (114).

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. (114)}$$

Se reemplazó el área de la sección transversal (A) y la fuerza perpendicular a esa área (F) en la Ec. (114).

$$\sigma = \frac{1145.65\text{N}}{0.00003\text{m}^2}$$

$$\sigma = 38.18 \text{ Mpa}$$

El elemento se usó bajo un factor de seguridad de 2, teniendo en cuenta el factor de seguridad y el esfuerzo a la tensión ya calculado, se calculó el esfuerzo admisible con la ecuación Ec. (115).

$$f_s = \frac{\sigma_{\text{falla}}}{\sigma_{\text{admisible}}} \quad \text{Ec. (115)}$$

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{\sigma_{\text{falla}}}{f_s}$$

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{420\text{Mpa}}{2}$$

$$\sigma_{\text{admisible}} = 210\text{Mpa}$$

Como se puede apreciar, el elemento 2 soportara la carga debido a que su esfuerzo a tensión no supera el admisible $38.18 \text{ Mp} < 210\text{Mpa}$.

4.3.2.3. Diseño del pasador en A del sistema de empuje

Para este pasador se seleccionó un material AISI 1006 HR. Este pasador está sometido a una fuerza de 1145.65N. El pasador en A será igual que el pasador en B ya que están sometidos a la misma fuerza. Donde las características del material seleccionado son:

$$S_{ut} = 300\text{Mpa} \quad , \quad f_s = 2 \quad , \quad S_y = 170\text{Mpa}$$

Teniendo en cuenta que el pasador está en cortante doble se calculó el esfuerzo al cual está sometido, partiendo de que tiene un diámetro de 0.003m, para ello se usó la Ec. (116).

$$\tau_c = \frac{F}{2A} \quad \text{Ec. (116)}$$

El área transversal del pasador se calculó usando la Ec. (117).

$$A = \frac{\pi}{4}(D)^2 \quad \text{Ec. (117)}$$

$$A = \frac{\pi}{4}(0.003\text{m})^2$$

$$A = 7.069 \times 10^{-6} \text{m}^2$$

Se reemplazó el valor calculado del área transversal del pasador (A) y la fuerza a la que está sometido (F) en la Ec. (115).

$$\tau_c = \frac{1145.65\text{N}}{2(7.069 \times 10^{-6} \text{m}^2)}$$

$$\tau_c = 81.03 \text{Mpa}$$

Ya obtenido el valor del esfuerzo cortante, se procedió a calcular el esfuerzo admisible despejándolo de la Ec. (118).

$$f_s = \frac{\sigma_{\text{falla}}}{\sigma_{\text{admisible}}} \quad \text{Ec. (118)}$$

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{\sigma_{\text{falla}}}{f_s}$$

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{170 \text{Mpa}}{2}$$

$$\sigma_{\text{admisible}} = 85\text{Mpa}$$

Se concluyó que el pasador soportará la fuerza a la que estará sometido ya que no supera el esfuerzo admisible, en otras palabras $81.03\text{Mpa} < 85\text{Mpa}$.

4.3.2.4. Selección de resortes del Sistema de corte

A partir de la carga que se registró en la tabla 11, donde se sometió el fruto a una fuerza cortante, se seleccionó un resorte que sometiera la fruta a un valor similar de 677.08N esta carga fue colocada en un solo punto, por lo tanto, partiendo del diseño se usó resortes helicoidales de extensión con amplio rango de carga y de flexión usando una configuración en paralelo sometiendo al cacao a una fuerza de corte en cizallamiento.

Por lo tanto, cada resorte deberá ejercer una fuerza de 169.27 N, y se deformaran 3.8cm de longitud en promedio cada uno, por lo tanto, se pudo hallar la constante K del resorte usando la ley de Hooke, mostrada en la Ec. (119).

$$F = kx \quad \text{Ec. (119)}$$

$$k = \frac{169.27\text{N}}{0.038\text{m}}$$

$$k = 4454.47 \frac{\text{N}}{\text{m}} = 0.45 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}}$$

Se tuvo en cuenta la constante k del resorte y la condición de que su longitud sin carga no excediera los 20mm, se procedió a seleccionar un resorte. Teniendo en cuenta la figura 65 y el catálogo de resortes LeeSpring (tabla 13), se seleccionó un resorte con las siguientes características. Ver apéndice P.

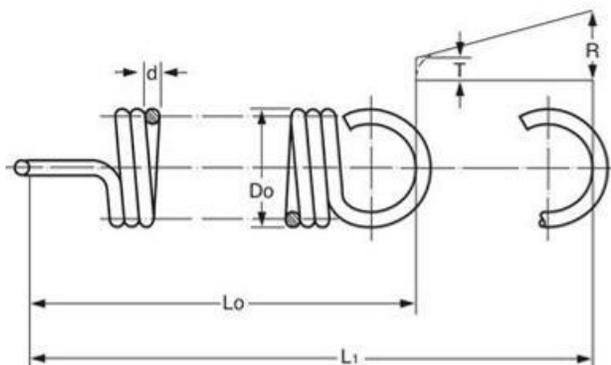


Figura 65. Dimensiones de un resorte de extensión. Obtenido de (LeeSpring 2018).

Tabla 13

Características del resorte seleccionado

Numero de parte	Diámetro exterior	Diámetro del alambre	Carga máxima	Tensión inicial	Longitud sin carga	Constante	Longitud máxima	Grupo de precio	
								Alambre de piano	Inoxidable
LE 135J 07	MM	MM	KG	KG	MM	KG/MM	MM	M	S
	25.4	3.43	38.556	4.082	139.7	0.455	215.38	AO	AZD

Fuente: Obtenido de (LeeSpring 2018).

4.3.2.5. Diseño del pasador del disco de corte

La fuerza que debe soportar este pasador es la misma fuerza de corte anteriormente calculada. Para este pasador se seleccionó un material AISI 1010 CD, este está sometido a una fuerza de 667.08N.

$$S_{ut} = 370 \text{ Mpa} \quad , \quad f_s = 2 \quad , \quad S_y = 300 \text{ Mpa}$$

Teniendo en cuenta que el pasador está en cortante doble se calculó el esfuerzo al cual está sometido, partiendo de que tiene un diámetro de 0.010m, dicho es fuerza se calculó con la Ec. (120).

$$\tau_c = \frac{F}{2A} \quad \text{Ec. (120)}$$

Como el área es un valor no conocido, se procedió a calcularla para poder hallar el esfuerzo.

$$A = \frac{\pi}{4}(D)^2$$

$$A = \frac{\pi}{4}(0.010\text{m})^2$$

$$A = 0.00004\text{m}^2$$

Se reemplazó el área de la sección transversal (A) y la fuerza a la que estuvo sometido (F) en la Ec. (120), donde se obtuvo la siguiente.

$$\tau_c = \frac{667.08\text{N}}{2(0.00004\text{m}^2)}$$

$$\tau_c = 8.3\text{Mpa}$$

De la Ec. (121) se despejó el esfuerzo admisible para poder comprobar si el pasador del disco soporta la carga sobre él.

$$f_s = \frac{\sigma_{\text{falla}}}{\sigma_{\text{admisible}}} \quad \text{Ec. (121)}$$

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{\sigma_{\text{falla}}}{f_s}$$

$$\sigma_{\text{admisible}} = \frac{300\text{Mpa}}{2}$$

$$\sigma_{\text{admisible}} = 150\text{Mpa}$$

Se concluyó que el pasador soportará la carga ya que este no superó el esfuerzo admisible, en otras palabras $8.3\text{Mpa} < 150\text{Mpa}$.

4.3.2.6. Selección del motor para el sistema despulpador

La información que se dará a conocer a continuación fue gracias el software SolidWorks, del cual se extrajo ciertos datos necesarios para calcular la potencia del motor necesaria.

El sistema despulpador está compuesto por un cilindro de 0.7m de diámetro y 1.6m de largo, fabricado en lámina de acero inoxidable AISI 304 debido a que estará en contacto con un alimento. Haciendo uso del software SolidWorks se calculó la masa del cilindro la cual fue de 38.47Kg, una vez calculada la masa del cilindro se procedió a calcular el momento de inercia de este mismo.

$$I = \frac{1}{2}m(R_1^2 + R_2^2)$$

$$I = \frac{1}{2}(38.47\text{kg})(0.718\text{m}^2 + 0.702\text{m}^2)$$

$$I = 19.4 \text{ kg. m}^2$$

Con la inercia del cilindro se usó la Ec. (122) para calcular el Torque necesario para el sistema, pero para ello se debió que calcular la aceleración angular, ya que era un dato desconocido.

$$T = I \times \alpha \qquad \text{Ec. (122)}$$

Como parámetro de diseño se especificó que la velocidad de rotación se alcanzó al llegar a 45° después de que el cilindro partió del reposo, lo cual lo llevaría a su velocidad de funcionamiento de 30.5 rpm o 3.19 rad/s por lo tanto se calculó el tiempo en que demora en llegar a la velocidad de funcionamiento.

$$t = \frac{\frac{\pi}{4} \text{ rad}}{3.19 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}$$

$$t = 0.25\text{s}$$

Este valor calculó se usó para poder hallar la aceleración angular del sistema usando la Ec. (123).

$$\alpha = \frac{w}{t} \quad \text{Ec. (123)}$$

$$\alpha = \frac{3.19 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{0.25\text{s}}$$

$$\alpha = 12.76 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Una vez calculada la aceleración angular se reemplazó esta junto con el momento de inercia en el eje z (I_z) en la Ec. (122) y se obtuvo el torque necesario para el sistema de despulpado.

$$T = 19.4 \text{ Kg. m}^2 \times 12.76 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$T = 247.54 \text{ N.m}$$

Ya calculado el torque se procedió a calcular de la potencia necesaria para el sistema, como se puede observar en la Ec. (124).

$$P = T \times \omega \quad \text{Ec. (124)}$$

$$P = 247.54 \text{ N.m} \times 3.19 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$P = 789.65 \text{ W}$$

$$P = 1.06 \text{ HP}$$

4.3.2.7. Transmisión por banda plana para el sistema de despulpado

Se seleccionó este sistema de transmisión debido a que, al realizar cálculos para banda trapezoidal, estos no cumplían las recomendaciones como la velocidad mínima de la banda y el diámetro mínimo de la polea menor, ya que el diámetro de la polea mayor se especificó como el mismo diámetro del cilindro despulpador. Por otra parte, no se tuvo en cuenta la transmisión por cadena de rodillos debido a que el presupuesto económico es un factor relevante.

Teniendo en cuenta lo anterior, las condiciones iniciales para el diseño de la transmisión por banda, fueron las siguientes:

$$H_i = 1.06\text{HP} \quad , \quad n_e = 920 \text{ rpm} \quad , \quad n_s = 34 \text{ rpm}$$

Se usó un factor de servicio de 1.2 para calcular la potencia de diseño, usando la Ec. (125).

$$H_d = f_s \times H_i \quad \text{Ec. (125)}$$

$$H_d = 1.2 \times 1.06 \text{ HP}$$

$$H_d = 1.27 \text{ HP}$$

El valor de la potencia hallado no es una potencia estándar, por ello se aproximó a una potencia estándar de 1.5 Hp.

Selección del servomotor 2. Teniendo en cuenta la potencia de diseño hallada anteriormente y el número de revoluciones en la polea conductora se procedió a seleccionar un servomotor que cumpliera estas dos condiciones, el servomotor seleccionado fue: MS-110ST-M05030B-21P5, DRIVER DS2-21P5-AS

Para empezar con el diseño de la banda plana lo primero que se realizó fue asumir el material de la banda usando la tabla 17-2 del libro (Budynas and Nisbett 2012). Ver apéndice Q.

Se seleccionó poliamida F-1^C como material de la banda.

Tabla 14

Características de la banda

Material	Especificación	Tamaño, pulg	Diámetro mínimo de la polea, pulg	Tensión permisible por ancho unitario a 600 pies/min, lbf/pulg	Peso específico, lbf/pulg ³	Coefficiente de fricción
Poliamida	F-1 ^c	t=0.05	1	35	0.035	0.5

Fuente: Obtenido de (Budynas and Nisbett 2012).

El diámetro mayor fue el mismo diámetro del cilindro, que era de 0.7m o 27.56in.

A continuación, se calculó de la relación de velocidades con la Ec. (126).

$$r_v = \frac{n_e}{n_s} \quad \text{Ec. (126)}$$

$$r_v = \frac{920\text{rpm}}{34\text{rpm}}$$

$$r_v = 27.06$$

Obtenido la relación de velocidades se calculó del diámetro mínimo de la polea con la Ec. (127).

$$D = r_v \times d \quad \text{Ec. (127)}$$

$$27.56\text{in} = 27.06 \times d$$

$$d = 1.02\text{in}$$

Se indicó una distancia entre centros igual a 30.04 in.

Con el diámetro de polea menor, el diámetro de la polea mayor y la distancia entre centros se calculó el ángulo θ usando la Ec. (128).

$$\theta = \text{sen}^{-1}\left(\frac{D - d}{2c}\right) \quad \text{Ec. (128)}$$

$$\theta = \text{sen}^{-1}\left(\frac{27.56\text{ in} - 1.02\text{ in}}{2(30.04\text{in})}\right)$$

$$\theta = 26.22^\circ = 0.46\text{rad}$$

Una vez calculado el ángulo θ , se hallaron los ángulos γ_d y γ_D con las ecuaciones (129) y (130) respectivamente.

$$\gamma_d = \pi - 2(\theta) \quad \text{Ec. (129)}$$

$$\gamma_d = \pi - 2(0.46)$$

$$\gamma_d = 2.22\text{rad}$$

$$\gamma_D = \pi + 2(\theta) \quad \text{Ec. (130)}$$

$$\gamma D = \pi + 2(1.002)$$

$$\gamma D = 4.06 \text{rad}$$

A continuación se calculó la longitud de la correa teniendo en cuenta la Ec. (131).

$$l = \sqrt{(4C)^2 - (D - d)^2} + \frac{1}{2}(\gamma d \times d + \gamma D \times D) \quad \text{Ec. (131)}$$

$$l = \sqrt{(4 \times 30.04 \text{in})^2 - (27.56 \text{in} - 1.02 \text{in})^2} + \frac{1}{2}(2.2 \times 1.02 \text{in} + 4.06 \times 27.56 \text{in})$$

$$l = 174.26 \text{in}$$

Teniendo en cuenta la Ec. (132) se tuvo que despejar la fuerza máxima de la banda plata (F_{\max}), pero para poder calcularla se debió calcular la velocidad de la banda y seleccionar los valores de C_v y C_p .

$$H_d = \frac{F_{\max} \times C_v \times C_p \times v}{16500} \quad \text{Ec. (132)}$$

Como se mencionó anteriormente, se debe calcular la velocidad de la banda, para este cálculo se usó la Ec. (133).

$$v = \frac{\pi \times d \times n}{12} \quad \text{Ec. (133)}$$

$$v = \frac{\pi \times 1.02\text{in} \times 920\text{rpm}}{12}$$

$$v = 245.67 \frac{\text{Ft}}{\text{min}}$$

El factor de corrección de velocidad para correas de poliamida es de $C_v = 1$, y el factor de corrección de polea se extrajo de la tabla 17-4. $C_p = 0.70$. Ver apéndice R.

Se reemplazó v , C_p , C_v , y H_d en la Ec. (132), con el fin de hallar F_{\max} .

$$0.75 \text{ Hp} = \frac{F_{\max} \times 1 \times 0.70 \times 245.67 \frac{\text{Ft}}{\text{min}}}{16500}$$

$$F_{\max} = 71.96 \text{ lb}$$

Se calculó la tensión circunferencial debido a la fuerza centrífuga, en tanto al peso de la banda (w) para poder calcularlo se debió primero hallar el ancho de la banda (b).

$$F_c = \frac{w}{32.17} \times \left(\frac{v}{60}\right)^2 \quad \text{Ec. (134)}$$

Como se mencionó anteriormente a continuación se calculó el ancho de la banda con la Ec. (135)

$$b = \frac{F_{\max}}{F_a} \quad \text{Ec. (135)}$$

$$b = \frac{71.96\text{lb}}{35 \frac{\text{lb}}{\text{in}}}$$

$$b = 2.056\text{in}$$

El peso w de un pie de banda está dado en términos del peso específico en lbf/pulg^3 como $W = 12 \cdot \gamma \cdot b \cdot t$ lbf/pie , donde b y t están dados en pulgadas, los valores de γ y t se pueden ver en el apéndice P.

$$w = 12(0.035)(2.056)(0.05)$$

$$W = 0.042 \frac{\text{lb}_f}{\text{ft}}$$

Se reemplazó los valores de w y v en la Ec. (134), para así poder hallar F_c .

$$F_c = \frac{0.042 \frac{\text{lb}_f}{\text{ft}}}{32.17} \times \left(\frac{245.67 \frac{\text{Ft}}{\text{min}}}{60} \right)^2$$

$$F_c = 0.022 \text{ lb}$$

Posteriormente se calculó el torque del sistema, utilizando la Ec. (136).

$$T = \frac{63025 H_d}{n} \quad \text{Ec. (136)}$$

$$T = \frac{63025(0.75\text{Hp})}{920\text{rpm}}$$

$$T = 51.37 \text{ lb in}$$

$$\exp(f\phi) = \exp(0.5 \times 2.22)$$

$$\exp(f\phi) = 3.03$$

Ya calculados los valores de torque (T) y $\exp(f\phi)$, se calculó el valor de F_i usando la Ec. (137).

$$F_i = \frac{T \times \exp(f\phi) + 1}{d \times \exp(f\phi) - 1} \quad \text{Ec. (137)}$$

$$F_i = \frac{51.37 \text{ lb.in} (3.03 + 1)}{1.02 \text{ in} (3.03 - 1)}$$

$$F_i = 99.98 \text{ lb}$$

Con los datos calculados hasta el momento se pudo calcular de la fuerza primaria F_1 con la ecuación Ec. (138), dando esta un valor de 150.36lb

$$F_1 = F_i + F_c + \frac{T}{d} \quad \text{Ec. (138)}$$

$$F_1 = 99.98\text{lb} + 0.022 \text{ lb} + \frac{51.37 \text{ lb. in}}{1.02\text{in}}$$

$$F_1 = 150.36\text{lb}$$

También se calculó la tensión secundaria de la banda (F_2) usando la ecuación Ec. (139).

$$F_2 = F_i + F_c - \frac{T}{d} \quad \text{Ec. (139)}$$

$$F_2 = 99.98\text{lb} + 0.022 \text{ lb} - \frac{51.37 \text{ lb. in}}{1.02\text{in}}$$

$$F_2 = 49.63\text{lb}$$

4.3.2.8. Pasador y soporte del cilindro

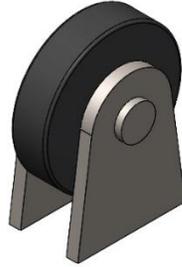


Figura 66. Soporte del cilindro. Fuente: Elaboración propia.

Los soportes del cilindro fueron diseñados en función del área de contacto de la rueda de fricción que soporta el cilindro y su capacidad en mazorcas como se puede ver en la figura 66, de igual forma se aseguró que la carga aplicada no dañará el pasador que fue sometido a cortante doble con un diámetro de 15 mm.

Se seleccionó un Acero AISI 1010HR y se calculó el esfuerzo cortante promedio utilizando la Ec. (139).

$$\tau_{\text{promedio}} = \frac{\text{criterio de falla}}{\text{criterio admisible}} \quad \text{Ec. (140)}$$

$$\tau_{\text{promedio}} = \frac{180\text{Mpa}}{3}$$

$$\tau_{\text{promedio}} = 60 \text{ Mpa}$$

Para el cálculo del diámetro del pasador se usó la Ec. (141) y se obtuvo un valor de 1.24 mm.

$$\tau = \frac{F}{2A} \quad \text{Ec. (141)}$$

$$\frac{\pi}{4} D^2 = \frac{F}{2\tau} \quad \text{Ec. (142)}$$

$$D = \left[\frac{2(147.15\text{N})}{\pi(60 \times 10^6 \text{Pa})} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$D = 0.00124\text{m} = 1.24\text{mm}$$

Con el valor hallado se pudo concluir que el pasador soporta la carga de 147 N, con un diámetro inferior al que se había especificado.

4.3.2.9. Selección del generador eléctrico a gasolina

Debido a que en las recomendaciones del cliente se estipuló que la máquina para poder ser trasladada al cultivo de cacao esta debía carecer de conexión a la red eléctrica, se debió seleccionar un generador eléctrico a gasolina con la potencia suficiente de poder poner en marcha los dos respectivos motores del sistema de corte y despulpado, se optó por un generador que como mínimo tuviera una capacidad de 1500W. El generador seleccionado fue uno de 2500W marca ELITE modelo 2G25 mostrado en la figura 67.



Figura 67. Generador eléctrico. Obtenido https://articulo.mercadolibre.com.co/MCO-509163408-planta-portatil-gasolina-25kw-110v-elite-2g25_JM#position=2&type=item&tracking_id=5f54001d-4f8d-4ec0-af27-9a1f3bb215ec

Teniendo en cuenta los cálculos anteriores, la tabla 15 resume los cálculos obtenidos a través de teorías y consideraciones de diseño. Asimismo, muestra que los resultados están acordes a los presentados por los trabajos de (Montaña Hernández and Trigos Sánchez, 2010) y (Monroy duran and Granados Guecha, 2013) para aplicaciones bajo cargas y consideraciones de diseño similares, por lo tanto, se establece el correcto diseño y aplicación de las metodologías de diseño.

Tabla 15

Resumen de los cálculos realizados

Sistema de alimentación		
Potencia requerida para el sistema: 0.975 Hp		
Partes	Dimensiones	Material
Eje impulsor	Diámetro: 22.225 mm Longitud: 11 in	Acero AISI 304
Eje impulsado	Diámetro: 19.05 mm Longitud: 8 in	Acero AISI 305
Cadena	Longitud: 175 p Número 40, Paso 0.5 in	Acero SAE 1045
Catarina	Diámetro de paso: 2.4 in Numero de dientes: 15	Acero SAE 1045

Dispositivo de empuje	Ancho: 8 mm, Largo: 9.9 mm, Alto: 100 mm	Acero ASTM A36
Sistema de corte		
Partes	Geometría	Material
Disco de corte	Diámetro: 20 mm	Acero AISI 304
Carril soporte para resortes	Perfil: 30×30×2 mm	Acero ASTM A36
Soporte para resortes	112×160.27×39.65 mm	Acero AISI 1020
Resortes	Diámetro: 21.64 mm, Longitud: 110 mm	Acero inoxidable 302
Sistema de despulpado		
Potencia requerida para el sistema: 0.75Hp		
Partes	Geometría	Material
Cilindro despulpador	Diámetro: 70 cm Longitud: 1.6 m	Acero AISI 304
Pasador soporte cilindro	Diámetro: 15 mm	Acero AISI 1010
Sistemas de transmisión de potencia por banda trapezoidal		
Partes	Geometría	Material
Polea impulsada	Diámetro: 16.96 in	Aluminio
Polea impulsora	Diámetro: 3.2 in	Aluminio
Banda de sección tipo A	Longitud: 97.3 in	Neopreno
Sistemas de transmisión de potencia por banda plana		
Partes	Geometría	Material
Polea impulsada	Diámetro: 70 cm	Acero AISI 304
Polea impulsora	Diámetro: 2.59 cm	Aluminio
Banda plana	Longitud: 174.26 in	Poliamida

Fuente: Elaboración propia.

4.3.3. Actividad 3. Resumir el diseño de los elementos que conforman la máquina para una fácil interpretación.

Debido a lo extenso y tedioso que se vuelve toda la información necesaria para los cálculos de los diferentes elementos de una máquina, se realizó a continuación un resumen de lo más relevante que se tuvo en el diseño de cada sistema de la máquina cortadora y despulpadora de cacao.

4.3.3.1. Sistema de alimentación

Debido a que el factor económico se consideró como uno de los requerimientos del cliente, para el sistema de alimentación se optó por emplear un sistema de transmisión por cadena de rodillos y no las bandas planas de acero inoxidable, el número de cadena que se implementó es este sistema fue una cadena ANSI número 40 seleccionada del catálogo de piñones y cadenas INTERMEC la cual fue embonada sobre dos catarinas, ambas con un total de 15 diente y seleccionadas tenido en cuenta el mismo catálogo, debido a que la cadena debe poseer unos dispositivos de empuje, estos fueron analizados bajo carga estática y esfuerzos tanto cortantes como normales para poder hallar la geometría completa. El diámetro de los dos ejes tanto el primario portador de la polea como el secundario, fueron calculados bajo carga estática y carga dinámica, en donde el resultado que arrojó fue un diámetro que se aproximó a 20mm debido a los diámetros internos de rodamientos de bolas SKF.

4.3.3.2. Sistema de transmisión de potencia para el sistema de corte

Para este sistema de transmisión de potencia se usó banda trapezoidal ya que posee características como: Instalación fácil y económica, buena eficiencia mecánica, operación silenciosa y suave, no necesita lubricantes para su funcionamiento y poco mantenimiento. Debido a la potencia de diseño se seleccionó una banda de sección tipo A, montada en dos poleas de aluminio, en conjunto este sistema cumplió con las dos recomendaciones del diseño de bandas trapezoidales respecto a su velocidad y distancia entre centros.

4.3.3.3. Sistema de corte

El sistema de corte está accionado por medio de 4 resortes con las mismas especificaciones, seleccionados del catálogo de resortes leeSpring teniendo en cuenta la constante del resorte hallado y la longitud del resorte, sin ningún tipo de carga. Para los discos de corte se especificó un diámetro máximo de 20 cm, con la modificación necesaria en su filo para que solo penetre en la mazorca los 12 mm de la corteza, para el material del disco es recomendable usar un polímero resistente como material o un acero inoxidable, aunque este incrementaría el costo de la máquina.

4.3.3.4. Sistema de despulpado

Para el sistema de despulpado se especificó un cilindro de 0.7 m de diámetro por 1.6m de largo, el cual cuenta con una serie de orificios acordes al tamaño de la almendra de cacao, el material que se utilizó para este cilindro fue el acero inoxidable AISI 304, debido a que tendrá una buena resistencia a la corrosión debido a la composición de los líquidos de la mazorca.

4.3.3.5. Sistema de transmisión de potencia para el sistema de despulpado

Para este sistema de transmisión de potencia se usó banda plana ya que por banda trapezoidal no cumplía con ciertas recomendaciones para su diseño, el diámetro del cilindro cumplió la función de diámetro de polea mayor, el material de la banda plana seleccionada fue poliamida F-1^C.

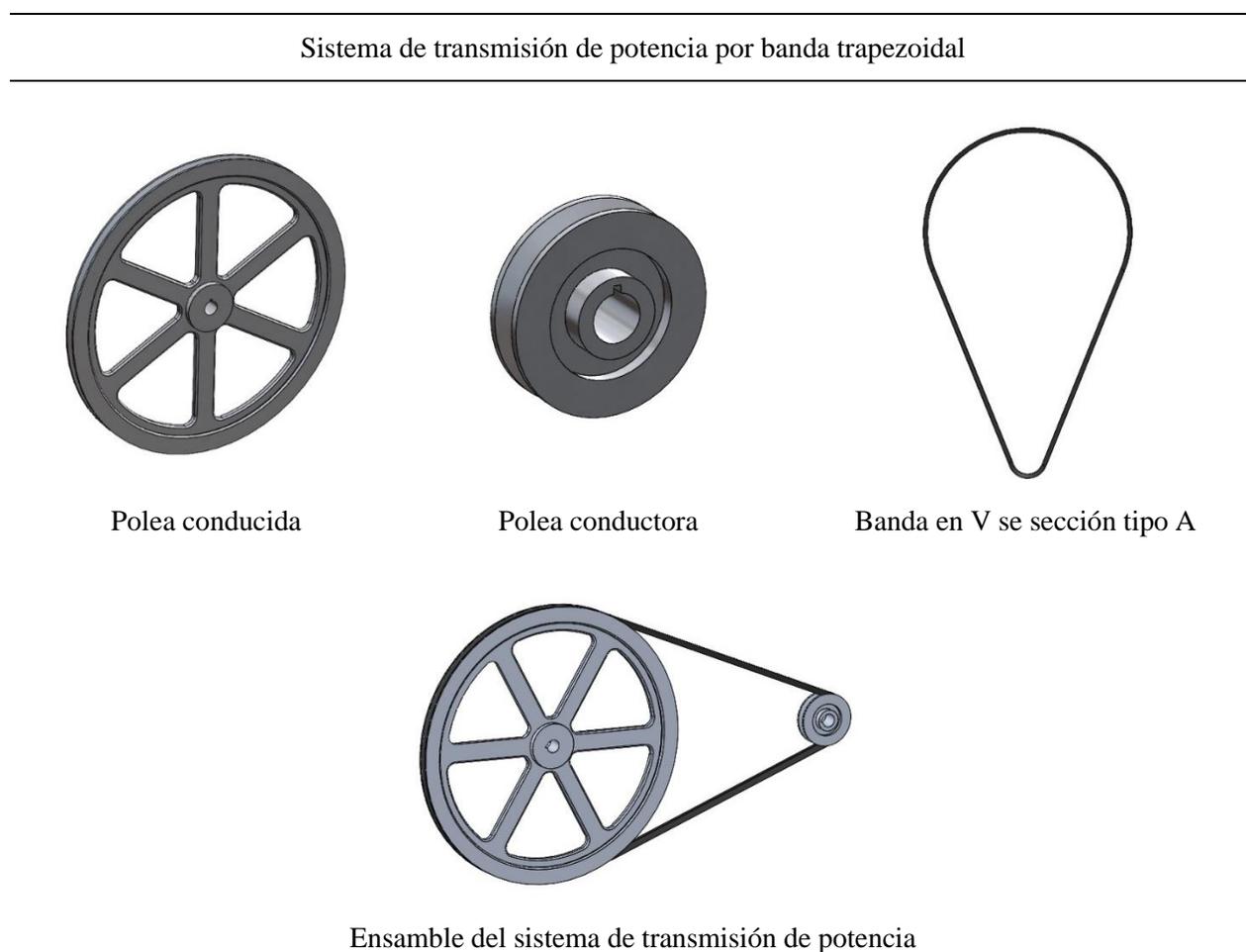
Teniendo en cuenta estas pautas las cuales fueron calculadas a través de metodologías de procesos y teorías de diseño mecánico en el siguiente capítulo se abordará el modelado 3D de cada una de las piezas para corroborar en correcto funcionamiento de todos los elementos que conforman la máquina cortadora y despulpadora de cacao.

4.4. Fase 4. Analizar mediante simulación numérica los esfuerzos generados en los elementos más importantes de la máquina, utilizando el software SolidWorks y ANSYS.

4.4.1. Actividad 1. Usar el software SolidWorks para modelar cada pieza con sus respectivas medidas.

A continuación, en la tabla 16, se muestran los elementos correspondientes al sistema de transmisión de potencia por medio de banda de sección trapezoidal tipo A, los cuales fueron calculados en la sección 5.2.2.7. Este sistema de transmisión tiene la función de transmitir la potencia desde el motor eléctrico hasta el sistema de alimentación. Para el modelado 3D del sistema de transmisión de potencia por banda trapezoidal se modeló cada una de las piezas para después ensamblarlas, lo primero que se modeló fueron las dos poleas, para ello se realizó un croquis con el perfil de cada una de las dos poleas, para después poder aplicar la operación (revolución de saliente base) y así generar el sólido. Para la banda en V también se debió realizar el perfil transversal de la banda y su recorrido para después aplicar la operación (saliente base barrido) y así generar la banda.

Tabla 16

Sistema de transmisión de potencia por banda trapezoidal

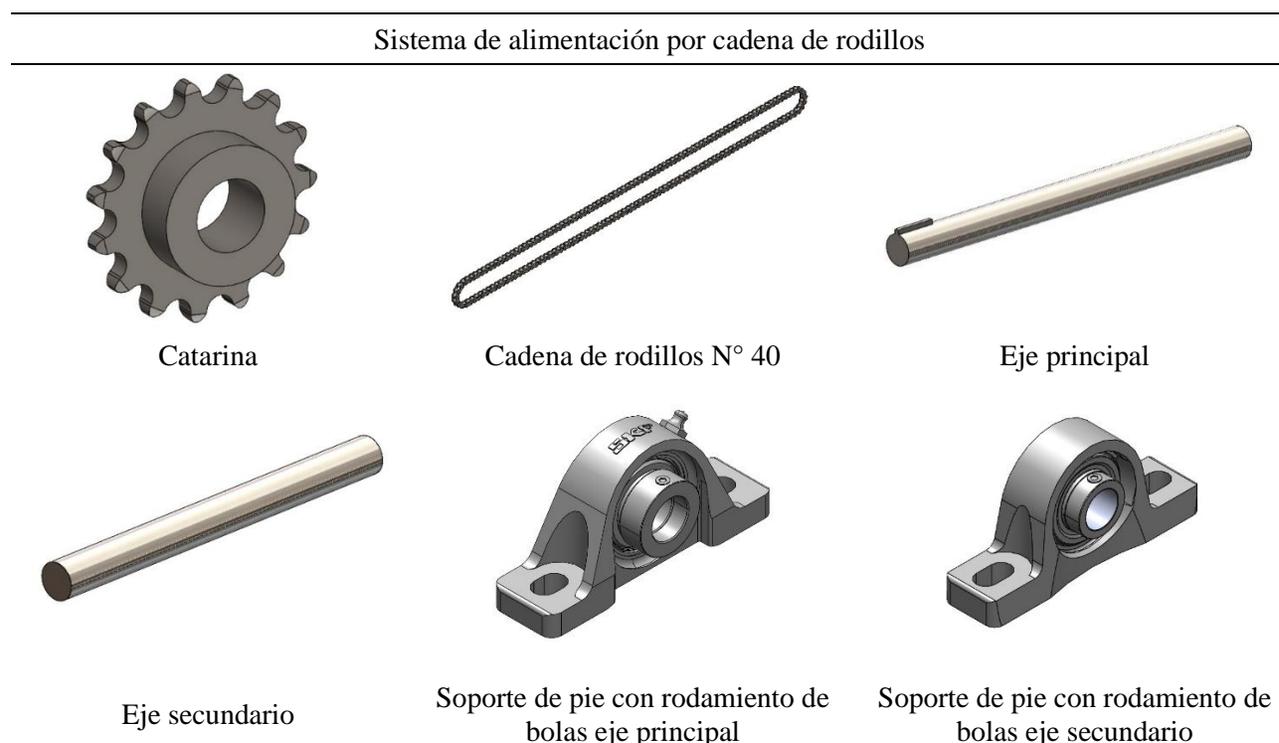
Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 17 se puede observar los diferentes elementos correspondientes al sistema de alimentación mediante cadena de rodillos, el cálculo de estos elementos se realizó en la sección 5.2.2, del presente proyecto de investigación. Este sistema de alimentación es importante debido a que es el encargado de dirigir la mazorca de cacao hacia el sistema de corte por discos.

Para el modelado del sistema de alimentación por cadena de rodillos también se realizó cada una de las piezas que lo conforman y después ensamblarlas, para modelar la Catarina se

realizó el perfil de ella y después se generó la extrusión, se modelaron los dos eslabones de la cadena y se aplicó una matriz de componente de la cadena para conformarla, los ejes se modelaron realizando un croquis con el diámetro y extrayéndolo con la longitud deseada, los dos soportes de pie con rodamiento de bolas se descargaron de la página oficial de SKF, el dispositivo de empuje se realizó con croquis en 2D y la operación extruir; el carril para la mazorca de cacao se modeló teniendo en cuenta un croquis y este se extruyó con la longitud indicada.

Tabla 17

Sistema de alimentación por cadena de rodillos



Dispositivo de empuje



Carril para la mazorca de cacao



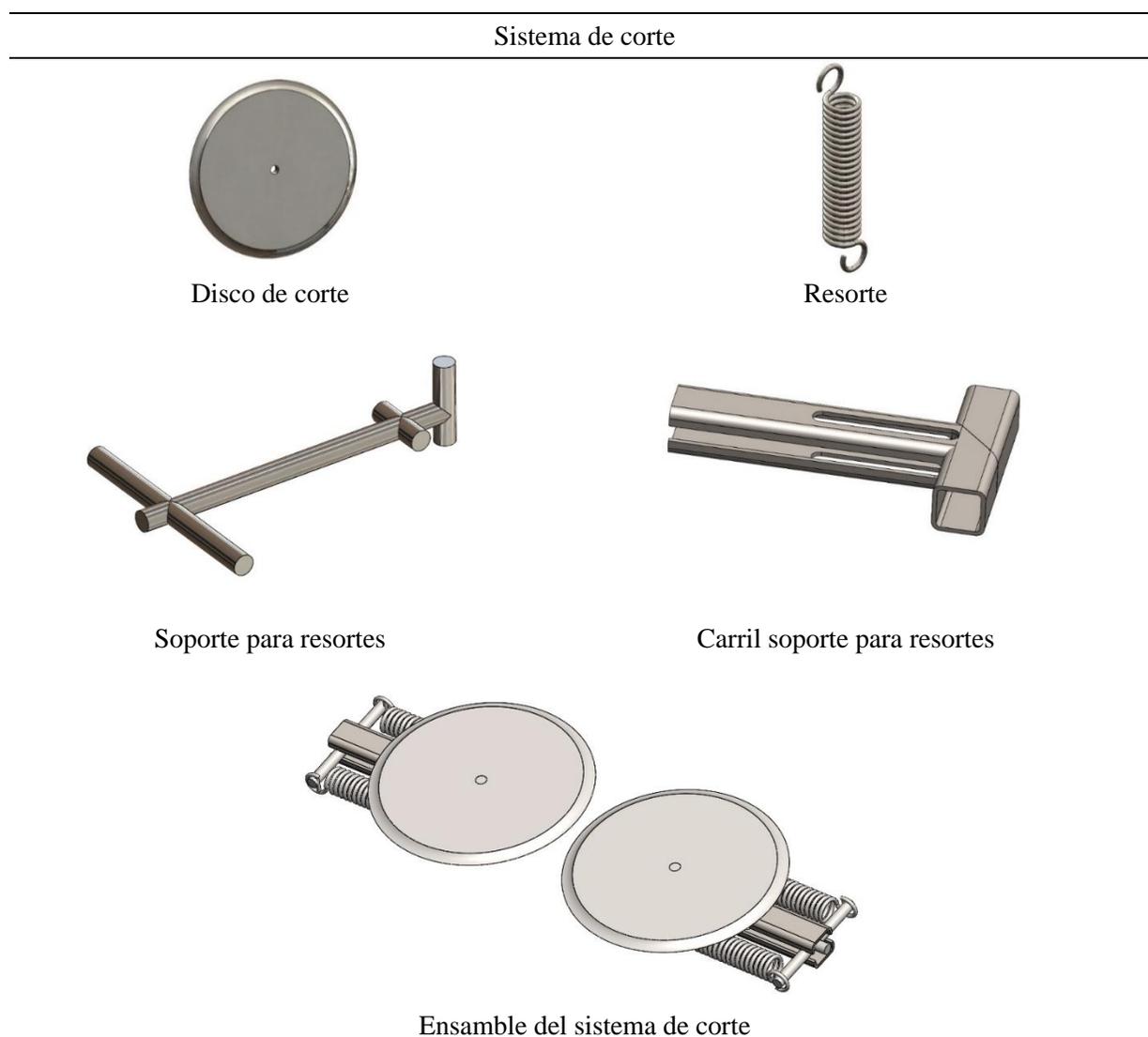
Ensamble del sistema de alimentación

Fuente: Elaboración propia.

Como se muestra en la tabla 18, en ella podemos observar los elementos correspondientes al sistema de corte, estos elementos fueron calculados en varios apartados del capítulo 5. Este sistema de transmisión tiene la función de realizar el respectivo corte longitudinal en la mazorca de cacao.

El modelado 3D del sistema de corte empezó con el disco de corte, el cual primero se realizó el perfil del disco para después generar una revolución para generar el sólido, el resorte se modeló teniendo en cuenta la operación saliente base barrido, para el soporte para resorte y el carril soporte para resortes se tuvo en cuenta la operación de miembro estructural.

Tabla 18

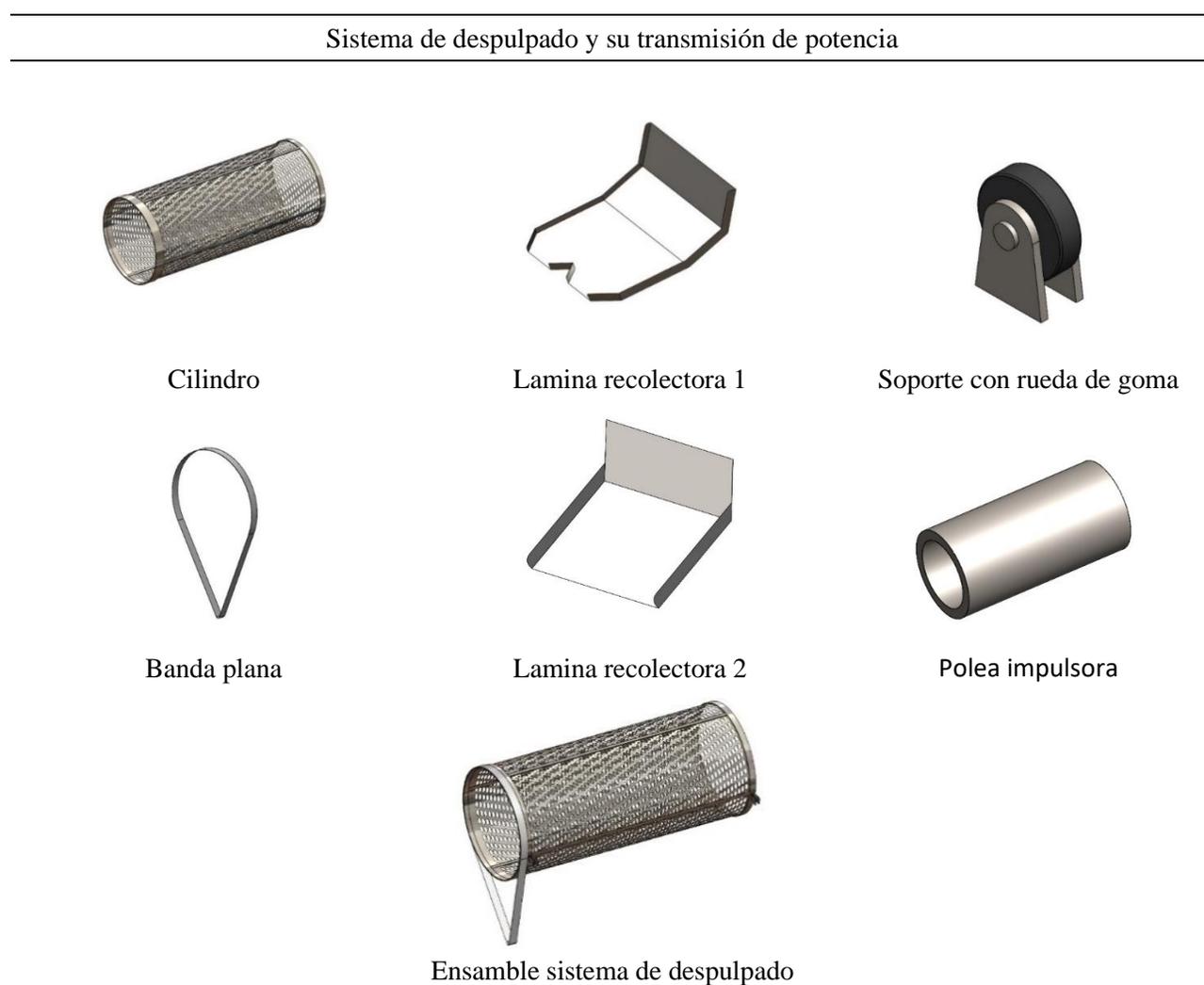
Sistema de corte

Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 19, se muestran los elementos correspondientes al sistema de despulpado y su transmisión de potencia calculador en el capítulo 5. Este sistema de despulpado es importante para la maquina ya que se encarga de separar el cacao en baba de la corteza de la mazorca.

En el modelado del sistema de despulpado se tuvieron en cuenta operaciones tales como extrusiones, extruir superficie y saliente base barrido; para poder aplicar estas operaciones se tuvo que realizar diferentes croquis con las respectivas medidas, una vez realizadas las piezas, se procedió a ensamblarlas con diferentes relaciones de posición.

Tabla 19

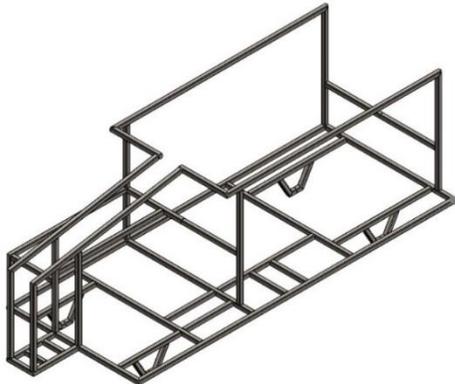
Sistema de despulpado y su transmisión de potencia

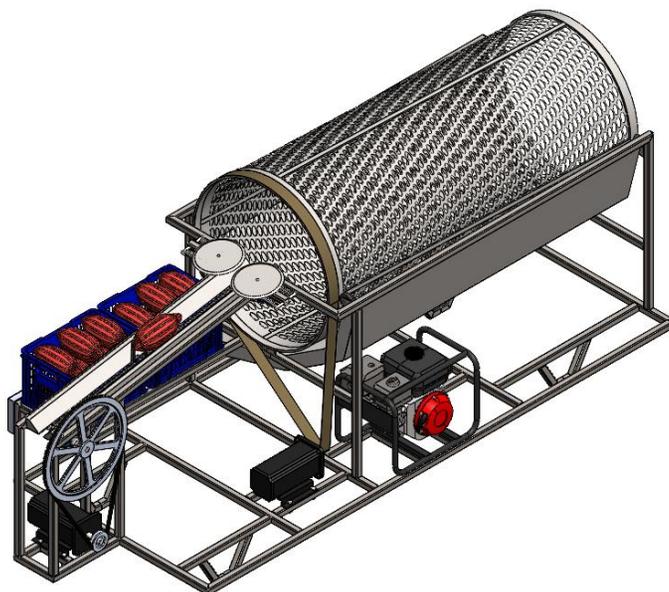
Fuente: Elaboración propia.

La estructura de la maquina es importante debido a que, es la encargada de soportar cada uno de los sistemas que componen a la maquina cortadora y despulpadora de cacao. En la tabla 20, se puede evidenciar los diferentes accesorios los cuales se debieron seleccionar para el correcto funcionamiento de la máquina. Para el modelado de la estructura se usó piezas soldadas como operación principal, para ello se debió realizar un croquis 3D de toda la estructura para después darle un perfil de estructura ya estandarizado.

Tabla 20

Otras piezas y accesorios de la maquina cortadora y despulpadora de cacao

		
Estructura		
		
Motor eléctrico	Generador eléctrico a gasolina	M10×1.5×50



Fuente: Elaboración propia.

4.4.2. Actividad 2. Diseño y modelado del elemento que está sometido a mayor esfuerzo (eje motriz).

Este eje es el que soportará la masa de toda la máquina, para poder realizar el respectivo diseño de dicho eje, se usó el software SolidWorks para calcular la masa aproximada de toda la máquina la cual fue de 240 kg, una vez se obtuvo la masa de la máquina se procedió a calcular el diámetro del eje a carga estática ya que casi el 100% de la vida de la máquina esta estará en

reposito en el lugar de procesamiento de las mazorcas de cacao, solo se pondrá en movimiento para ser guardada. Posteriormente, se seleccionó un acero AISI 1010 CD como material para su fabricación. con este material se usó a la tabla A-22 del libro (Budynas and Nisbett 2012) para poder extraer sus características mecánicas. Ver apéndice L, las cuales son: S_y : 300 MPa; S_{ut} : 370 MPa. Primero se realizó el análisis en un solo plano, como se muestra en la figura 68.

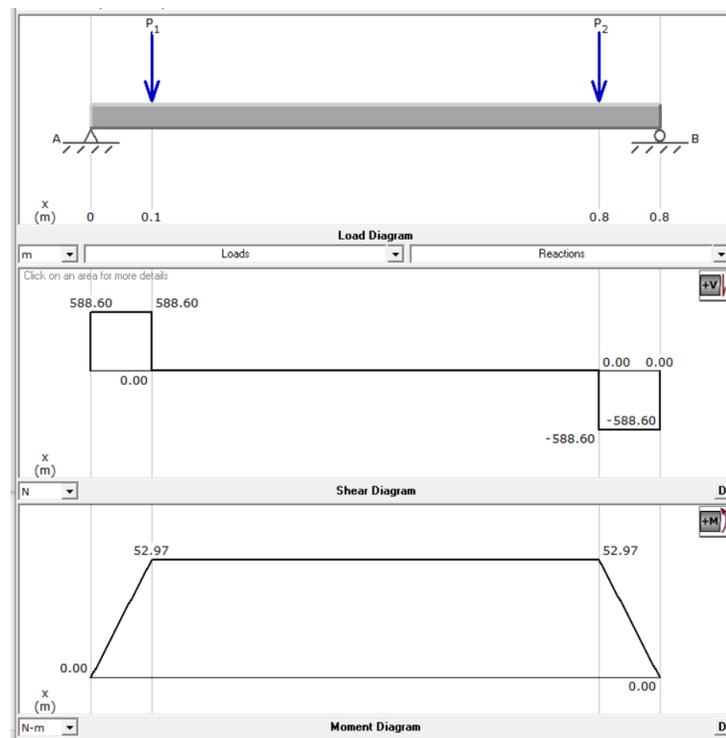


Figura 68. Diagrama fuerza cortante y momento flector del eje motriz. Obtenido de MDsolids.

Del análisis anterior se extrajo el momento máximo del eje. La fuerza que debe soportar cada rodamiento es de 589 N.

$$M_{\max} = 52.97 \text{ N.m}$$

Este valor que se calculó, es necesario para calcular el diámetro del eje usando la Ec. (70), el eje no presenta torque.

$$d = \left[\frac{16n}{\pi S_y} (3M^2 + 4T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec. (70)}$$

$$d = \left[\frac{16(1.5)}{\pi(300 \times 10^6 \text{Pa})} \times (3(52.97 \text{ N. m})^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 13.26 \text{ mm}$$

Una vez calculado el diámetro del eje de la figura 69, se procedió a modelarlo en el software SolidWorks con sus respectivas medidas y su respectivo material.



Figura 69. Eje motriz de la máquina. Fuente: Elaboración propia.

Debido a que el diámetro que se calculó no es un diámetro comercial para soportes de pie con rodamientos de bolas, se aproximó a uno que, si fuese comercial, este fue de 15mm y se

procedió a seleccionar el respectivo soporte de pie con rodamiento de bolas para diámetros de 15 mm, el cual fue SY 15 TF de la marca SKF.

4.4.3. Actividad 3. Aplicar la simulación de los esfuerzos provocados por su funcionamiento corroborando así el diseño de cada elemento modelado.

Utilizando el programa ASYS-WORKBENCH se llevó a cabo un análisis estático estructural para analizar las deformaciones y esfuerzos que se pueden producir en las piezas críticas (Eje motriz, estructura y cilindro despulpador). Para ello se asignó las propiedades del material del eje (acero AISI 1010 CD), el material de la estructura (ASTM A36) y el material del cilindro (acero AISI 304, por consiguiente, se generaron los apoyos, se agregaron las fuerzas correspondientes a las que estuvieron sometidos cada una de las piezas para así poder estimar las deformaciones y esfuerzos en los respectivos componentes.

En la figura 70, se muestra el análisis del eje motriz donde se observó que la deformación crítica (representada con color rojo) se encuentra en el centro. Dada la baja deformación que se generó en el eje, la cual fue de 1mm, se deduce que todas las deformaciones que se producen son relativamente pequeñas, con esto quedó comprobando que el material y el diámetro del eje fueron los adecuados.

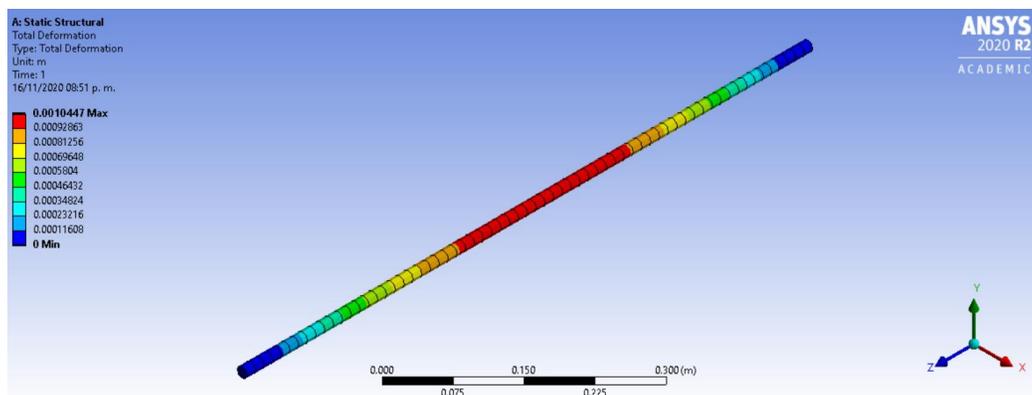


Figura 70. Deformación total en el eje motriz. Fuente: Elaboración propia.

En la figura 71, se puede observar el esfuerzo máximo que se generó en el eje mediante simulación, el cual fue de 163.35Mpa, debido a las propiedades del material que se seleccionó para el eje, se pudo constatar que el esfuerzo máximo generado en el eje no excedió el máximo esfuerzo a la fluencia del acero AISI 1010CD el cual es de 300Mpa.

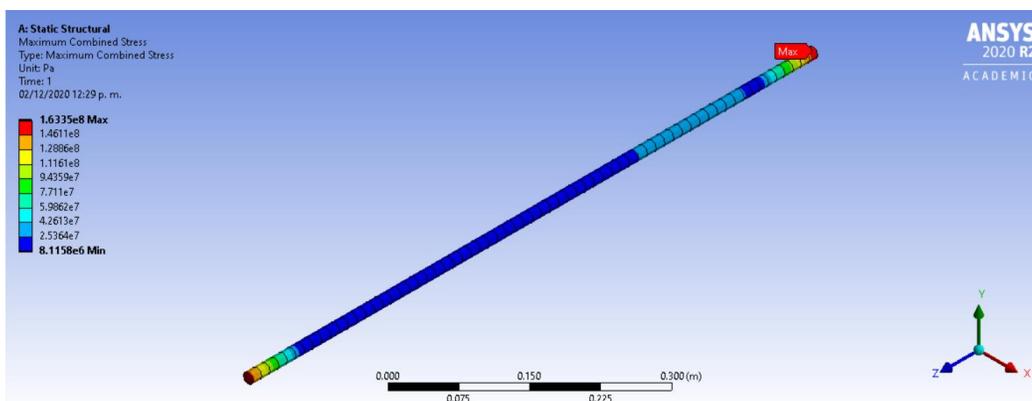


Figura 71. Esfuerzo máximo en el eje motriz. Fuente: Elaboración propia.

En la figura 72 se muestra el análisis de la estructura la cual soporta los diferentes sistemas de la máquina, en el análisis que se realizó se observó que la estructura no presenta ninguna

deformación crítica, debido a esto se pudo concluir que la estructura soportará el peso aplicado sobre ella y que el material utilizado para su construcción es el adecuado.

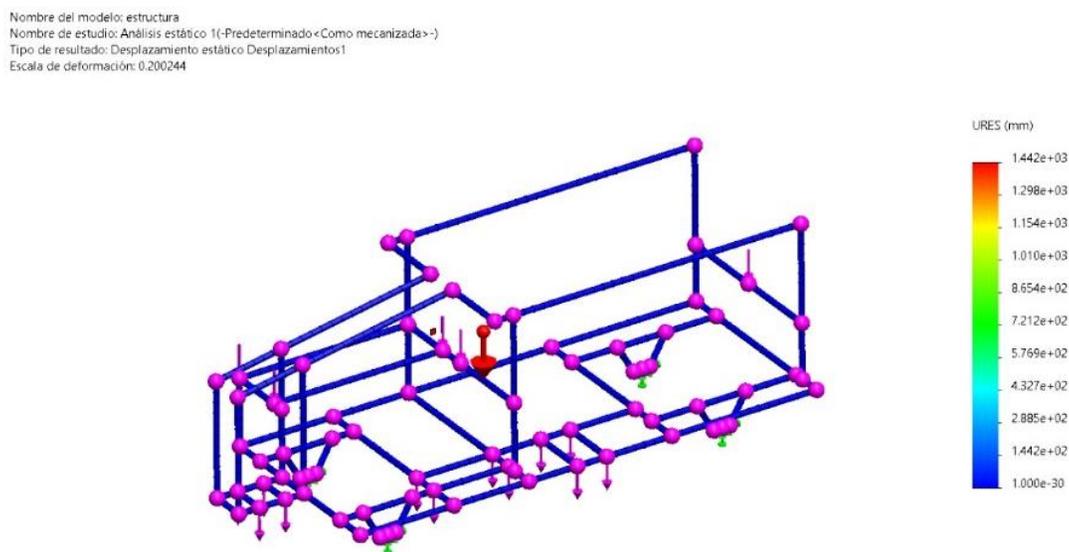


Figura 72. Deformación en la estructura. Fuente: Elaboración propia.

A continuación, en la figura 73, se observa el máximo esfuerzo (1.4 MPa) presentado en la estructura, el cual no excedió el esfuerzo a la fluencia del material ASTM A36 (251 MPa).

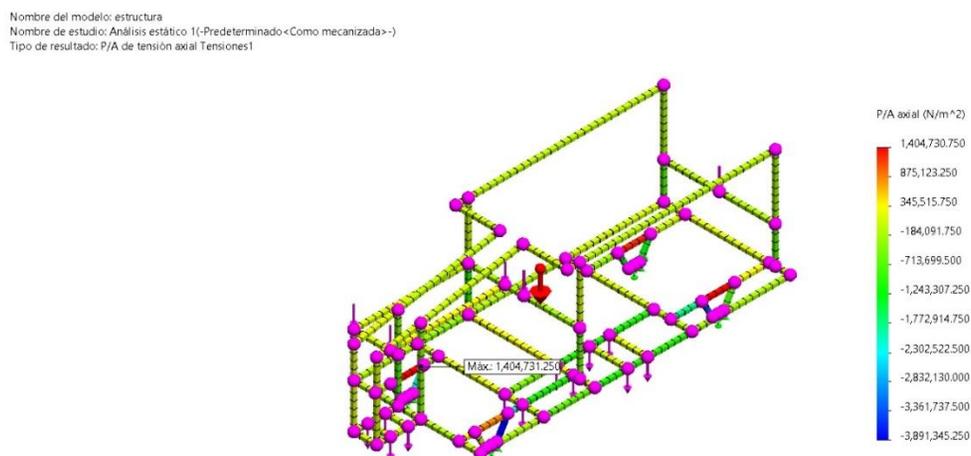


Figura 73. Máximo esfuerzo en la estructura. Fuente: Elaboración propia.

En la figura 74 se observa que la deformación máxima en el cilindro despulpador la cual fue de 0.04659 mm. Con esto se concluye que las dimensiones y el material asignados son los apropiados para resistir las fuerzas a las que está sometido.

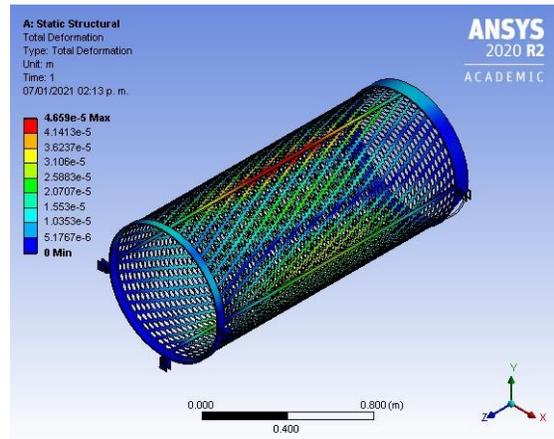


Figura 74. Deformación en el cilindro despulpador. Fuente: Elaboración propia.

En la figura 75 se muestra el esfuerzo máximo presentado mediante un análisis con el software ANSYS, este esfuerzo máximo obtenido fue de 5.8 MPa lo cual es muy bajo en comparación con el esfuerzo de fluencia del material seleccionado que es de 276 MPa, corroborando así que no se producirá un fallo en la pieza debido a las cargas soportadas.

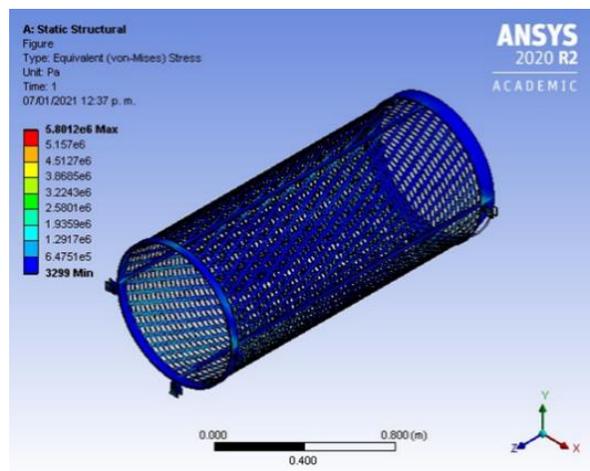


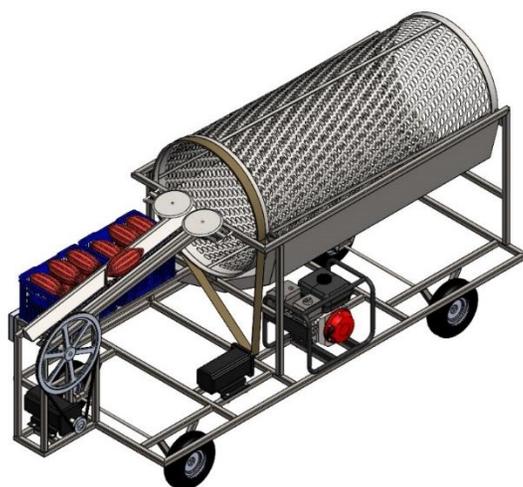
Figura 75. Esfuerzo máximo en el cilindro despulpador. Fuente: Elaboración propia.

En la tabla 21 se muestran dos vistas 3D del diseño geométrico obtenido por CAD de la maquina despulpadora.

Tabla 21

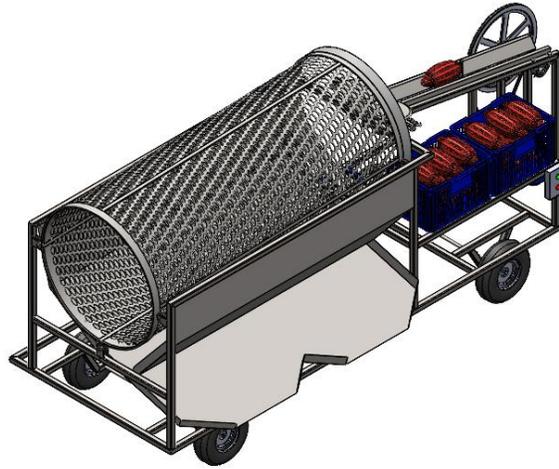
Maquina cortadora y despulpadora de cacao

Maquina cortadora y despulpadora de cacao



Fuente: Elaboración propia.

Maquina cortadora y despulpadora de cacao



Fuente: Elaboración propia.

4.4.4. Actividad 4. Realizar un manual de operación y mantenimiento de la máquina.

Es muy importante que se realice la respectiva lectura del manual de operación y mantenimiento antes de operar la máquina, si se cumple a cabalidad lo que respecta al manual de mantenimiento y se opera según el manual, la maquina estará poco susceptible a problemas de cualquier tipo. Existe una relación entre la buena operación de la máquina y el plan de mantenimiento ya que el usuario deberá entender y conocer las precauciones de seguridad de la misma antes de usarla.

4.4.4.1. Manual de operaciones

1. La máquina normalmente debe tener 3 operarios, el que se encuentra posicionando constantemente las mazorcas en el sistema de alimentación, el encargado de

suministrar en canastas de polímero los frutos de cacao y el encargado de la recolección del cacao en baba en sacos, este último debe usar guantes de látex ya que estará en contacto con el líquido que es ligeramente ácido, por lo que conllevaría a problemas en la piel después de un tiempo.

2. Se debe verificar que la máquina se encuentre libre de sustancias y artículos extraños que conlleven a alteraciones en su funcionamiento y fallas.
3. Corroborar que todos los sistemas y componentes se encuentren en su estado y posición adecuada para poder poner en marcha la máquina.
4. Comprobar que el lugar donde estará operando la máquina cuente con una superficie totalmente plana, ya que de lo contrario esto afectaría su funcionamiento.
5. Comprobar que el generador de electricidad tenga combustible
6. Poner en marcha el generador de energía eléctrica.
7. Presionar el interruptor de encendido ubicado en el panel de control y esperar el tiempo de estabilización.
8. Posicionar las mazorcas de cacao en cada uno de los dispositivos de empuje a medida que estos van pasando.
9. Oprimir el interruptor de apagado en caso de emergencia.
10. Una vez termine de operar la máquina, se debe apagar y asegurar de dejarla limpia en la mayor medida posible.

4.4.4.2. Manual de mantenimiento

Darle un buen mantenimiento a esta máquina es el objetivo principal para que esta no presente fallas ni paros y al mismo tiempo trabaje lo más silenciosamente posible.

Existen áreas críticas en la implementación del mantenimiento, para esta máquina se contemplaron las siguientes: Inspección, Limpieza, Ajustes y Lubricación

Inspección: se recomienda diariamente realizar una inspección de toda la máquina para así poder localizar piezas dañadas, fallas leves o imperfecciones en esta. Se debe realizar un monitoreo a la maquina durante su operación, si se identifica que no se está realizando el corte de la mazorca correctamente, es señal de que se requiere hacer ajustes o reparaciones en este sistema. Si se encuentran partes rotas durante la inspección, estas se deben remplazar o reparar antes de que el problema se agrave o afecte otro sistema de la máquina.

En el sistema de transmisión de potencia por banda se debe revisar las paredes de las canales en las poleas, esto con el fin de identificar grietas o superficies aceitosas, las poleas gastadas pueden reducir la vida útil de las correas hasta un 50%.

Limpieza: se debe mantener todos los componentes de los sistemas completamente limpios y libres de polvo, grasa o residuos de la mazorca de cacao, ya que estos podrían hacer que la sincronía de la máquina de desajuste o dañe. Es importante realizar la limpieza en el cilindro despulpador cada vez que sea pertinente.

Con lo referente a los discos de corte, estos deben ser limpiados constantemente para evitar posibles problemas en la operación.

Se debe realizar una limpieza a las canales de la polea utilizando un cepillo duro, esto con el fin de retirar cualquier elemento que pueda maltratar las correas, no se debe usar cepillos excesivamente duros ya que estos pueden rayar la superficie de la canal en la polea.

Se debe realizar limpieza a la cadena de rodillos cada vez que esta se vaya a lubricar

Ajustes: se debe analizar todos los tornillos de la estructura los cuales pueden llegar a soltarse debido a las vibraciones del generador a gasolina, de ser así se debe realizar un apriete con un torquímetro. Se debe ajustar la holgura de la cadena de rodillos según lo especifique el manual de cadenas de rodillos.

Lubricación: la lubricación es una de las partes más importantes del mantenimiento, la cual se lleva a cabo en los puntos y partes que se encuentran en constante fricción, dentro de los componentes a lubricar se encuentran los rodamientos, soporte para los discos de corte y el sistema de alimentación por cadena de rodillos. La lubricación en los rodamientos se debe realizar según lo indique el fabricante, la lubricación de la cadena de rodillos se debe hacer a mano, con aceitera o brocha, usando aceite con un grado de viscosidad SAE 30. La lubricación en los soportes para los discos debe ser leve.

4.5. Estimación de costos

En la tabla 22, se muestra la cotización de los diferentes materiales necesarios para la maquina cortadora y despulpadora de cacao, la cual presenta una baja inversión comparada con las máquinas que se encuentran actualmente en el mercado, esto permitirá que el dueño de la finca la esmeralda recupere la inversión en corto tiempo debido a que gracias a la maquina se podrá mejorar y optimizar el proceso productivo del cacao.

Tabla 22

Cotización de los materiales

DESCRIPCION	CANT.	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
Tubería cuadrada 30×30×2mm ×6m	34 m	\$40,000.00	\$226,000.00
Resortes	4	\$8,000.00	\$32,000.00
Soporte de pie con rodamiento de bolas 22.225 mm	2	\$30,000.00	\$60,000.00
Soporte de pie con rodamiento de bolas 19.05 mm	2	\$25,000.00	\$50,000.00
Polea conducida	1	\$30,000.00	\$30,000.00
Polea conductora	1	\$20,000.00	\$20,000.00
Servomotor 86HB250-156B 127.5 KG/CM NEMA 86.	1	\$1,364,000.00	\$1,364,000.00
Servomotor MS-110ST-M05030B-21P5, DRIVER DS2-21P5-AS	1	\$3,899,500.00	\$3,899,500.00
Banda plana	1	\$40,000.00	\$40,000.00
Banda trapezoidal	1	\$15,000.00	\$15,000.00
Motor eléctrico de 0.75 Hp 920 rpm	1	\$400,000.00	\$400,000.00
Eje de acero 1010 15mm×650mm	2	\$40,000.00	\$80,000.00
Eje de acero AISI 304 22.225 mm×280 mm	1	\$78,000.00	\$78,000.00
Eje de acero AISI 304 19.05 mm×203 mm	1	\$36,000.00	\$36,000.00
Catarina 15 dientes paso 40	2	\$25,000.00	\$50,000.00
Cadena de rodillos N° 40	2 m	\$120,000.00	\$120,000.00
Pernos de cabeza hexagonal	20	\$2,000.00	\$40,000.00
llantas	4	\$40,000.00	\$160,000.00
lamina de acero inoxidable	6 m ²	\$45,000.00	\$270,000.00
Generador de 2500W	1	\$1,050,000.00	\$1,050,000.00
TOTAL			\$8,020,500.00

Fuente: Elaboración propia

Conclusiones

Desarrollado el estudio bibliográfico, se dieron a conocer las diferentes formas de procesar la mazorca de cacao para poder obtener sus semillas, también se pudo evidenciar las variables que influyen sobre el fruto como lo fue su longitud promedio de 23.39 cm, un diámetro de 9.23 cm, un peso de 6.4 N, una fuerza de corte máxima de 667.08 N. Estas variables sirvieron como datos de entrada para los respectivos cálculos de los diferentes elementos y sistemas de la máquina cortadora y despulpadora de cacao.

Usando el método de despliegue de calidad de funciones (QFD, por sus siglas en inglés), se tuvieron en cuenta los requerimientos del cliente que, al transformarlos en especificaciones de ingeniería, se establecieron y analizaron los diferentes conceptos para seleccionar el ganador. De esta manera, se diseñó una maquina con sistema de alimentación por cadena número 40, sistema de corte por medio de discos de 200 mm y despulpado por cilindro giratorio capaz de procesar 4700 mazorcas en una hora y con el material AISI 304 predominando debido a los usos de la máquina.

Como parte final, se presentan los resultados de los respectivos análisis de deformación en los diferentes componentes que sufren mayor esfuerzo como la estructura y el eje motriz, realizados teóricamente y verificados mediante método de elementos finitos utilizando los software ANSYS y SolidWorks, en donde se realizaron los respectivos análisis estático estructural a los elementos más importantes que conforman la máquina, de los cuales se pudo concluir que su geometría y el tipo de material seleccionado en el diseño, no produjeron

deformaciones en la estructura y en el eje se presentó una deformación de 1.0 mm en el centro de este, las cuales no afectan el óptimo funcionamiento de la máquina.

Recomendaciones

Como toda máquina que realiza una función, esta debe cumplir con determinadas recomendaciones que ayuden a posibles mejoras. Teniendo en cuenta lo anterior, se deben tener en cuenta las siguientes recomendaciones:

Se recomienda cambiar el material del disco de corte a un polímero si el de metal genera daños en los granos de la mazorca de cacao, daños que conllevan a la disminución de la calidad del mismo.

Si el cliente desea transportar el fruto hasta un lugar que cuente con conexión a la red eléctrica para poder ser procesado, se recomienda descartar la compra del generador eléctrico.

La acumulación de cacao en el cilindro es un factor que se debe tener en cuenta debido a que afectaría la capacidad de la máquina para despulpar el fruto, si esto sucede, es recomendable variar el ángulo del cilindro a un valor idóneo para el despulpado.

Si el corte de la mazorca de cacao es ineficiente, se recomienda colocar el carril del soporte para resorte a cierta inclinación en dirección de la trayectoria de la mazorca de cacao.

Referencias

Alcaide, Jorge. (2004). *Diseño de producto metodos y tecnicas*. Valencia, España:

ALFAOMEGA.

American National Standards Institute. (1999). *Structural welding code-reinforcing steel*. (ANSI

AWS D1.4). Obtenido <https://es.scribd.com/document/406284802/Aws-d1-4-Structural-Welding-Code-reinforcing-Steel>

Arvelo, Miguel., Diego. González, Steven. Maroto, Tanya. Delgado, and Paola. Montoya.

(2017). *Manual técnico del cultivo de cacao buenas prácticas para américa latina*. San José, Costa Rica: IICA.

American Society for Testing and Materials. (2015). *Calidad del acero*. (ASTM A 36/A 36M –

00a). Obtenido

https://www.svcmscentral.com/SVsitefiles/lacampananew/contenido/doc/cc383c_Norma%20ASTM%20A36psd.pdf

Ballón Gómez, Mauricio. (2015). *Los chutes o tolvas*. Universidad Nacional de San Agustin.

Obtenido de <https://es.slideshare.net/mauricioantonio1291/tolvas>

Barón, Jose David. (2016). *El cultivo del cacao; un negocio rentable, competitivo y*

ambientalmente sostenible en Colombia. Obtenido de

https://www.fedecacao.com.co/portal/images/Ing._Jos%C3%A9_David_Bar%C3%B3n_-_El_cultivo_del_Cacao_un_negocio_rentable_competitivo_y_ambientalmente_sostenible_en_Colombia_2016.pdf

Becerra, Roberto, and Gregorio Siadén. (2018). *Diseño y fabricación de prototipo de una*

máquina despulpadora de cacao. (Tesis de pregrado). Universidad Nacional Pedro Ruiz

Gallo. Obtenido de <http://repositorio.unprg.edu.pe/handle/UNPRG/4024>

- Budynas, Richard, and Keith Nisbett. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Mexico: McGraw-Hill.
- Carrasco, Eduardo. (n.d). *Zarandas vibratorias para la Elaboración de cemento*. Obtenido de <https://prezi.com/8iyvhddcmq48/zarandas-vibraorias-para-la-elaboracion-de-cemento/>
- Carrillo Flores, Ana Lilia. (2015). *Población y muestra*. Universidad Autonoma del Estado de Mexico. Obtenido de <http://ri.uaemex.mx/handle/20.500.11799/35134>
- Centeno Gómez, Diego Fabian. (2018). *Herramienta para desgranar cacao*. (Tesis de pregrado). Universidad industrial de santander. Obtenido de <http://noesis.uis.edu.co/bitstream/123456789/28307/1/172724.pdf>
- Cobo, Raúl. (2018). *El abc de la automatización*. Obtenido de <http://www.aie.cl/files/file/comites/ca/abc/PLC.pdf>
- Cooperación Alemana al Desarrollo - GIZ. (2013). *Catalogo de maquinaria para procesamiento de cacao*. Obtenido de https://energypedia.info/images/0/08/Maquinaria_para_Cacao.pdf
- Córdova Moreno, Anthony Steve, and Jorge Andrés Sandoval Hasing. (2016). *Diseño de un sistema de mezclado continuo para la producción de suelo estabilizado con cemento*. (Tesis de pregrado). Escuela Superior Politécnica del litoral. Obtenido de <https://www.dspace.espol.edu.ec/handle/123456789/34431>
- Cuenca, Juan. (2020). *Despulpadora de cacao*. Obtenido de https://www.youtube.com/watch?v=6bZAW4nEikY&ab_channel=JuanCuenca
- Echeverri Rodríguez, Jorge. (2013). *Tecnología moderna en la producción de cacao*. Obtenido de [http://www.mag.go.cr/bibliotecavirtual/F01-10551\(1\).pdf](http://www.mag.go.cr/bibliotecavirtual/F01-10551(1).pdf)
- Estrada, Miguel, Xiomara Romero, and Josué Moreno. (2011). *Guía técnica del cultivo de cacao manejado con técnicas agroecológicas*. Obtenido de

http://infocafes.com/portal/wpcontent/uploads/2015/12/Estrada_et_al_Guia_Tecnica_Cacao.pdf

Evermarkgroup. (2015). Evermark do brasil import export - cortadora y separadora de cacao | brasil. Obtenido de <https://b2brazil.com.br/hotsite/evermarkdobrasil/-cutter-and-separater-cocoa-machine>

Fedecacao. (2013). *Situación mundial y nacional de la cacaocultura*. Obtenido de https://www.fedecacao.com.co/site/images/recourses/pub_titulares/fedecacao-pub-titulares-2013-10-03-S02.pdf

Fedecacao. (2015). *Economía nacional de cacao*. Obtenido de <https://www.fedecacao.com.co/portal/index.php/es/2015-02-12-17-20-59/nacionales>.

Fedecacao. (2020). *Así quedó el ranking de producción de cacao en colombia*. Obtenido de <http://www.fedecacao.com.co/portal/index.php/es/2015-04-23-20-00-33/1193-boletin-de-prensa-asi-queda-el-ranking-de-produccion-de-cacao-en-colombia>

García, José. (1936). *Libro del chocolate*. Obtenido de <http://bibliotecadigital.aecid.es/bibliodig/es/consulta/registro.cmd?id=2054>

El gringo. (2014). *Chocolate: How It's Made*. Obtenio de https://www.youtube.com/watch?v=bJIRUGe5Rlc&ab_channel=ElGringo

Guerra, César Augusto. (2017). *Diseño y construcción de una máquina para la extracción de la pulpa del fruto de cacao*. (Tesis de pregrado). Universidad Internacional del Ecuador. Obtenido de <https://repositorio.uide.edu.ec/handle/37000/2438>

Occupational Health & Safety Advisory Services. (2007). *Sistemas de gestión en seguridad y Salud ocupacional (OHSAS 18001)*. Obtenido de <https://www.isotools.org/pdfs-pro/ebook-ohsas-18001-gestion-seguridad-salud-ocupacional.pdf>

- Intermec S.A. (2015). *Catalogo transmisión de potencia piñones y cadenas*. Obtenido de https://www.intermec.com.co/pinones_cadena.php
- LeeSpring. (2018). *Resortes de catálogo & hechos a la medida*. Obtenido de <https://www.leespring.com/form/request-a-catalog/confirmation>
- Congreso de Colombia. (24 de enero de 1979). De la protección del medio ambiente. [Ley 9 de 1979]. Obtenido de http://copaso.upbbga.edu.co/legislacion/ley_9_1979.Codigo%20Sanitario%20Nacional.pdf
- Lopez Arenales, José Carlos. (n.d). *Bandas*. Obtenido de <https://docplayer.es/6163109-Bandas-proyectos-de-ingenieria-mecanica-ing-jose-carlos-lopez-arenales.html>
- Martínez Gómez, Miguel Eduardo. (2018). *Cortadora de mazorcas de cacao y desgranadora de semillas de cacao*. Obtenido de (https://www.youtube.com/watch?v=DbZhiFLCyu8&ab_channel=MiguelEduardoMartínezGómez).
- Moreno & Sánchez. (1989). *Beneficio del cacao*. Obtenido de https://www.academia.edu/11178170/Beneficio_del_Cacao
- Mott, Robert. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. Obtenido de https://www.academia.edu/38450613/Dise%C3%B1o_de_elementos_de_m%C3%A1quinas_pdf
- Navarro Caro, L. F. (2009). *Desarrollo ejecución y presentación del proyecto de investigación*. Caracas, Venezuela: Editorial Panapo de Venezuela
- Nieto, Carlos, Rafael López, and Oscar Galvís. (1985). *Montaje de ruedas dentadas para cadenas*. Obtenido de <https://repositorio.sena.edu.co/handle/11404/1374?locale-attribute=en>
- Norma Técnica Colombiana.(1996). *Elementos de fijación. Tornillos de máquina y tuercas para*

tornillos de máquina (NTC 3979). Obtenido de <https://docplayer.es/49875747-Norma-tecnica-colombiana-3979.html>

Norma Técnica Colombiana.(2003). *Mecánica. Código sobre guardas de protección de maquinaria* (NTC 2506). Obtenido de <https://www.coursehero.com/file/45633531/NTC-2506pdf/>

Norma Técnica Colombiana.(2007). *Tubos de acero al carbono laminados en caliente soldados por resistencia eléctrica para uso general* (NTC 1560). Obtenido de <http://www.ingemetalltda.com/NTC1560.pdf>

Ozaeta Eidelman, Alejandro, Luis Carlos Flórez García, and Oscar Fabián Higuera Cobos. (2013). Diseño y generación de transmisiones de potencia por correa trapecial en solidworks mediante una aplicación en visual basic. *Revista Facultad De Ingeniería, UPTC*, 22(35), 35-46.

Parra Tirado, Jefferson Andrés, and Jonatan Alexander Guzmán Calderón. (2018). *Diseño y construcción de un prototipo de máquina para la obtención de semillas de cacao a partir del despulpado del Fruto y la separación de sus componentes*. (Tesis de pregrado). Universidad Distrital Francisco José de Caldas. Obtenido de <https://repository.udistrital.edu.co/bitstream/handle/11349/15731/Calder%C3%B3nGuzm%C3%A1nJonatanAlexander2019.pdf?sequence=1>

Pérez, Miguel. (2017). *Guia de buenas practicas de cosecha, fermentacion y secado para la produccion de cacaos especiales*. Obtenido de https://www.colombiamascompetitiva.com/wp-content/uploads/2018/10/Guia_de_buenas_practicas_de_poscosecha.pdf

Phillips, Wilbert. (2012). *Catálogo de clones de cacao*. Obtenido de

http://www.worldcocoafoundation.org/wp-content/uploads/files_mf/phillipsmora2012clones4.64mb.pdf

Pinhalense. (2009). Quebrador de Cacau - PINHALENSE. Obtenido de

<https://www.pinhalense.com.br/cacau/quebrador-de-cacau/quebrador-de-cacau/>

Rojas, Fernando, and Edwin Sacristán. (2013). *Guía ambiental para el cultivo del cacao*.

Obtenido de

https://www.fedecacao.com.co/site/images/recourses/pub_doctecnicos/fedecacao-pub-doc_05B.pdf

Superintendencia de industria y comercio. (2011). *Cadena productiva del cacao: diagnostico de libre competencia. superintendencia industria y comercio*. Obtenido de

https://www.sic.gov.co/recursos_user/documentos/promocion_competencia/Estudios_Economicos/Cacao.pdf

SKF. (2020). Soportes de pie con rodamientos de bolas. Obtenido de

<https://www.skf.com/co/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units>

Torres, Erick. (2008). *Especificaciones de rodamientos*. Obtenido de

<https://es.scribd.com/doc/13258786/tipos-y-especificaciones-de-rodamientos>

Torres Guasca, Carlos Dario, and Gabriela Alexandra Quevedo Salguero. (2019). Diseño y

construcción de una máquina cortadora y despulpadora de cacao con una capacidad de 2400 mazorcas por hora para mejorar la productividad del agricultor. (Tesis de pregrado). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Obtenido de

<http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/11539>

Ullman, David. (2010). *The mechanical design process*. New York: McGraw-Hill.

Vásquez Hidalgo, Isabel. (2005). *Tipos de estudio y métodos de investigación*. Obtenido de <https://www.gestiopolis.com/tipos-estudio-metodos-investigacion/>

Apéndices

Apéndice A. Dimensiones de cadenas estándares de rodillos americanas.

Número de cadena ANSI	Paso, pulg (mm)	Ancho, pulg (mm)	Resistencia mínima a la tensión, lbf (N)	Peso promedio, lbf/pie (N/m)	Diámetro del rodillo, pulg (mm)	Espaciamiento de hileras múltiples, pulg (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	— —
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00 (76.70)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

Fuente: (Budynas and Nisbett 2012).

Continuación del apéndice 1



www.intermec.com.co

TABLA DE DIMENSIONES DE LAS CADENAS ANSI SENCILLAS

En pulgadas. El paso figura tanto en pulgadas como en milímetros. Para convertir a milímetros cualquier otra dimensión, multiplíquese por 25.4



CADENA NUMERO	DIMENSIONES							LIMITE DE ROTURA Lbs.	PESO Lbs. POR PIE 30.5 cms.
	PASO 'P'	LARGO RODILLO 'W'	DIAMETRO RODILLO 'D'	DIAMETRO PASADOR 'C'	GRUESO CHAPETA 'E'	ANCHO CHAPETA 'H'	M.		
25	1.4" * 35.65 mm	0.125	0.130	0.0905	0.030	0.234	0.188	0.875	0.09
35	3/8" * 9.52 mm	0.187	0.200	0.141	0.050	0.350	0.267	2.100	0.21
40	1/2" * 12.7 mm	0.312	0.312	0.156	0.080	0.466	0.380	3.700	0.42
50	5/8" * 15.87 mm	0.375	0.400	0.200	0.090	0.584	0.460	6.100	0.69
60	3/4" * 19.05 mm	0.500	0.458	0.234	0.094	0.700	0.586	8.500	1.00
80	1" * 25.4 mm	0.625	0.625	0.312	0.125	0.934	0.741	14.500	1.71
100	1 1/4" * 31.75 mm	0.750	0.750	0.375	0.156	1.166	0.923	24.000	2.58
120	1 1/2" * 38.10 mm	1.000	0.875	0.437	0.187	1.400	1.150	34.000	3.87
140	1 3/4" * 44.45 mm	1.000	1.000	0.500	0.219	1.634	1.215	46.000	4.95
160	2" * 50.80 mm	1.250	1.125	0.562	0.250	1.866	1.451	58.000	6.61
200	2 1/2" * 63.50 mm	1.500	1.562	0.781	0.312	2.250	1.777	95.000	10.96
240	3" * 76.20 mm	1.875	1.875	0.937	0.375	2.600	2.187	130.000	16.50

* Sin rodillos

NOTA: Para convertir libras (peso) a kilos, se divide por 2.2. Las transmisiones no se deben calcular con fundamento en el límite de rotura de las cadenas, sino teniendo en cuenta la capacidad de carga de trabajo o la capacidad de transmisión de potencia expresada en HP. Véase tablas de transmisión de potencia.

Fuente: (Intermec S.A. 2015).

Apéndice B. Factores de servicio para transmisiones por cadena.

Tipo de carga	Tipo de impulsor		
	Impulsor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Uniforme (agitadores, ventiladores, transportadores con carga ligera y uniforme)	1.0	1.0	1.2
Choque moderado (máquinas herramienta, grúas, transportadores pesados, mezcladoras de alimento y molinos)	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (prensas de troquelado, molinos de martillos, transportadores alternos, accionamientos de molino de rodillos)	1.4	1.5	1.7

Fuente: (Mott 2006)

Apéndice C. Capacidad de potencia para cadenas número 40.

TABLA DE CAPACIDAD
CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS NO. 40 PASO 1/2"

No. de dientes piñón conductor	RPM DEL PIÑÓN CONDUCTOR																								
	10	25	50	100	200	300	400	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2400	2700	3000	3500	4000	5000	6000	7000	8000
9	0.04	0.10	0.19	0.35	0.65	0.93	1.21	1.48	2.00	2.51	2.75	3.25	3.73	4.12	3.45	2.74	2.24	1.88	1.60	1.27	1.04	0.75	0.57	0.45	0.37
10	0.05	0.11	0.21	0.39	0.73	1.04	1.35	1.65	2.24	2.81	3.09	3.64	4.18	4.71	4.04	3.21	2.63	2.20	1.88	1.49	1.22	0.87	0.66	0.53	0.43
11	0.05	0.12	0.23	0.43	0.80	1.16	1.50	1.83	2.48	3.11	3.42	4.03	4.63	5.22	4.66	3.70	3.03	2.54	2.17	1.72	1.41	1.01	0.77	0.61	0.50
12	0.06	0.14	0.25	0.47	0.88	1.27	1.65	2.01	2.73	3.42	3.76	4.43	5.09	5.74	5.31	4.22	3.45	2.89	2.47	1.96	1.60	1.15	0.87	0.69	0.57
13	0.06	0.15	0.28	0.52	0.96	1.39	1.80	2.25	2.97	3.73	4.10	4.83	5.55	6.26	5.99	4.76	3.89	3.26	2.79	2.21	1.81	1.29	0.98	0.78	0.64
14	0.07	0.16	0.30	0.56	1.04	1.50	1.95	2.38	3.22	4.04	4.44	5.23	6.01	6.78	6.70	5.31	4.35	3.65	3.11	2.47	2.02	1.45	1.10	0.87	0.71
15	0.07	0.17	0.32	0.60	1.12	1.62	2.10	2.56	3.47	4.35	4.78	5.64	6.47	7.30	7.43	5.89	4.82	4.04	3.45	2.74	2.24	1.60	1.22	0.97	0.79
16	0.08	0.19	0.35	0.65	1.20	1.74	2.25	2.75	3.72	4.66	5.13	6.04	6.94	7.83	8.18	6.49	5.31	4.45	3.80	3.02	2.47	1.77	1.34	1.07	0.87
17	0.08	0.20	0.37	0.69	1.29	1.85	2.40	2.93	3.97	4.98	5.48	6.45	7.41	8.36	8.96	7.11	5.82	4.88	4.14	3.31	2.71	1.94	1.47	1.17	0.96
18	0.09	0.21	0.39	0.73	1.37	1.97	2.55	3.12	4.22	5.30	5.82	6.86	7.88	8.89	9.76	7.75	6.34	5.31	4.54	3.60	2.95	2.11	1.60	1.27	0
19	0.09	0.22	0.42	0.78	1.45	2.09	2.71	3.31	4.48	5.62	6.17	7.27	8.36	9.42	10.5	8.40	6.88	5.76	4.92	3.91	3.20	2.29	1.74	1.38	0
20	0.10	0.24	0.44	0.82	1.53	2.21	2.86	3.50	4.73	5.94	6.53	7.69	8.83	9.96	11.1	9.07	7.43	6.22	5.31	4.22	3.45	2.47	1.88	1.49	0
21	0.11	0.25	0.46	0.87	1.62	2.33	3.02	3.69	4.99	6.26	6.88	8.11	9.31	10.5	11.7	9.76	7.99	6.70	5.72	4.54	3.71	2.66	2.02	1.60	0
22	0.11	0.26	0.49	0.91	1.70	2.45	3.17	3.88	5.25	6.58	7.23	8.52	9.79	11.0	12.3	10.5	8.57	7.18	6.13	4.87	3.98	2.85	2.17	1.72	0
23	0.12	0.27	0.51	0.96	1.78	2.57	3.33	4.07	5.51	6.90	7.59	8.94	10.3	11.6	12.9	11.2	9.16	7.68	6.55	5.20	4.26	3.05	2.32	1.84	0
24	0.13	0.29	0.54	1.00	1.87	2.69	3.48	4.26	5.76	7.23	7.95	9.36	10.8	12.1	13.5	11.9	9.76	8.18	6.99	5.54	4.54	3.25	2.47	1.96	0
25	0.13	0.30	0.56	1.05	1.95	2.81	3.64	4.45	6.02	7.55	8.30	9.78	11.2	12.7	14.1	12.7	10.4	8.70	7.43	5.89	4.82	3.45	2.63	0	
26	0.14	0.31	0.58	1.09	2.04	2.93	3.80	4.64	6.28	7.88	8.66	10.2	11.7	13.2	14.7	13.5	11.0	9.23	7.88	6.25	5.12	3.66	2.79	0	
28	0.15	0.34	0.63	1.18	2.20	3.18	4.11	5.03	6.81	8.54	9.39	11.1	12.7	14.3	15.9	15.0	12.3	10.3	8.80	6.99	5.72	4.09	3.11	0	
30	0.16	0.37	0.68	1.27	2.38	3.42	4.43	5.42	7.33	9.20	10.1	11.9	13.7	15.4	17.2	16.7	13.6	11.4	9.76	7.75	6.34	4.54	3.45	0	
32	0.17	0.39	0.73	1.36	2.55	3.67	4.75	5.81	7.86	9.86	10.8	12.8	14.7	16.5	18.4	18.4	15.0	12.6	10.8	8.64	6.99	5.00	0		
35	0.19	0.43	0.81	1.50	2.81	4.04	5.24	6.40	8.66	10.9	11.9	14.1	16.2	18.2	20.3	21.0	17.2	14.4	12.3	9.76	7.99	5.72	0		
40	0.22	0.50	0.93	1.74	3.24	4.67	6.05	7.39	10.0	12.5	13.8	16.3	18.7	21.1	23.4	25.7	21.0	17.6	15.0	11.9	9.76	6.99	0		
45	0.25	0.57	1.06	1.97	3.68	5.30	6.87	8.40	11.4	14.2	15.7	18.5	21.2	23.9	26.5	30.5	25.1	21.0	17.9	14.2	11.7	0			
	Lubricación Tipo A						Lubricación Tipo B						Lubricación Tipo B												

Lubricación Tipo A : A mano, con aceitara o brocha
Lubricación Tipo B : En baño de aceite o por salpique
Lubricación Tipo C : Al chorro bajo presión.

La información contenida en estas tablas esta basada en los estándares de la ASOCIACIÓN AMERICANA DE FABRICANTES DE CADENAS (American Chain Association)

INFORMACIÓN INTERMEC

Quando se trata de cadenas de hilera múltiple de este paso, multiplique por la capacidad por:

<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td style="width: 50%;">No. DE HILERAS</td><td style="width: 50%;">FACTOR</td></tr> <tr><td>2</td><td>1.7</td></tr> <tr><td>3</td><td>2.5</td></tr> <tr><td>4</td><td>3.3</td></tr> </table>	No. DE HILERAS	FACTOR	2	1.7	3	2.5	4	3.3	<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td style="width: 50%;">No. DE HILERAS</td><td style="width: 50%;">FACTOR</td></tr> <tr><td>5</td><td>3.9</td></tr> <tr><td>6</td><td>4.6</td></tr> </table>	No. DE HILERAS	FACTOR	5	3.9	6	4.6
No. DE HILERAS	FACTOR														
2	1.7														
3	2.5														
4	3.3														
No. DE HILERAS	FACTOR														
5	3.9														
6	4.6														



Fuente: (Intermec S.A. 2015).

Apéndice D. Factores de servicio para bandas en V.

Tipo de máquina impulsada	Tipo de impulsor					
	Motores de CA: par torsional normal ^a Motores de CD: bobinado en derivación Motores de combustión: múltiples cilindros			Motores de CA: Alto par torsional ^b Motores de CD: bobinado en serie, bobinado compuesto Motores de combustión: 4 cilindros o menos		
	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día
Agitadores, sopladores, ventiladores, bombas centrífugas, transportadores ligeros	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, máquinas herramienta, mezcladores, transportadores de grava	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Elevadores de cangilones, máquinas textiles, molinos de martillos, transportadores pesados	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras, molinos de bolas, malacates, extrusoras de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Toda máquina que se pueda ahogar	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

^aSíncronos, fase dividida, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.

^bMonofásicos, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.

Fuente: (Mott 2006)

Apéndice E. Circunferencias interiores de bandas en V estándar.

Sección	Circunferencia, pulg
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

Fuente: (Budynas and Nisbett 2012).

Apéndice F. Potencias nominales de bandas en V estándar.

Sección de la banda	Diámetro de paso de la polea, pulg	Velocidad de la banda, pie/min				
		1 000	2 000	3 000	4 000	5 000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 y mayor	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
7.0 y mayor	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90	
C	6.0	1.84	2.66	2.72	1.87	
	7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52
	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1
	12.0 y mayor	4.09	7.15	9.46	10.9	11.1
D	10.0	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35
	11.0	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62
	12.0	5.71	9.26	11.2	11.4	9.18
	13.0	6.31	10.5	13.0	13.8	12.2
	14.0	6.82	11.5	14.6	15.8	14.8
	15.0	7.27	12.4	15.9	17.6	17.0
	16.0	7.66	13.2	17.1	19.2	19.0
17.0 y mayor	8.01	13.9	18.1	20.6	20.7	
E	16.0	8.68	14.0	17.5	18.1	15.3
	18.0	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5
	20.0	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4
	22.0	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5
	24.0	12.4	21.6	28.6	32.9	33.8
	26.0	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7
	28.0 y mayor	13.4	23.7	31.8	37.1	39.1

Fuente: (Budynas and Nisbett 2012).

Apéndice G. Factor de corrección del ángulo de contacto K_1 para transmisiones de banda plana.

$\frac{D-d}{C}$	θ , grados	K1	
		VV	Plana en V
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174.3	0.99	0.76
0.20	166.5	0.97	0.78
0.30	162.7	0.96	0.79
0.40	156.9	0.94	0.80
0.50	151.0	0.93	0.81
0.60	145.1	0.91	0.83
0.70	139.0	0.89	0.84
0.80	132.8	0.87	0.85
0.90	126.5	0.85	0.85
1.00	120.0	0.82	0.82
1.10	113.3	0.80	0.80
1.20	106.3	0.77	0.77
1.30	98.9	0.73	0.73
1.40	91.1	0.70	0.70
1.50	82.8	0.65	0.65

* Un ajuste de curva de la columna VV en términos de θ es

$$K_1 = 0.143\,543 + 0.007\,468\theta - 0.000\,015\,052\theta^2$$

en el intervalo de $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$.

Fuente: (Budynas and Nisbett 2012).

Apéndice H. Factor de corrección de longitud de banda K2.

Factor de longitud	Longitud nominal de la banda, pulg				
	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 y mayor	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 y mayor	330 y mayor	540 y mayor	660

* Multiplique la potencia nominal de la banda por este factor para conseguir la potencia corregida.

Fuente: (Budynas and Nisbett 2012).

Apéndice I. Algunos parámetros de bandas en V.

Sección de la banda	K_b	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1098	1.217
8V	4830	3.288

Fuente: (Budynas and Nisbett 2012).

Apéndice J. Parámetros de durabilidad para algunas secciones de banda en V.

Sección de la banda	10^8 a 10^9 picos de fuerza		10^9 a 10^{10} picos de fuerza		Diámetro mínimo de polea, pulg
	<i>K</i>	<i>b</i>	<i>K</i>	<i>b</i>	
A	674	11.089			3.0
B	1 193	10.926			5.0
C	2 038	11.173			8.5
D	4 208	11.105			13.0
E	6 061	11.100			21.6
3V	728	12.464	1 062	10.153	2.65
5V	1 654	12.593	2 394	10.283	7.1
8V	3 638	12.629	5 253	10.319	12.5

Fuente: (Budynas and Nisbett 2012).

Apéndice K. Resultados de ensayos a la tensión de algunos metales.

Número	Material	Condición	Resistencia (a la tensión)					Resistencia a la deformación, exponente m	Resistencia a la fractura e_f
			Fluencia $S_{y'}$ MPa (kpsi)	Última $S_{U'}$ MPa (kpsi)	A la fractura, σ_f MPa (kpsi)	Coficiente σ_0 MPa (kpsi)			
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) [†]	620 (90.0)	0.25	1.05	
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) [†]	992 (144)	0.14	0.49	
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) [†]	758 (110)	0.24	0.85	
1045	Acero	TyR 600°F	1520 (220)	1580 (230)	2380 (345)	1880 (273) [†]	0.041	0.81	
4142	Acero	TyR 600°F	1720 (250)	1930 (210)	2340 (340)	1760 (255) [†]	0.048	0.43	
303	Acero inoxidable Acero	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1520 (221) [†]	1410 (205)	0.51	1.16	
304	Acero inoxidable Acero	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1600 (233) [†]	1270 (185)	0.45	1.67	
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) [†]	620 (90)	0.28	0.10	
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) [†]	689 (100)	0.15	0.18	
7075	Aluminum aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) [†]	882 (128)	0.13	0.18	

* Los valores se tomaron de una o dos coladas y se considera que pueden obtenerse usando especificaciones de compra. La deformación por fractura puede variar hasta en 100%.

[†] Valor derivado.

Fuente: (Budynas and Nisbett 2012).

Apéndice L. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C.J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O.J. Horger (ed.). *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright© 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

Fuente: (Budynas and Nisbett 2012).

Apéndice M. Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

* Fuente: Figura 2-9.

Fuente: (Budynas and Nisbett 2012).

Apéndice N. Factores de confiabilidad K_e correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_σ	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: (Budynas and Nisbett 2012).

Apéndice O. Catálogo de resortes.

RESORTES DE EXTENSIÓN: SERIE ESTÁNDAR (PULGADAS)

TERMINACIONES EN POSICIÓN ALEATORIA • Alambre de Piano (Platinado) ó Acero Inoxidable (Pasivado)

NÚMERO DE PARTE LEE	DIÁMETRO EXTERIOR		DIÁMETRO DEL ALAMBRE		CARGA MÁXIMA		TENSIÓN INICIAL		LONGITUD SIN CARGA		CONSTANTE		LONGITUD MÁXIMA		GRUPO DE FRECCO	
	PULG.	MM	PULG.	MM	LBS.	KG	LBS.	KG	PULG.	MM	LBS/PULG.	KG/MM	PULG.	MM	M	S
LE 034C 001	.250	6.35	.034	.86	6.80	3.084	.85	.386	0.625	15.88	28.400	0.5060	0.835	21.21	K	K
LE 034C 00									0.750	19.05	17.800	0.3170	1.080	27.43	K	K
LE 034C 0									0.875	22.23	13.500	0.2410	1.315	33.40	J	J
LE 034C 01									1.000	25.40	10.800	0.1920	1.550	39.37	J	J
LE 034C 02									1.125	28.58	9.100	0.1620	1.775	45.09	J	J
LE 034C 03									1.250	31.75	7.900	0.1410	2.000	50.80	J	J
LE 034C 04									1.375	34.93	6.700	0.1190	2.265	57.53	J	J
LE 034C 05									1.500	38.10	6.100	0.1090	2.480	62.99	K	K
LE 034C 06									1.750	44.45	4.900	0.0870	2.960	75.18	K	K
LE 034C 07									2.000	50.80	4.200	0.0750	3.420	86.87	K	K
LE 034C 08									2.250	57.15	3.600	0.0640	3.900	99.06	K	K
LE 034C 09									2.500	63.50	3.200	0.0570	4.360	110.74	L	L
LE 034C 10									2.750	69.85	2.850	0.0510	4.840	122.94	L	L
LE 034C 11									3.000	76.20	2.600	0.0460	5.290	134.37	L	L
LE 034C 12									3.500	88.90	2.180	0.0389	6.229	158.22	L	L
LE 034C 13	4.000	101.60	1.880	0.0336	7.165	181.99	M	M								
LE 034C 14	4.500	114.30	1.650	0.0295	8.106	205.89	M	M								
LE 034C 15	5.000	127.00	1.470	0.0263	9.048	229.82	M	M								
LE 037C 00	.250	6.35	.037	.94	8.50	3.856	1.00	.454	0.625	15.88	44.700	0.7980	0.795	20.19	K	K
LE 037C 0									0.750	19.05	29.100	0.5190	1.010	25.65	J	J
LE 037C 01									1.000	25.40	17.700	0.3160	1.420	36.07	J	J
LE 037C 02									1.125	28.58	15.000	0.2670	1.625	41.28	J	J
LE 037C 03									1.250	31.75	12.700	0.2260	1.840	46.74	J	J
LE 037C 04									1.375	34.93	11.000	0.1960	2.055	52.20	J	J
LE 037C 05									1.500	38.10	9.700	0.1730	2.270	57.66	J	J
LE 037C 06									1.750	44.45	8.000	0.1430	2.690	68.33	K	K
LE 037C 07									2.000	50.80	6.700	0.1190	3.120	79.25	K	K
LE 037C 08									2.250	57.15	5.800	0.1030	3.540	89.92	K	K
LE 037C 09									2.500	63.50	5.100	0.0910	3.970	100.84	L	L
LE 037C 10									2.750	69.85	4.600	0.0820	4.380	111.25	L	L
LE 037C 11									3.000	76.20	4.100	0.0730	4.830	122.68	L	L
LE 037C 12									3.250	82.55	3.750	0.0670	5.250	133.35	L	L
LE 037C 13									3.500	88.90	3.420	0.0610	5.690	144.53	L	L
LE 037C 14									4.000	101.60	2.980	0.0532	6.517	165.53	M	M
LE 037C 15	4.500	114.30	2.620	0.0468	7.363	187.02	M	M								
LE 037C 16	5.000	127.00	2.330	0.0416	8.219	208.76	M	M								

RESORTES DE EXTENSIÓN

INSTRUCCIONES ESPECIALES PARA LOS RESORTES DE EXTENSIÓN

NÚMERO DE PARTE: Agregue el sufijo "M" al final del número en inventario para Alambre de Piano; "S" para Acero Inoxidable tipo 302.
PRECIO: Para cotizar hasta 1000 resortes visite www.leepring.com; para más de 1000 resortes, contacte a Lee Spring.
CÁLCULOS: La Constante, Carga Máxima y Tensión Inicial son para Alambre de Piano; para Acero Inoxidable tipo 302, multiplique las cifras que se muestran por 5/6 (0.833).
 Nota: el Tipo 302 puede ser sustituido por el Tipo 304 a criterio de Lee Spring.

Apéndice P. Propiedades de algunos materiales de las bandas planas y redondas.

Material	Especificación	Tamaño, pulg	Diámetro mínimo de la polea, pulg	Tensión permisible por ancho unitario a 600 pies/min, lbf/pulg	Peso específico, lbf/pulg ³	Coefficiente de fricción
Cuero	1 capa	$t = \frac{11}{64}$	3	30	0.035-0.045	0.4
		$t = \frac{13}{64}$	$3\frac{1}{2}$	33	0.035-0.045	0.4
	2 capas	$t = \frac{18}{64}$	$4\frac{1}{2}$	41	0.035-0.045	0.4
		$t = \frac{20}{64}$	6 ^a	50	0.035-0.045	0.4
		$t = \frac{23}{64}$	9 ^a	60	0.035-0.045	0.4
Poliamida ^b	F-0 ^c	$t = 0.03$	0.60	10	0.035	0.5
	F-1 ^c	$t = 0.05$	1.0	35	0.035	0.5
	F-2 ^c	$t = 0.07$	2.4	60	0.051	0.5
	A-2 ^c	$t = 0.11$	2.4	60	0.037	0.8
	A-3 ^c	$t = 0.13$	4.3	100	0.042	0.8
	A-4 ^c	$t = 0.20$	9.5	175	0.039	0.8
	A-5 ^c	$t = 0.25$	13.5	275	0.039	0.8
Uretano ^d	$w = 0.50$	$t = 0.062$	Vea la tabla 17-3	5.2 ^e	0.038-0.045	0.7
	$w = 0.75$	$t = 0.078$	Vea la tabla 17-3	9.8 ^e	0.038-0.045	0.7
	$w = 1.25$	$t = 0.090$	Vea la tabla 17-3	18.9 ^e	0.038-0.045	0.7
	Redonda	$d = \frac{1}{4}$	Vea la tabla 17-3	8.3 ^e	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{3}{4}$	Vea la tabla 17-3	18.6 ^e	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{1}{2}$	Vea la tabla 17-3	33.0 ^e	0.038-0.045	0.7
		$d = \frac{3}{4}$	Vea la tabla 17-3	74.3 ^e	0.038-0.045	0.7

^a Agregue 2 pulg al tamaño de la polea para bandas de 8 pulg de ancho o mayores.

^b Fuente: *Habasit Engineering Manual*, Habasit Belting, Inc., Chamblee (Atlanta), Ga.

^c Revestimiento de fricción de caucho de acrilonitrilo-butadieno en ambos lados.

^d Fuente: Eagle Belting Co., Des Plaines, Ill.

^e A 6 por ciento de elongación; 12 por ciento es el máximo valor permisible.

Fuente: (Budynas and Nisbett 2012).

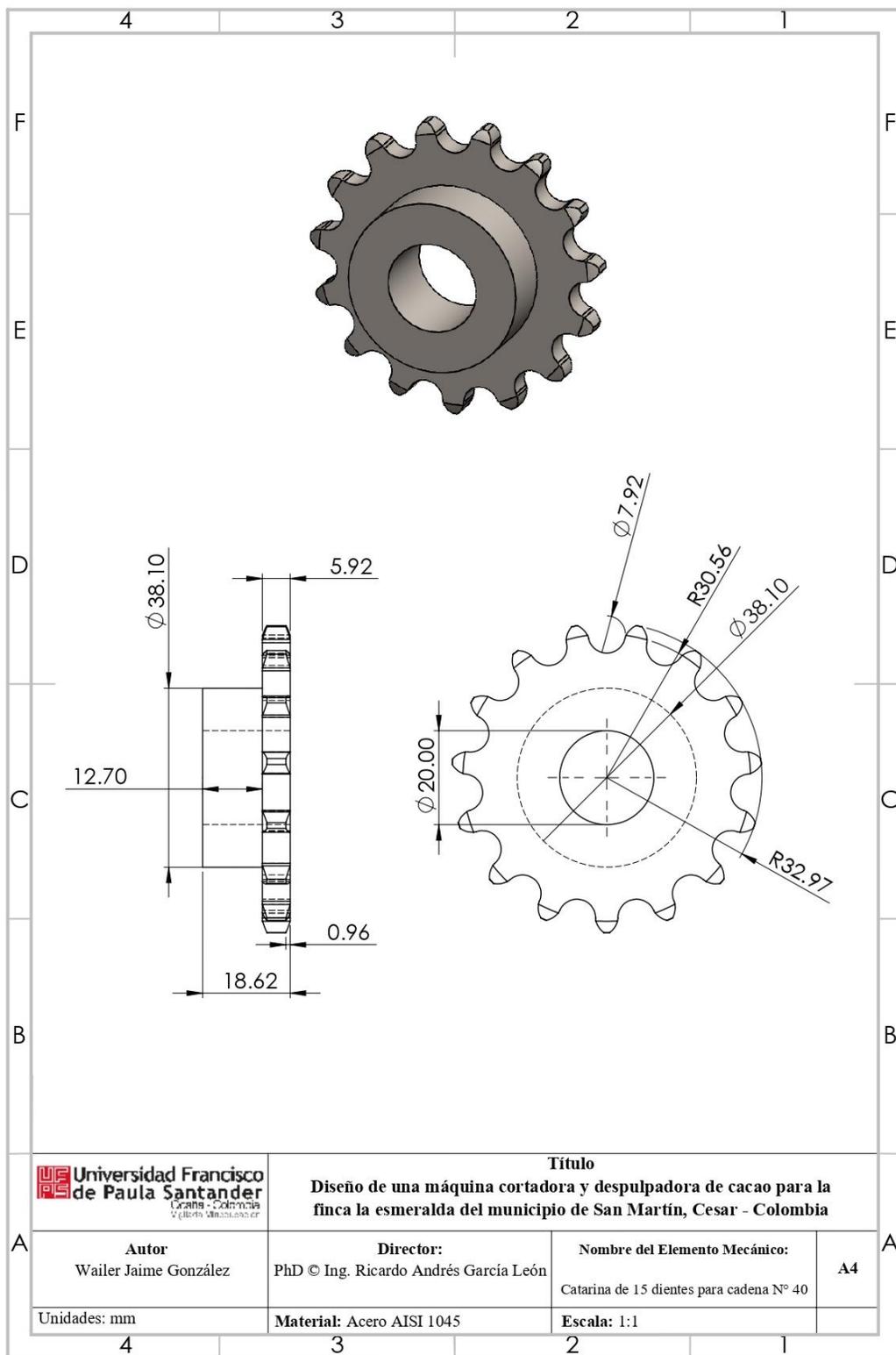
Apéndice Q. Factor de corrección de polea C_p para bandas planas.

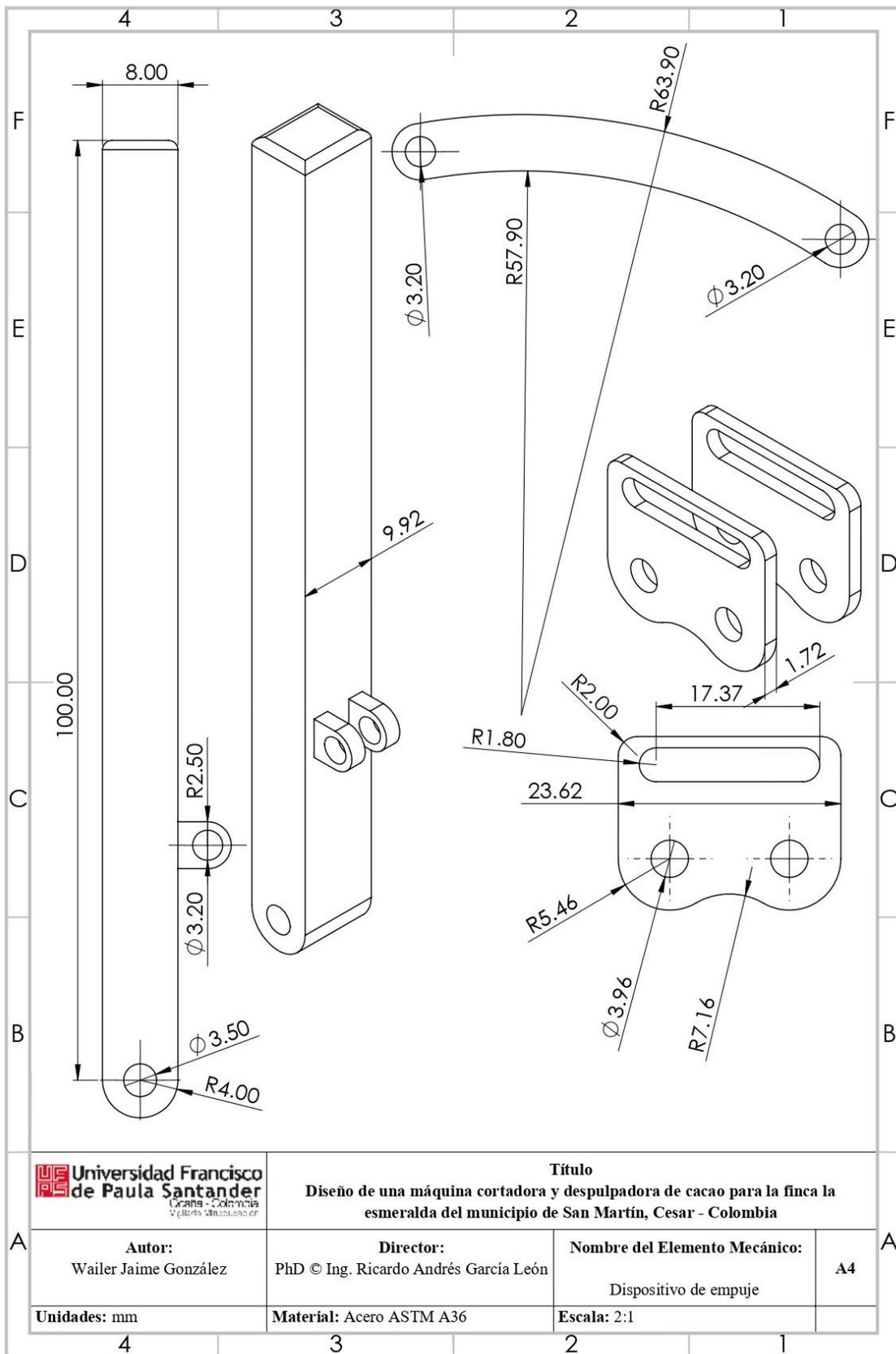
Material	Diámetro de la polea menor, pulg					
	1.6 a 4	4.5 a 8	9 a 12.5	14 y 16	18 a 31.5	Más de 31.5
Cuero	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
Poliamida	F-0	0.95	1.0	1.0	1.0	1.0
	F-1	0.70	0.92	0.95	1.0	1.0
	F-2	0.73	0.86	0.96	1.0	1.0
	A-2	0.73	0.86	0.96	1.0	1.0
	A-3	—	0.70	0.87	0.94	0.96
	A-4	—	—	0.71	0.80	0.85
A-5	—	—	—	0.72	0.77	0.91

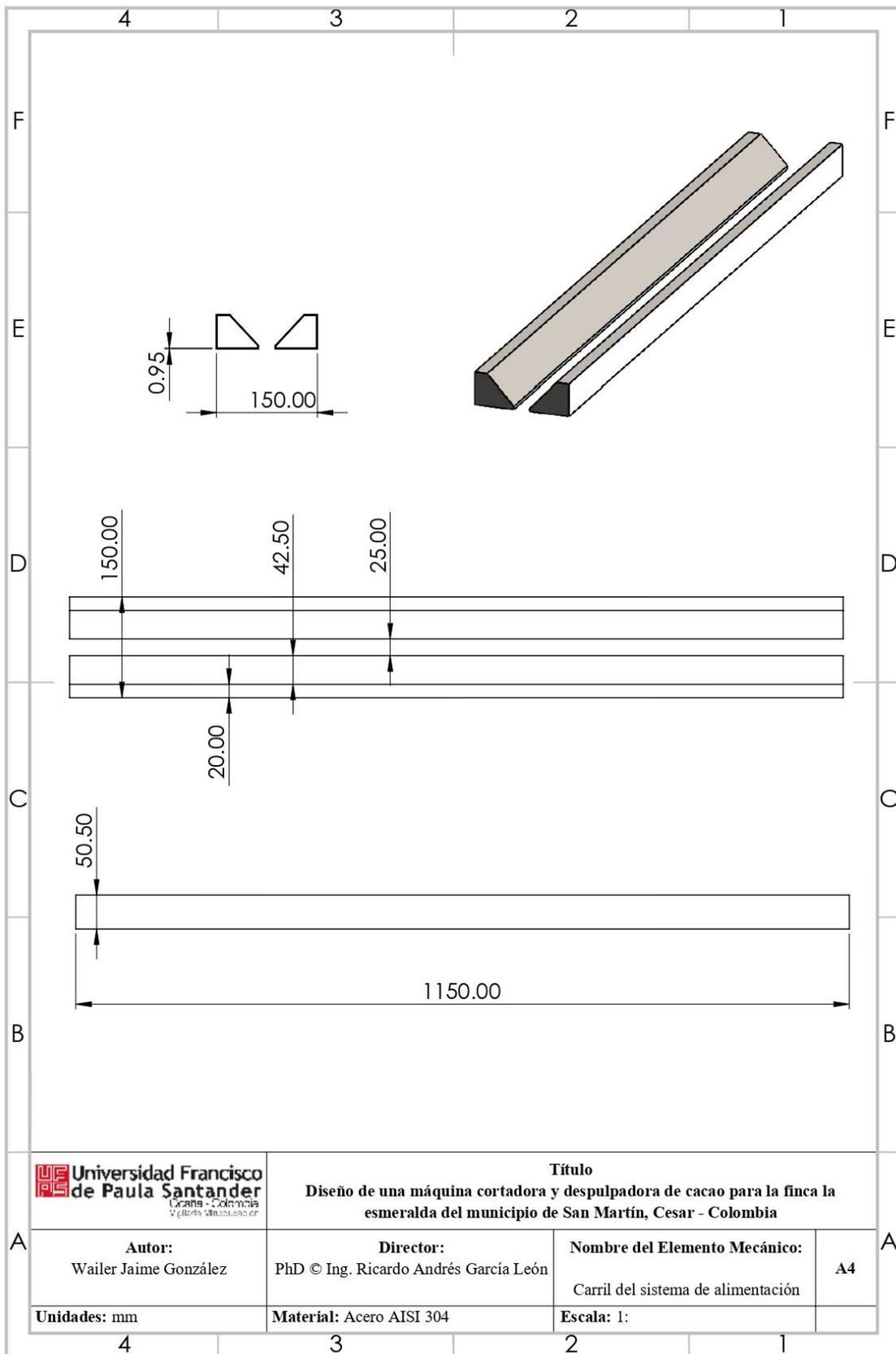
* Los valores promedio de C_p para los intervalos dados se aproximaron a partir de curvas en el *Habasit Engineering Manual*, Habasit Belting, Inc., Chamblee (Atlanta), Ga.

Fuente: (Budynas and Nisbett 2012).

Apéndice R. Planos.







UF Universidad Francisco
PS de Paula Santander
Cúcuta - Colombia
Vicerrectoría Académica

Título
Diseño de una máquina cortadora y despulpadora de cacao para la finca la esmeralda del municipio de San Martín, Cesar - Colombia

Autor:
Wailer Jaime González

Director:
PhD © Ing. Ricardo Andrés García León

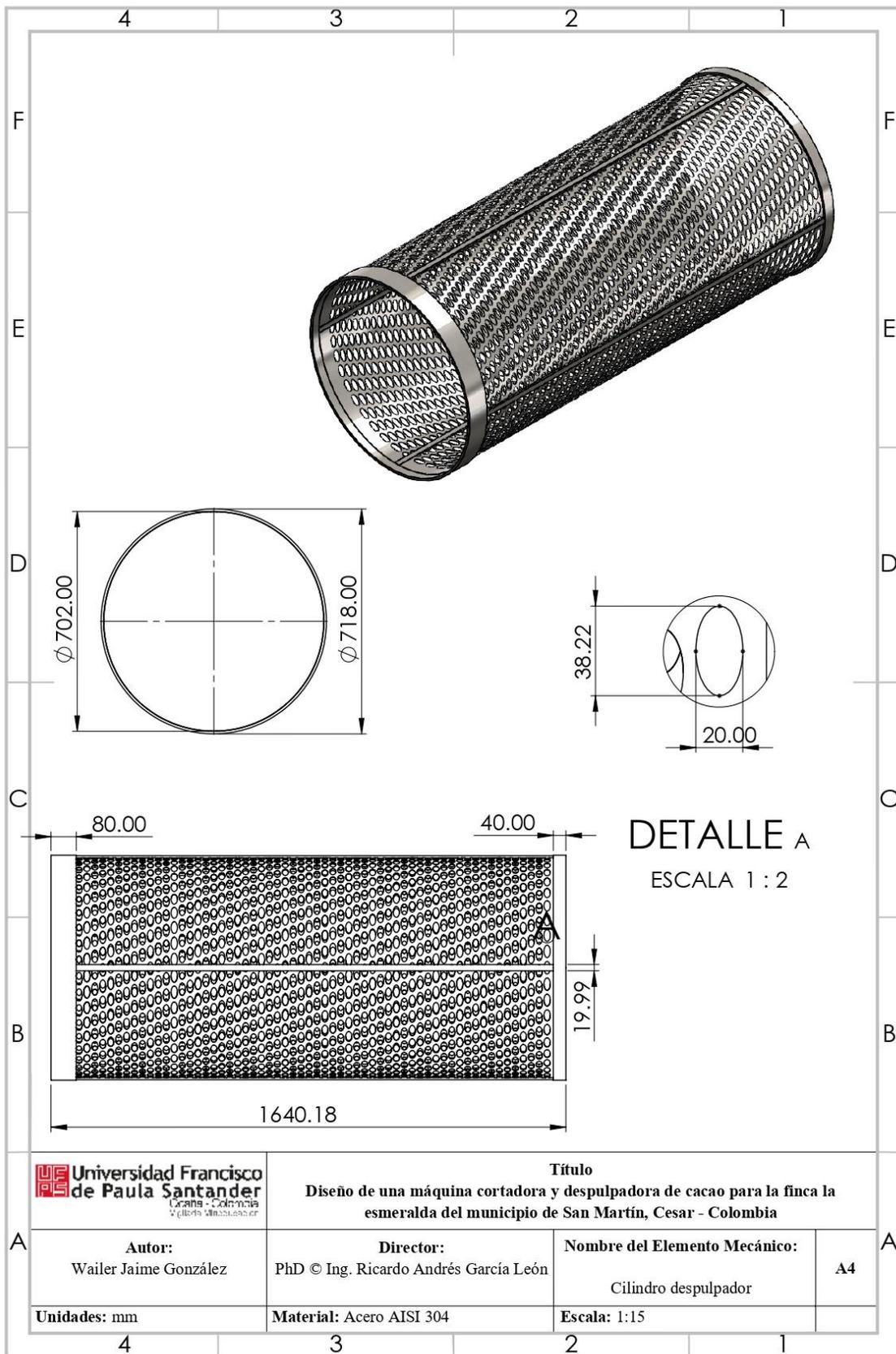
Nombre del Elemento Mecánico:
Carril del sistema de alimentación

A4

Unidades: mm

Material: Acero AISI 304

Escala: 1:



DETALLE A
ESCALA 1 : 2

UF Universidad Francisco
PS de Paula Santander
Cúcuta - Colombia
Vicerrectoría Académica

Título
Diseño de una máquina cortadora y despulpadora de cacao para la finca la esmeralda del municipio de San Martín, Cesar - Colombia

Autor:
Wailer Jaime González

Director:
PhD © Ing. Ricardo Andrés García León

Nombre del Elemento Mecánico:
Cilindro despulpador

A4

Unidades: mm

Material: Acero AISI 304

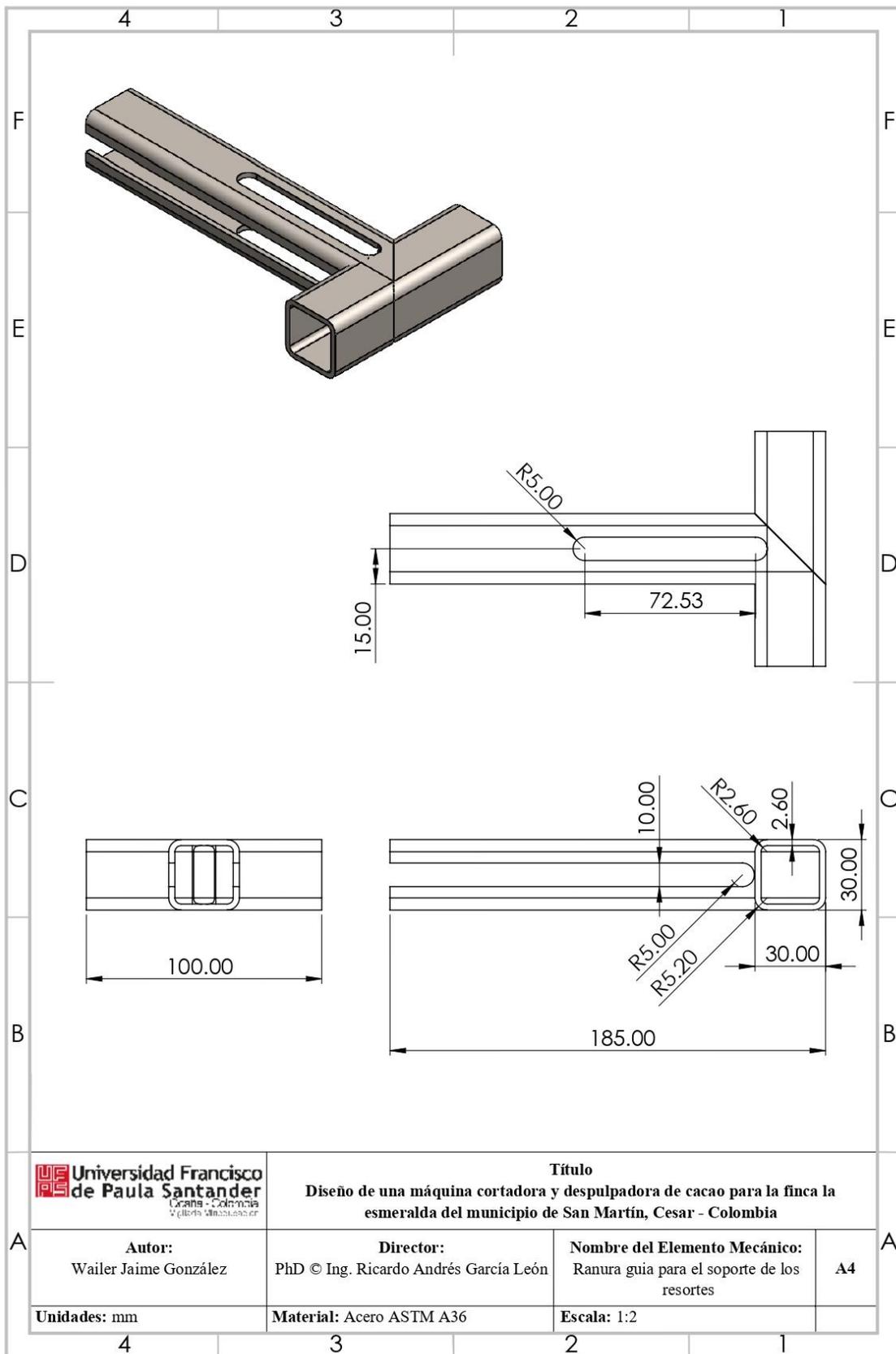
Escala: 1:15

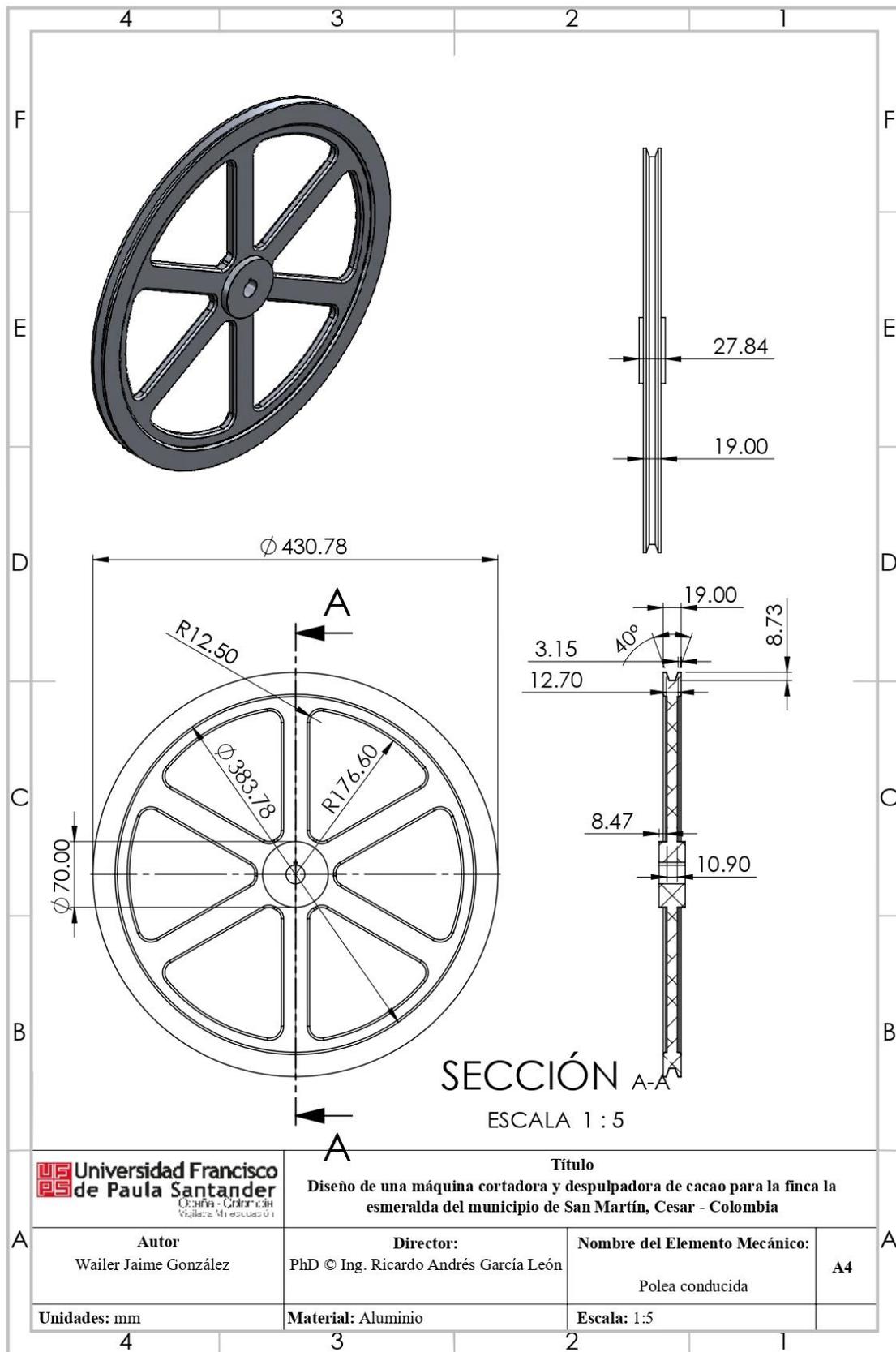
4

3

2

1





Universidad Francisco de Paula Santander
Cúcuta - Colombia
Vicerrectoría de Investigación

Título
Diseño de una máquina cortadora y despulpadora de cacao para la finca la esmeralda del municipio de San Martín, Cesar - Colombia

Autor
Wailer Jaime González

Director:
PhD © Ing. Ricardo Andrés García León

Nombre del Elemento Mecánico:
Polea conducida

A4

Unidades: mm

Material: Aluminio

Escala: 1:5

4

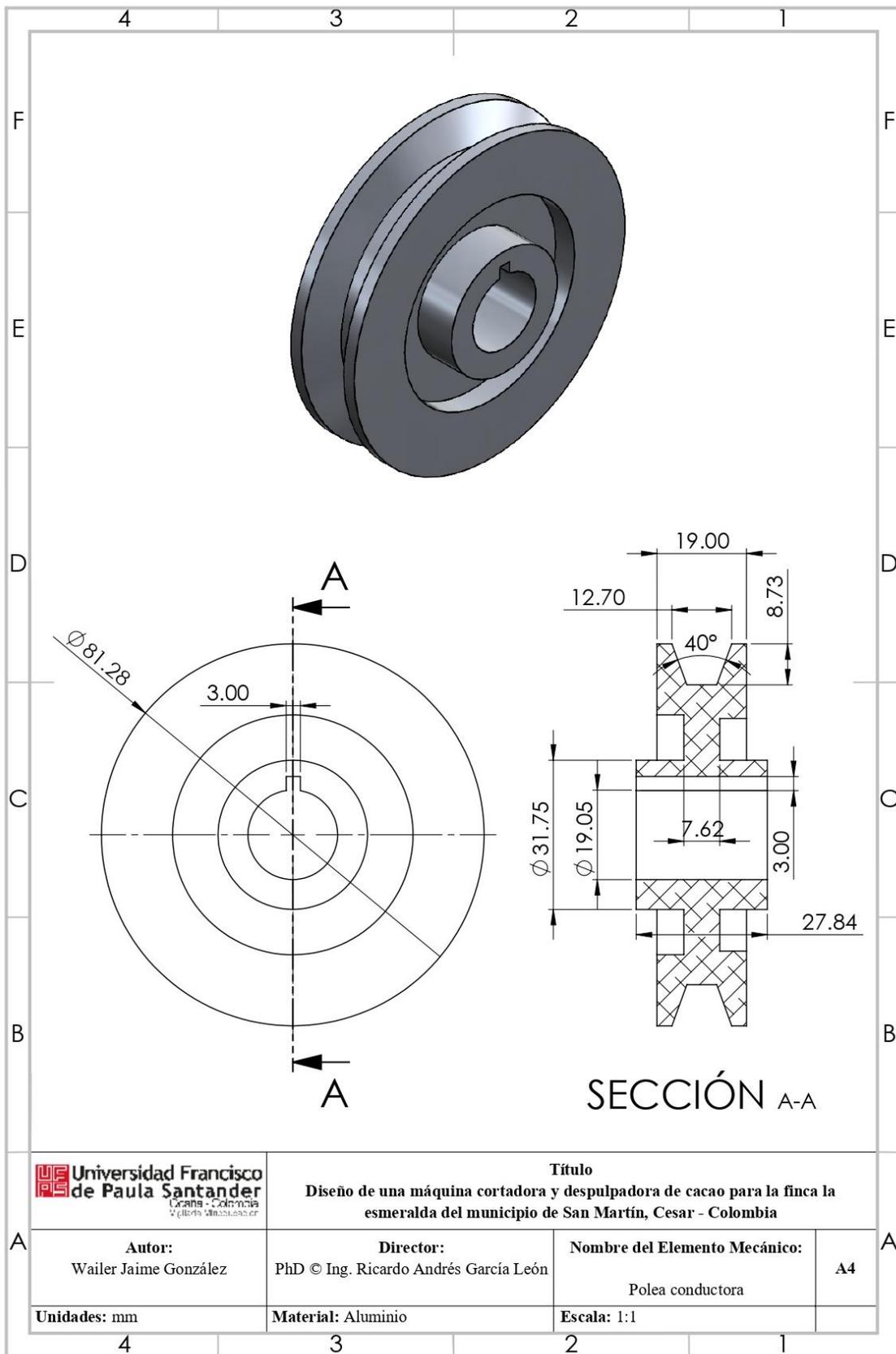
3

2

1

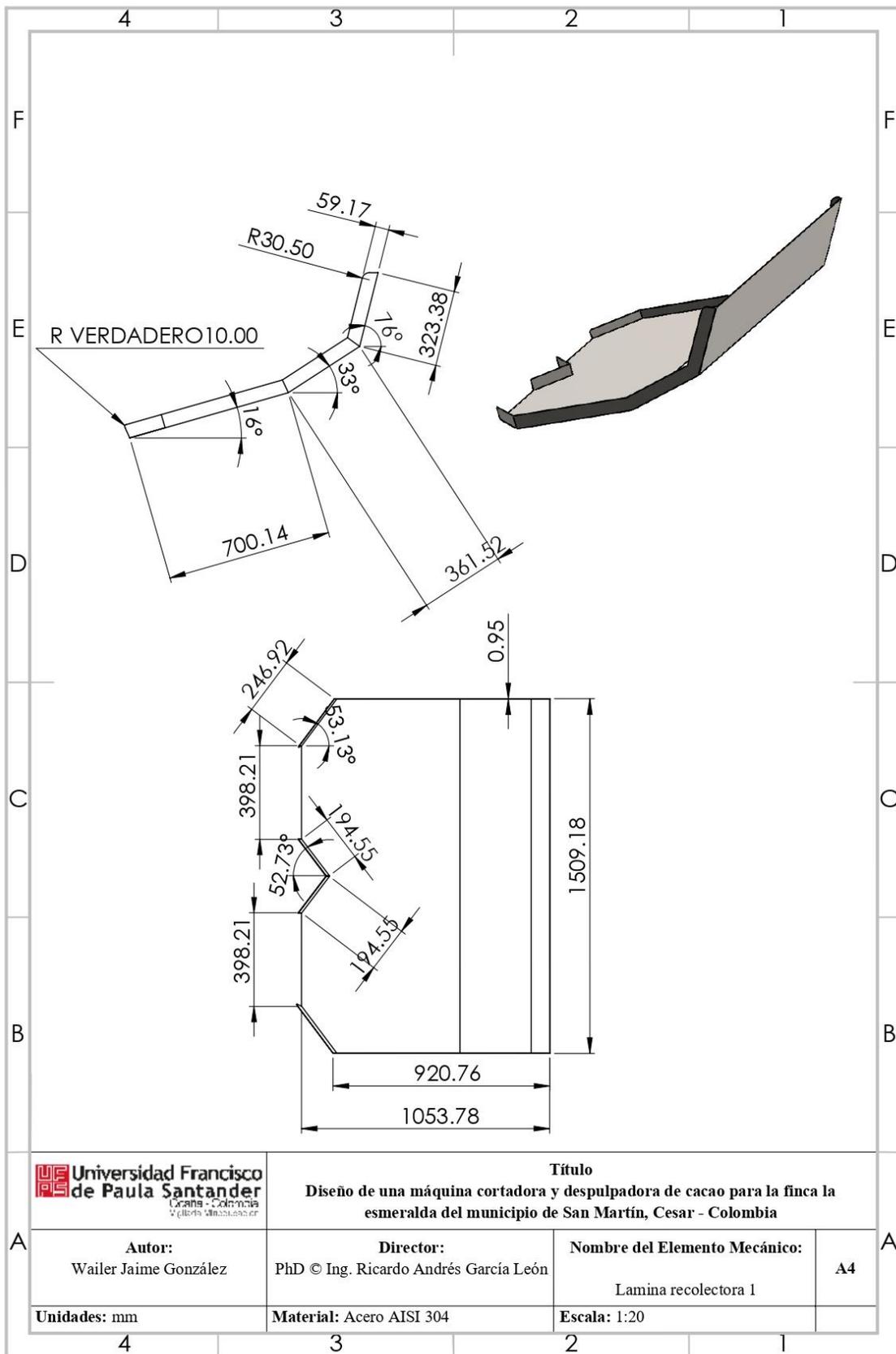
A

A



SECCIÓN A-A

	Título Diseño de una máquina cortadora y despulpadora de cacao para la finca la esmeralda del municipio de San Martín, Cesar - Colombia		
	Autor: Wailer Jaime González	Director: PhD © Ing. Ricardo Andrés García León	Nombre del Elemento Mecánico: Polea conductora
Unidades: mm	Material: Aluminio	Escala: 1:1	



UF Universidad Francisco
PS de Paula Santander
Cúcuta - Colombia
Vicerrectoría Académica

Título
Diseño de una máquina cortadora y despulpadora de cacao para la finca la
esmeralda del municipio de San Martín, Cesar - Colombia

Autor:
Wailer Jaime González

Director:
PhD © Ing. Ricardo Andrés García León

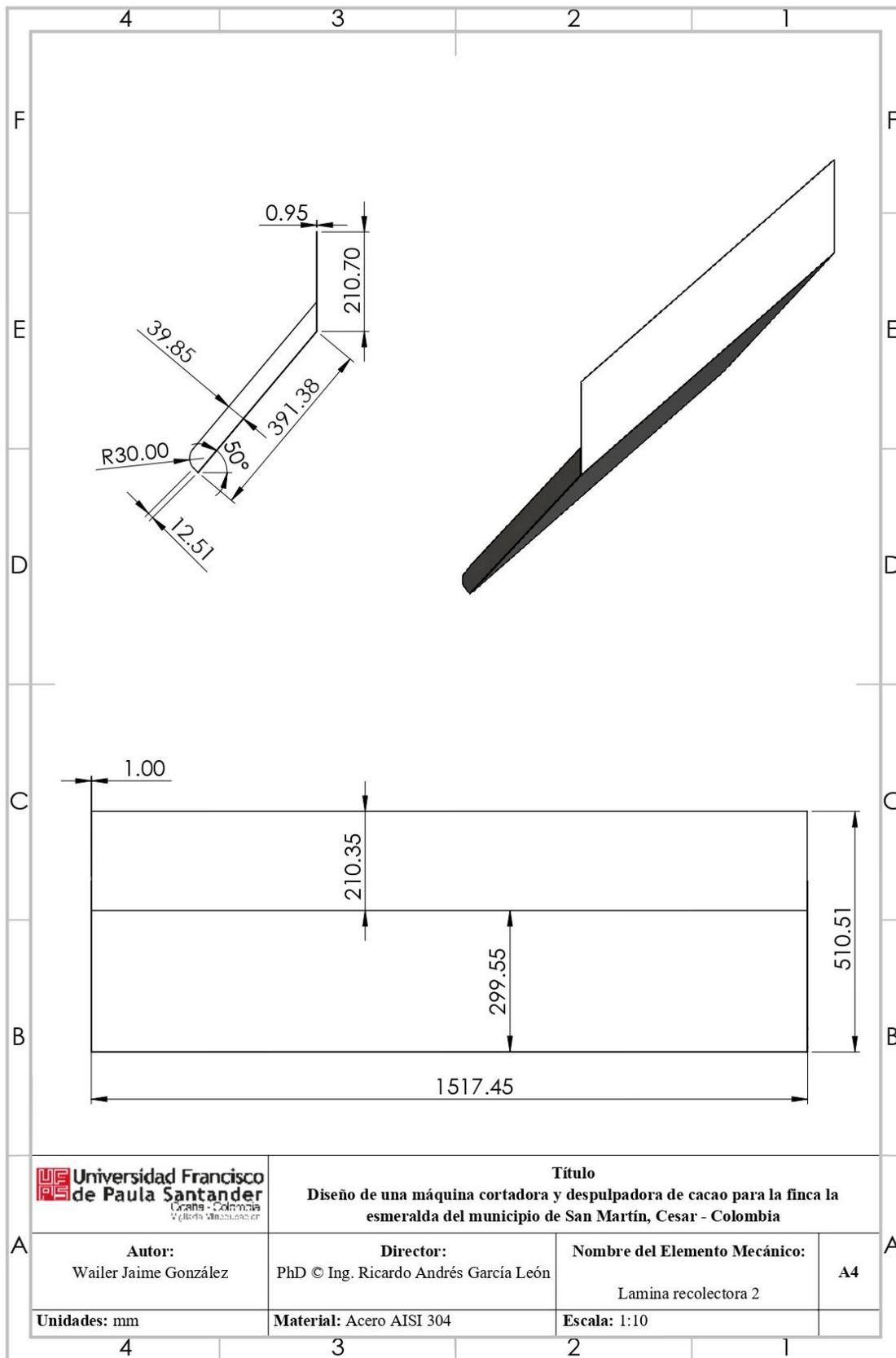
Nombre del Elemento Mecánico:
Lamina recolectora 1

A4

Unidades: mm

Material: Acero AISI 304

Escala: 1:20



UFPE Universidad Francisco de Paula Santander
Cúcuta - Colombia
Vicerrectoría Académica

Título
Diseño de una máquina cortadora y despulpadora de cacao para la finca la esmeralda del municipio de San Martín, Cesar - Colombia

Autor:
Wailer Jaime González

Director:
PhD © Ing. Ricardo Andrés García León

Nombre del Elemento Mecánico:
Lamina recolectora 2

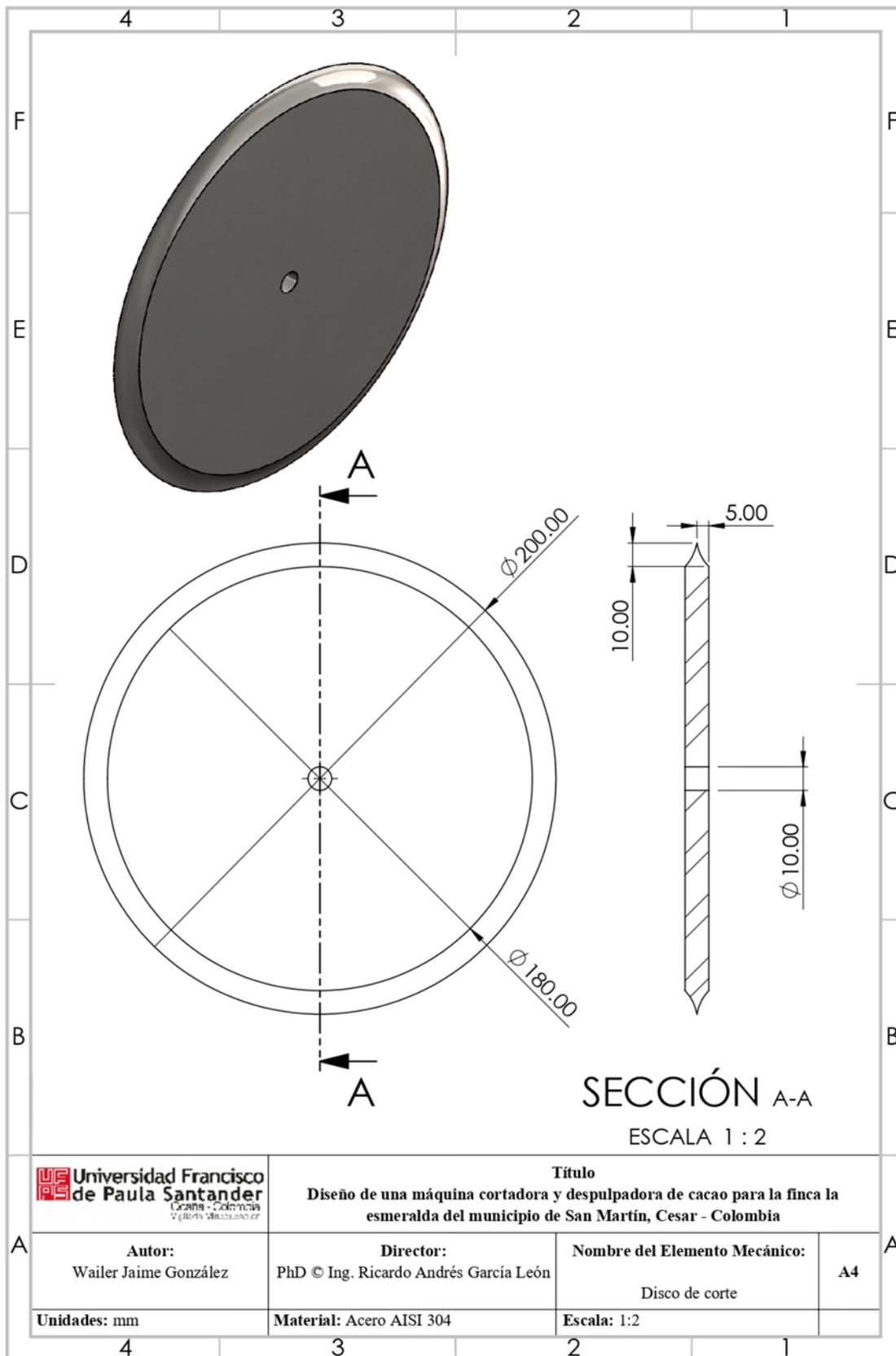
A4

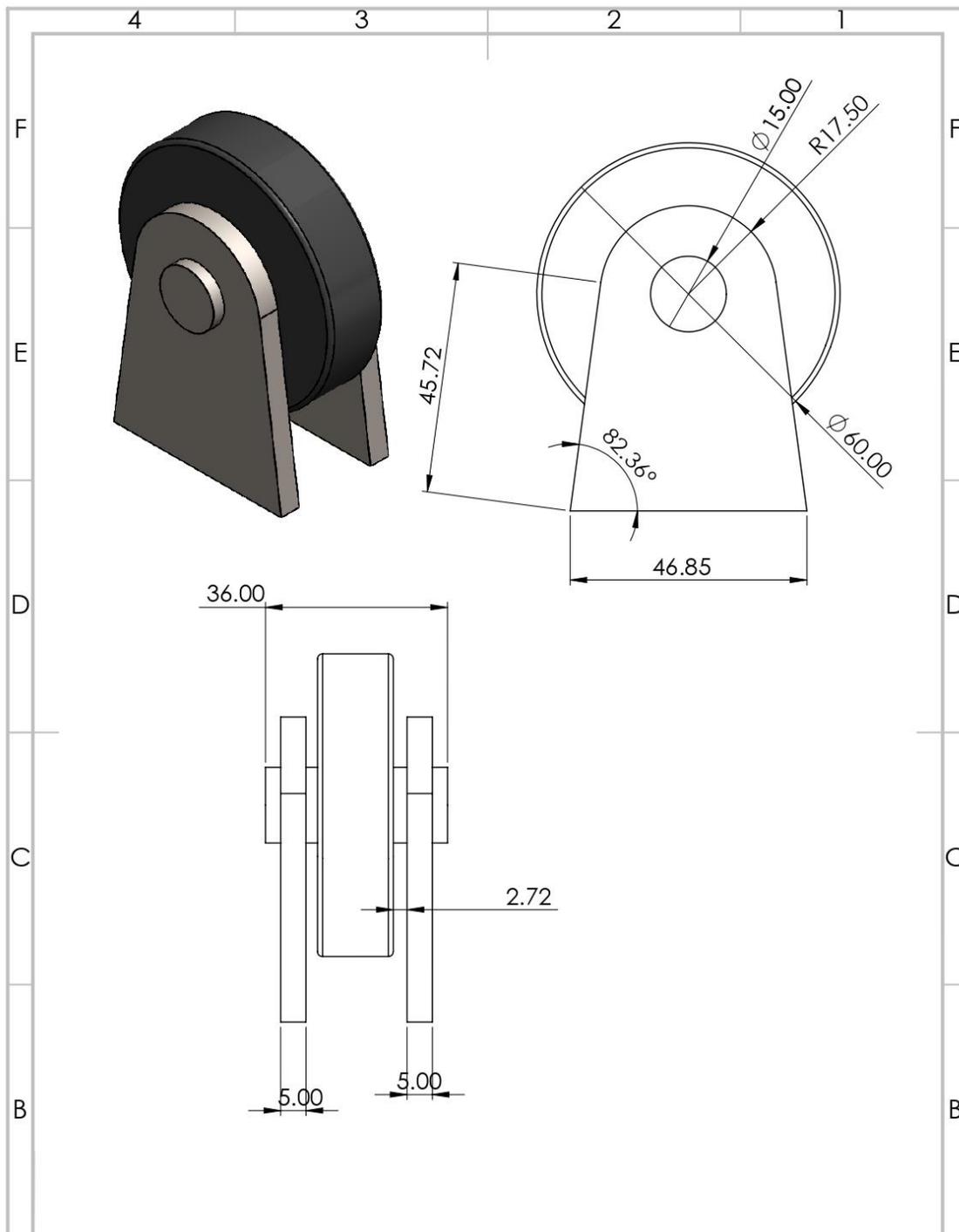
Unidades: mm

Material: Acero AISI 304

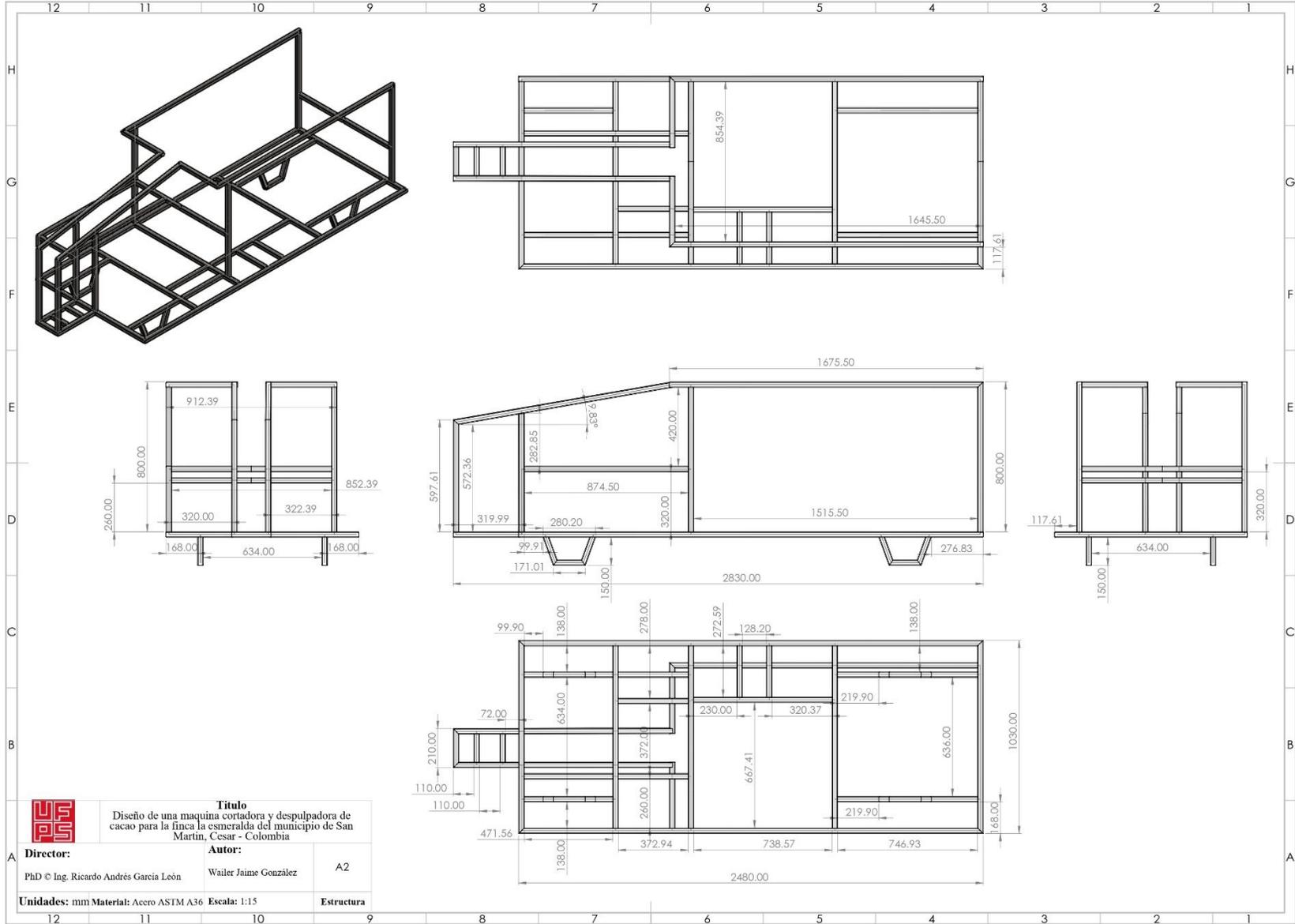
Escala: 1:10

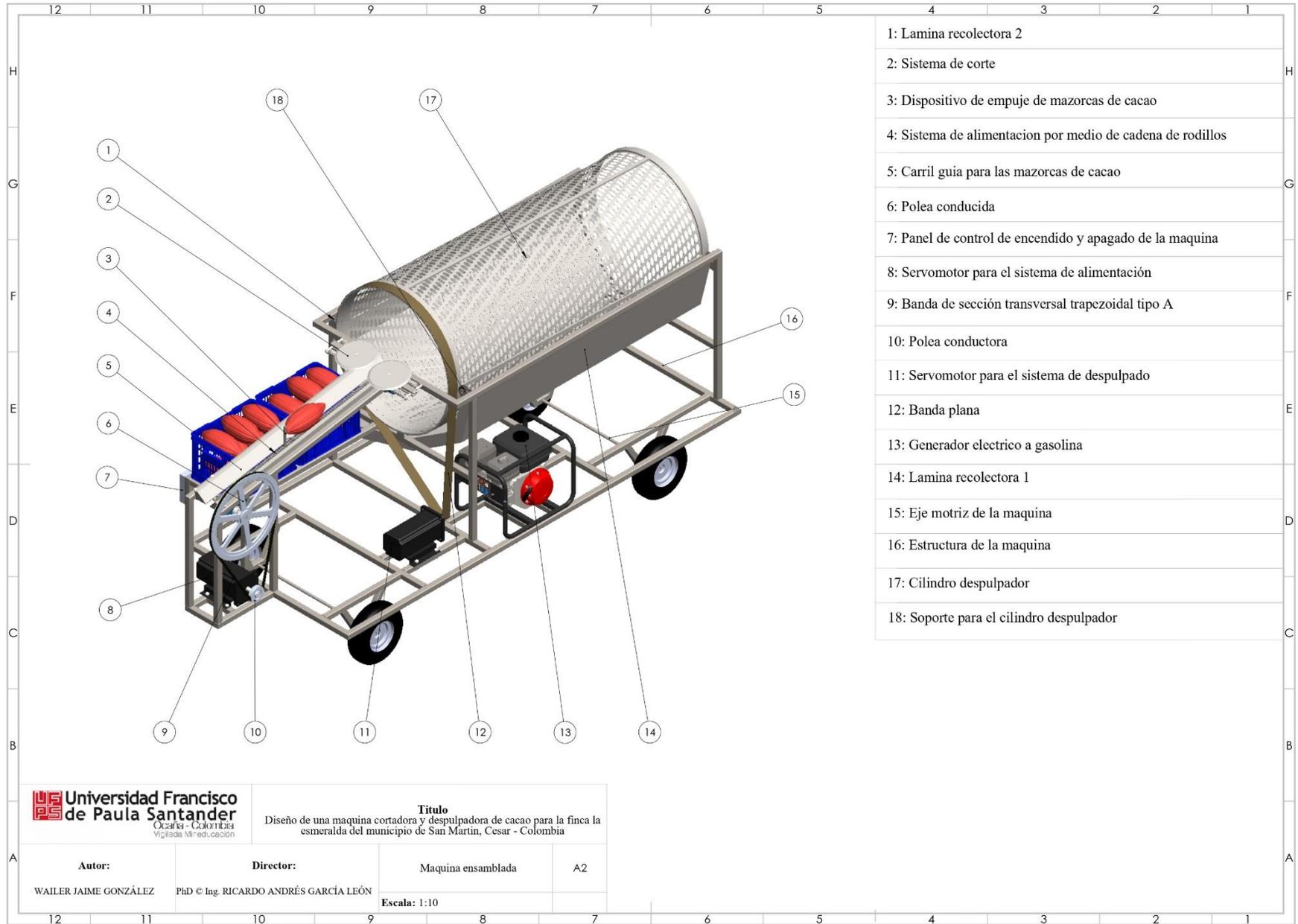
4 3 2 1





	<p align="center">Título Diseño de una máquina cortadora y despulpadora de cacao para la finca la esmeralda del municipio de San Martín, Cesar - Colombia</p>		
<p>Autor: Wailer Jaime González</p>	<p>Director: PhD © Ing. Ricardo Andrés García León</p>	<p>Nombre del Elemento Mecánico: Soporte con rueda de goma</p>	<p align="center">A4</p>
<p>Unidades: mm</p>	<p>Material: Acero AISI 1015 CD</p>	<p>Escala: 1:1</p>	





- 1: Lamina recolectora 2
- 2: Sistema de corte
- 3: Dispositivo de empuje de mazorcas de cacao
- 4: Sistema de alimentacion por medio de cadena de rodillos
- 5: Carril guia para las mazorcas de cacao
- 6: Polea conducida
- 7: Panel de control de encendido y apagado de la maquina
- 8: Servomotor para el sistema de alimentacion
- 9: Banda de seccion transversal trapezoidal tipo A
- 10: Polea conductora
- 11: Servomotor para el sistema de despulpado
- 12: Banda plana
- 13: Generador electrico a gasolina
- 14: Lamina recolectora 1
- 15: Eje motriz de la maquina
- 16: Estructura de la maquina
- 17: Cilindro despulpador
- 18: Soporte para el cilindro despulpador

Universidad Francisco de Paula Santander
 Ocaña - Colombia
 Vigilancia Minieducación

Título
 Diseño de una maquina cortadora y despulpadora de cacao para la finca la esmeralda del municipio de San Martín, Cesar - Colombia

Autor:
 WAILER JAIME GONZÁLEZ

Director:
 PhD © Ing. RICARDO ANDRÉS GARCÍA LEÓN

Maquina ensamblada
 A2

Escala: 1:10

