



Diseño y construcción de una máquina tipo descoladora para el cardamomo

**Luis Carlos Trujillo Tovar
Vladimir Salazar Quimbaya**

Universidad Antonio Nariño
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica
Neiva, Colombia
2020

Diseño y construcción de una máquina tipo descoladora para el cardamomo

**Luis Carlos Trujillo Tovar
Vladimir Salazar Quimbaya**

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:
Ingeniero Mecánico

Director (a):

P,H Francisco Maximiliano Fernández Periche

Línea de Investigación:

Nombrar la línea de investigación en la que se enmarca el trabajo de grado.

Universidad Antonio Nariño
Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica
Neiva, Colombia
2020

El presente trabajo investigativo lo dedicamos principalmente a Dios, por ser el inspirador y darnos fuerza para continuar en este proceso de obtener uno de los anhelos más deseados.

A nuestros padres, por su amor, trabajo y sacrificio en todos estos años, gracias a ustedes hemos logrado llegar hasta aquí y convertirnos en lo que somos. Son los mejores padres.

A nuestros hermanos (as) por estar siempre presentes, acompañándonos y por el apoyo moral, que nos brindaron a lo largo de esta etapa de nuestras vidas.

A todas las personas que nos han apoyado y han hecho que el trabajo se realice con éxito en especial a aquellos que nos abrieron las puertas y compartieron sus conocimientos.

Agradecimientos

Agradecemos a Dios por bendecirnos la vida, por guiarnos a lo largo de nuestra existencia, ser el apoyo y fortaleza en aquellos momentos de dificultad y de debilidad.

A nuestros padres que con su amor, esfuerzo, paciencia, comprensión y cariño hemos logrado el objetivo más grande que nos hemos propuesto, que son el ejemplo más claro de perseverancia, lucha, esfuerzo y que en los momentos más difíciles han estado a nuestro lado y son la inspiración y fuerza necesaria para salir adelante. *LD*

A nuestras prometidas por que con cada momento que pasamos con ellas es la más bonita motivación que puede tener un ser humano para seguir adelante y tener éxito en los planes, proyectos y logros alcanzados y por alcanzar. *VG*

Quiero agradecer a nuestros compañeros y amigos de profesión por los momentos agradables, de angustia que pasamos durante el tiempo de nuestra formación académica y de los muchos consejos que nos han brindado y lo más importante por el equipo de trabajo que formamos.

Quisiera agradecer al ing. Francisco Maximiliano Fernández Periche tutor de nuestro proyecto quien ha guiado con su paciencia, y su rectitud como docente, por ser parte fundamental en la terminación de esta tesis por estar pendiente y apoyándonos siempre.

Por ultimo quiero agradecer a la universidad Antonio Nariño por darme el conocimiento que me será útiles para toda mi vida.

Resumen

El objetivo de esta investigación fue diseñar y construir una máquina tipo descoladora para el cardamomo en la empresa naturaleza viva NAVICAR S.A , la cual se encuentra ubicada en el casco urbano del municipio de Colombia departamento del Huila; el diseño de la maquina se compone de una tolva alimentadora en la cual se vierte la semilla secada del horno industrial, para que pueda realizarse el descolado mediante un sistema de 13 plaquetas por cara ubicadas en el soporte acoplado al eje cilíndrico; el procedimiento de levantamiento de información partió de la medición de la geometría de la semilla con el fin de establecer las dimensiones de dichas plaquetas, así como los requerimientos del cliente en cuanto al volumen de proceso demandado en la empresa en función de la calidad del descolado. Con respecto a los resultados obtenidos la maquina descoladora tiene una capacidad promedio de procesar 120 kg/h.

Palabras clave: Cardamomo, descolado, despulpado, maquina

Abstract

The objective of this research was designed and built a descoladora type machine for cardamom in the company Naturalized Viva NAVICAR S.A, which is located in the urban area of the municipality of Colombia, department of Huila; The design of the machine is made up of a fed hopper in which the dried seed of the industrial oven is poured, so that it can carry out the design using a system of 13 plates per face located in the support coupled to the cylindrical axis; The information gathering procedure started from the measurement of the seed geometry in order to establish the dimensions of the plates, as well as the client's requirements regarding the volume of the process demanded in the company based on the quality of the descolado . Regarding the results obtained, the descoladora machine has an average processing capacity of 120 kg / h.

.
Keywords: Cardamomo, descolado, pulping, machine

Contenido

	Pág.
Resumen	IX
Lista de Ilustraciones	XIII
Lista de tablas	XIV
Lista de Símbolos y abreviaturas	XV
Planteamiento del Problema	2
Campo de trabajo o línea de investigación	2
Objetivo General:	3
Objetivos Específicos:	4
Justificación:	5
Alcance:	5
Metodología:	5
1.1. Caracterización del Cardamomo	7
1.1.1. Comercialización y Perspectivas.	8
1.2. Máquinas de descolado	8
1.2.1. Sistema tamices	8
1.2.2. Sistema aventador	9
1.2.3. Sistemas por desbarbado	9
1.2.4. Pre limpiadora de semilla	10
1.3. Mecanismos de máquinas descoladora	11
1.3.1. Motor	11
1.3.2. Eje	11
1.3.3. Cadena	12
1.3.4. Rodamientos de rodillos cilíndricos	14
1.3.5. Fuerzas Y Coeficientes De Resistencia	14
1.3.6. Fricción estática	15
1.3.7. Fricción Dinámica	15
2.1. Informe general proyecto de descoladora de cardamomo- Datos de entrada ...	17
2.2. Fuerza experimental de ruptura del cardamomo	18
2.3. Requerimientos	19
2.4. Mecanismos de la Máquina Propuesta	19
2.5. Momento o Torque del sistema	22
2.5.1. Torque de salida Motorreductor	24
2.5.2. Parámetros de mecanismo de transmisión	25
2.5.3. Calculo de piñón	26
2.5.4. Torque piñón	29

2.6. Análisis estático	30
2.6.1. Diagramas de cuerpo libre	31
2.6.2. PLANO X-Y	32
2.6.3. PLANO X-Z	34
2.6.4. Análisis del eje y selección de rodamientos.....	37
2.6.5. Criterio para el eje	39
2.8.1. Material Eje	54
3.1. Construcción de la máquina.....	57
3.1.1. Recomendaciones de seguridad	57
3.1.2. Construcción tolva de alimentación	57
3.1.3. Construcción tapa y base a caja descoladora	58
3.1.4. Construcción de chasis	59
3.1.5. Construcción Eje de maquina descoladora.....	60
3.1.6. Ensamble piezas maquina descoladora	61
3.2. Prueba piloto.....	63
Conclusiones.....	69
Recomendaciones.....	70

Lista de Ilustraciones

	Pág.
Ilustración 1- 1: Variables de Velocidad del eje	12
Ilustración 1- 2: Partes de la cadena	12
Ilustración 1- 3: Esquema de una transmisión por cadena	13
Ilustración 1- 4: Rodamiento de una hilera de rodillos cilíndricos de diseño N (Básico) ..	14
Ilustración 2-1: Maquina descoladora	17
Ilustración 2-2: Cardanomo	19
Ilustración 2-3: Sistema motoreductor- piñón, cadena-Eje.....	20
Ilustración 2- 4: Distribución de cargas en cada elemento.....	21
Ilustración 2- 5: Parámetros piñón.....	26
Ilustración 2-6: Vista Superior Armado Eje y Chumacera	30
Ilustración 2-7: Diagrama de cuerpo libre eje X-Y.....	32
Ilustración 2-8: Reacciones en X-Y.....	33
Ilustración 2-9: Diagrama cortante y momento en X-Y.....	33
Ilustración 2-10: Diagrama de cuerpo libre en X-Z.....	34
Ilustración 2-11: Reacciones en X-Z.....	34
Ilustración 2-12: Diagrama cortante y momento en X-Z.....	35
Ilustración 2-13: Tabla de valores de resistencia de aceros (ASTM)	54
Ilustración 3-1: Acople de tolva a base de tapa de paso a caja de descolado.....	58
Ilustración 3-2: Armado de tapa y base de caja descoladora.....	58
Ilustración 3-3: Ensamble de estructura o chasis maquina descoladora.....	60
Ilustración 3-4: Ensamble de eje descoladora	61
Ilustración 3-5: Ensamble maquina.....	61
Ilustración 3-6: Ensamble maquina.....	62
Ilustración 3-7: Consolidado datos prueba piloto	64
Ilustración 3-8: Piloto 1	65
Ilustración 3- 9: Piloto 2	66
Ilustración 3-10: Piloto 3	66
Ilustración 3-11: Piloto 4	67
Ilustración 3-12: Piloto 5	67
Ilustración 3-13: Piloto 6	68

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 1- 1: Tipo de motores	11
Tabla 2-1: Prueba experimental fuerza de rotura	18
Tabla 2-2: Capacidad de proceso maquina (Kg)	22
Tabla 2-3: Valores de entrada y cálculo de fuerza	22
Tabla 2-4: Tabla de torques generadas	23
Tabla 2-5: Calculo Torque de salida.....	24
Tabla 2- 6: Parámetros de mecanismo de transmisión.....	25
Tabla 2- 7: Datos de entrada de piñones para cadena.....	27
Tabla 2-7: Datos entrada Torque Piñón	29
Tabla 2-8: Tramos de aplicación de fuerzas de apoyo	31
Tabla 2-9: Valores de momentos máximos según criterio de igualdad.....	37

Lista de Símbolos y abreviaturas

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
A	Área	m^2	πr^2
F	Fuerza	$N.m$	M^*a
N	Normal	$N. m$	
RPM	Revoluciones por minuto	V/min	n/t
D	Diámetro	r	$2r$

Símbolos con letras griegas

Subíndices

Subíndice	Término
μ	Constante proporcionalidad
σ	Energía de distorsión

Superíndices

Superíndice	Término
-------------	---------

Abreviaturas

Abreviatura	Término
Min	minutos
Kg	kilogramos
Lb	Libras

Introducción

El cardamomo es un producto que tiene alta demanda de consumo en los países asiáticos, ya sea en dieta alimentaria o industria fármaco y estética; para poder comercializar el cardamomo, es necesario realizar un proceso de descolado el cual Según "Wellman" se define como la eliminación del pedúnculo o residuo floral presente en el ápice del fruto seco, es decir residuos del secado. [1].

El mayor productor de cardamomo en el mundo es Guatemala, su nombre vulgar es grana del paraíso o cardamomo; su nombre científico es *Elettaria cardamomum*; esta planta es originaria del sur de la India, Sri Lanka (antiguo Ceilán) y Malabar; se cultiva en países tropicales cálidos (600 a 1500 m.s.n.m), esta planta se define como un arbusto rizomatoso, perenne, el cual crece hasta cuatro metros de altura.; es resistente a muchas plagas y su semilla se recoge durante todo el año, por espacio de unos 45 días; se considera como una excelente alternativa para sumar potasio a los platos, darles color y sabor al mismo tiempo. Este cultivo es beneficioso para el terreno mismo, ya que aporta mucha materia orgánica al suelo, proveniente de las podas de los árboles de sombra y de las mismas plantas de cardamomo después de la recolección.

El origen del proyecto, se fundamenta en que actualmente la empresa está buscando alternativas para lograr tener una mejor calidad de descolado, obtener mejor eficiencia y rendimiento expresado en kilogramos de semillas limpias para su comercialización.

El tema de investigación refiere el "Diseño y construcción de una máquina tipo descoladora para el cardamomo".

Planteamiento del Problema

Con respecto a la problemática abordada en este proyecto de investigación, surge en el proceso descolado, el cual se realiza de forma manual, lo que ocasiona en la mayoría de los casos semillas maltratadas, limpieza incompleta de la misma, lo cual afecta los criterios de aceptación de la misma para su comercialización y como consecuencia de esto el rechazo del producto por parte del cliente ; por otro lado dicha actividad implica una mayor mano de obra lo que aumenta los costos de mano obra directa; a nivel de eficiencia y rendimiento se considera que es bajo ya que para producir o procesar 100 kg/día se requiere de 10 a 15 personas, lo cual aumenta los costos; de lo anterior surge la siguiente pregunta de investigación:

¿Cuáles son los requerimientos técnicos y principios mecánicos necesarios para el diseño y construcción de una maquina descoladora, que le permita a la empresa NAVICAR S.A mejorar los rendimientos de volumen, costo y calidad del cardamomo para su posterior comercialización?

Campo de trabajo o línea de investigación

La línea de investigación a la que pertenece este proyecto de investigación, es la de diseño y construcción de equipos y maquinaria.

Objetivo General:

Diseñar y construir una máquina tipo descoladora para el cardamomo para la Empresa Navicar S.A en Colombia-Huila.

Objetivos Específicos:

- Identificar los criterios de diseño teniendo en cuenta las necesidades de la empresa para el proceso de descolado.
- Seleccionar equipos, mecanismos y materiales adecuados para la construcción de la máquina.
- Evaluar la máquina de descolado teniendo en cuenta la necesidad de la empresa.

Justificación:

Dentro de las razones principales para la realización de este proyecto, radican en que la empresa no tiene tecnificado el proceso, razón por la cual lo hace manual, a esto se suma que el horno seca 1 tonelada, pero en la realidad por su proceso solo descolan en promedio día 70 a 100 kg lo que genera subutilización del mismo horno y sumado esto de cada 100 kg descolados por manipulación se obtiene una pérdida de 2 kg de desperdicio de semilla, lo cual es alto para el tamaño de la empresa y la ganancia que se deja de percibir por el valor de venta que oscila entre \$25. 000 y \$28.700 kg; sin contar con el alquiler de equipos en épocas de cosecha.

Alcance:

Con respecto al alcance de la investigación, esta comprende el diseño y construcción de la maquina descoladora para cardamomo en la empresa NAVICAR SA, el cual consta de tolva de alimentación para el depósito de la semilla seca, un motoreductor que acciona un eje mediante un sistema de transmisión tipo cadena; el cual a su vez realizara el descolado.

Metodología:

Este proyecto corresponde a una investigación de profundidad descriptivo con diseño de campo de carácter cuantitativa; la metodología empleada para el desarrollo de este proyecto toma como base, 3 objetivos que comprenden, la identificar los criterios de diseños, teniendo en cuenta las necesidades de la empresa para el proceso de descolado, la seleccionar de equipos, mecanismos y materiales adecuados para la construcción de la máquina y la evaluación de la máquina de descolado teniendo en cuenta la necesidad de la empresa.

Es aquí donde se contempla la posibilidad de diseñar y construir esta máquina con la colaboración de los estudiantes de ingeniería mecánica de la universidad Antonio Nariño que pueda generar mayor rendimiento y solvencia económica.

.

1. Marco Referencial

1.1. Caracterización del Cardamomo

Ilustración 1-1 : Semilla Cardamomo



Fuente: elherbolario.com

Pertenece a la familia del jengibre, originario del sudeste de la india, Su nombre proviene de la raíz elettari, que en tamil significa, granos de hoja, actualmente se cultiva principalmente en malasia, Sumatra, Nepal, india, Tailandia y américa central, de donde Guatemala es el mayor productor del mundo; desde el punto de vista botánico es una planta herbácea perenne, la cual está compuesta de un rizoma tuberculoso horizontal, el cual crece debajo del suelo el cual desarrolla el sistema radical, son de color verde claro en la base, con un tamaño del grano varia de 0,5 a 4 cm.

El cultivo requiere de sombra y dentro de sus productos se obtienen las esencias aromáticas, condimentos, saborizantes etc. Cuya demanda se encuentra en países como Palestina. (De paz S, 20010)

Con respecto a la producción de cardamomo, el destino de las exportaciones tiene como fin los países bajos.

El sector del cardamomo es muy importante para las pequeñas comunidades étnicas; ya que impacta de forma directa la economía de los mismos; así su desarrollo contribuye de

manera significativa a mejorar las condiciones de los hogares étnicos en las zonas montañosas.

1.1.1. Comercialización y Perspectivas.

Para efectuar la comercialización del producto, es necesario desarrollar una serie de etapas técnicas previas que comprenden desde beneficiado, pesado, lavado, secado y descolado, hasta el empaqueo y distribución; dentro de las perspectivas que se tienen del mercado es el aumento exponencial.

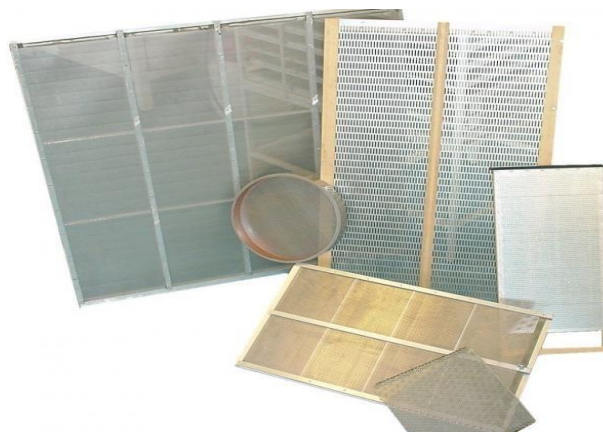
1.2. Máquinas de descolado

De acuerdo a las tecnologías y métodos empleados, a nivel comercial existen máquinas que realizan funciones parecidas de limpieza de semillas como la aventadora de aire comprimido, sistema tamices, sistemas por desbarbado y la pre limpiadora de semillas.

1.2.1. Sistema tamices

Es el más simple de los sistemas para separar, clasificar o limpiar granos o semillas, emplea un principio básico de vibración mecánica manual para separar las impurezas que viene adheridas a la semilla, grano producto a limpiar. (seedprocessing, 2014)

Ilustración 1 2: Sistemas de tamices



Fuente: Seedprocessing

1.2.2. Sistema aventador

La ilustración 1-2; este tipo de maquina es usada para limpiar semillas de granos y verduras, según su tamaño y peso específico; emplea un sistema de tamices para realizar la separación. (seedprocessing, 2014)

Ilustración 1-3: Maquina aventadora de semillas



Fuente: Seedprocessing

1.2.3. Sistemas por desbarbado

El sistema por desbarbado tiene como principio el frotamiento de semillas o productos, unos con otros, las fuerzas aplicadas son tangenciales, frente al contacto generando una vibración que elimina suciedades de la zona perimetral de la semilla o fruta. (seedprocessing, 2014)

Ilustración 1-4: Máquina desbarbadora



Fuente: Seedprocessing

1.2.4.Pre limpiadora de semilla

Esta pre-limpiadora es idónea para realizar una pre-limpieza rápida de semillas de granos y verduras de forma tosca, después del trillado o secado; especial para volúmenes y su principio se basa en sistema de vibración y choque de semillas al interior del túnel permitiendo una limpieza mediante separación de vainas, cascaras, pajillas o polvo (seedprocessing, 2014)

Ilustración 1 5: Máquina pre limpiadora



Fuente: Seedprocessing

1.3. Mecanismos de máquinas descoladora

1.3.1. Motor

Se considera como un mecanismo de distribución (U, Nacional, 2012); y según su esquema de alimentación puede ser:

Tabla 1-1: Tipo de motores

Tipos	Principio de Funcionamiento	Uso
Térmicos	Energía calorífica	Turbina gas
Combustión interna	Energía mecánica	Motor automóvil
Combustión externa	Energía Mecánica	Maquina vapor , turbinas vapor
Eléctricos	Energía eléctrica en energía mecánica	Batidoras maquinas cosedoras

Fuente: autores

1.3.2. Eje

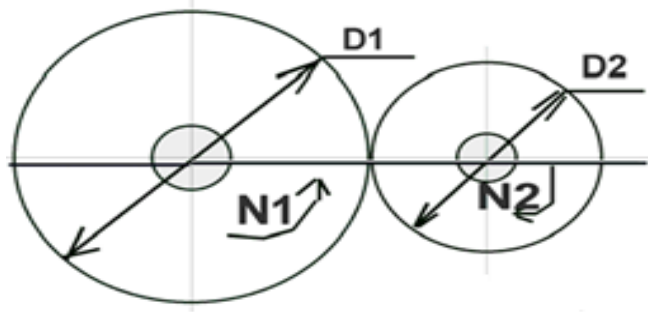
Es un elemento sobre el que se apoya un eje giratorio, cuya función es la de transmitir movimiento por medio de un conjunto de elementos unidos por un eje que sirve para transmitir movimiento por medio de diferentes piezas que están unidos al eje de rotación para dirigir otros componentes que permitan aumentar o disminuir la velocidad de avance. (Garcia, 1985)

El eje para el proyectó es la pieza más importante, ya que sobre él va montado el sistema de descolado, el cual consta de 4 caras rectas a las cuales van acoplados mediante fijación por tornillo las placas encauchadas; para el cálculo del eje se implementa un análisis de esfuerzos, (Bavarezco, 2013) que incluye esfuerzos por torsión constantes análisis de esfuerzos por flexión variable.

Un aspecto un importante a tener en cuenta es la velocidad de giro o rpm con el fin de establecer las características del motor, engranajes y dimensiones las cuales vienen dadas por la ecuación

$$N1 * D1 = N2 * D2 \quad (\text{Ecuación 1.1})$$

Ilustración 1-6: Variables de Velocidad del eje



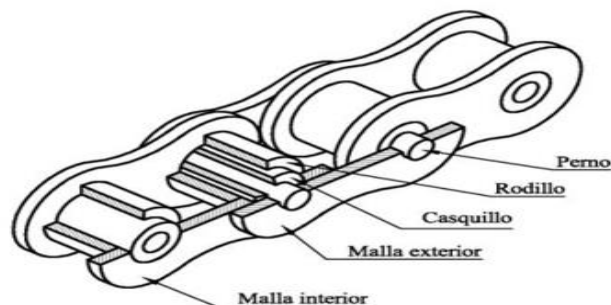
Fuente: Rodamientos de rodillos cilíndricos – Bavaresco

La cual aplica cuando se tiene N1 (RPM) del motor o del mecanismo impulsor, D1 y D2 diámetros de las poleas o engranajes.

1.3.3.Cadena

Formada por eslabones, las cuales están unidos por pernos y se encarga de transmitir potencia, a partir del giro del engranaje sobre el cual va montada., está formada por un perno, rodillo, casquillo, malla exterior y malla interior como lo muestra la ilustración 1-2. (Meneses B, 2014)

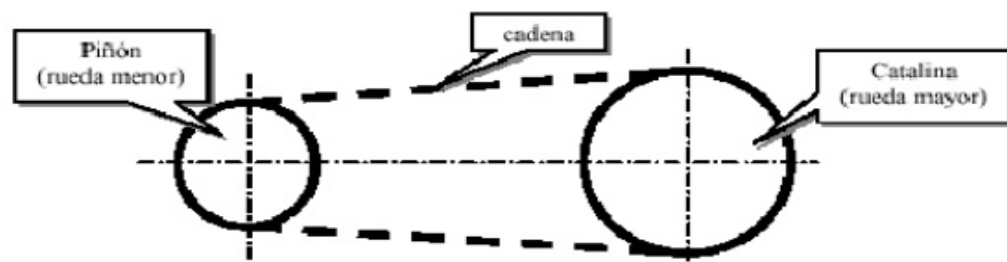
Ilustración 1-7: Partes de la cadena



Fuente: "Meca pedía"

Los sistemas de transmisión por cadena se emplean para transmitir movimiento entre dos ejes que se encuentran alejados entre sí. Para transmitir el movimiento se montan ruedas dentadas sobre los ejes y se enlazan con una cadena, que encaja con los dientes de las ruedas), de manera que al girar una de ellas arrastra a la otra.

Ilustración 1-8: Esquema de una transmisión por cadena



Fuente: "CADENAS."

Una de las variables a tener en cuenta al momento de seleccionar la cadena está relacionada con el paso más adecuado para ajustarse a la velocidad de operación; cuando el paso es pequeño se consideran aptas para altas velocidades; con respecto a la longitud de la cadena se determina de acuerdo a l número de dientes en ambas ruedas dentadas o engranajes y de la distancia entre centro de estas, debe ser un número entero de pasos, preferiblemente par la fórmula para calcular la longitud de la cadena es:

$$2c = \frac{s}{2} + \frac{k}{s} \quad (\text{ecuación 1.2})$$

Donde

C: Es la división entre los centros de los ejes (en pulgadas) multiplicado por el paso de la cadena; S: Es la suma de los dientes del piñón pequeño con la de los grandes: Se haya en una tabla restando del número de dientes del piñón pequeño al número de piñón del grande esto se designa con la letra D.

1.3.4. Rodamientos de rodillos cilíndricos

Se encargan de asegurar un enlace o acoplamiento entre dos mecanismos; los aspectos a tener en cuenta para su selección en el proyecto son su capacidad para soportar altas velocidades, capacidad de carga radial, rigidez y fricción. (Hern Patiño D, y otros, 2017)

Los rodamientos empleados para el proyecto son los de tipo “bola” (SKF, 2017) ; esto debido a que son más económicos y comerciales, adicional a ello es un rodamiento que viene completo, es de fácil mantenimiento y los diámetros se consiguen con mayor facilidad.

Ilustración 1-9: Rodamiento de una hilera de rodillos cilíndricos de diseño N (Básico)



Fuente: “Rodamientos de rodillos cilíndricos”.

1.3.5. Fuerzas Y Coeficientes De Resistencia

En todo mecanismo de transmisión existen fuerzas que se oponen al movimiento entre superficies como un principio natural, a este tipo de fuerzas se les llama de fricción o rozamiento dinámico. Se genera debido a las imperfecciones, mayormente microscópicas, entre las superficies en contacto. (Hincapie M, 2011)

Si la fuerza de rozamiento F_r es proporcional a la normal N , y a la constante de proporcionalidad se la llama μ :

$$f_r = \mu N \quad (\text{ecuación 1.1})$$

A partir de una fuerza normal constante, se calcula el coeficiente de fricción estático y dinámico como se muestra en la ecuación 1.4.

$$\mu_e = \frac{F_e}{N}, \quad \mu_d = \frac{F_d}{N} \quad (\text{ecuación. 1.2})$$

Dicho coeficiente se interpreta como la mayor fuerza que el sistema puede soportar antes de iniciar el rozamiento para el caso del coeficiente estático μ_e y el coeficiente dinámico μ_d hace referencia a la fuerza que necesita el sistema para mantener el cuerpo en movimiento una vez iniciado.

1.3.6. Fricción estática

Las variables aplicadas para su cálculo son la fuerza aplicada (F), la fuerza de rozamiento (F_r), el peso del cuerpo (P), y la fuerza normal (N). (Manzur, 2008) Cuando el cuerpo está en reposo las fuerzas aplicadas y de rozamiento son iguales y vienen dadas por la ecuación

$$1.5. \begin{cases} P = N \\ F = F_r \end{cases} \quad (\text{ecuación 1.3})$$

A esto se suma el peso del cuerpo **P** (masa por la aceleración de la gravedad (g)) y que la fuerza de rozamiento es el coeficiente estático por la normal:

$$P = N = mg$$

$$F = F_r = \mu_e N$$

De donde la ecuación de equilibrio estático es: $F = F_r = \mu_e mg$ (ecuación 1.4)

1.3.7. Fricción Dinámica

Las variables aplicadas para su cálculo a partir del movimiento sobre una superficie horizontal son la fuerza aplicada (F), la fuerza de rozamiento (F_r), el peso (P) y la fuerza

normal (N); cuando el sistema o cuerpo está en equilibrio dinámico la ecuación 7 ilustra

su estado: $\begin{cases} P = N \\ F = F_a - F_r \end{cases}$ (Ecuación 1.5)

A partir de aquí se sabe que $P = N = mg$

$$F_r = \mu_d N$$

$$F = ma$$

Al reemplazar dichas variables y prescindir de los signos se tiene que la ecuación de equilibrio dinámico es:

$$F_a = \mu_d mg + ma; \Rightarrow a = \frac{F_a}{m} - \mu_d g \quad (\text{ecuación 1.6})$$

Es decir, la fuerza de empuje aplicada sobre el cuerpo es igual a la fuerza F_a resultante F menos la fuerza de rozamiento F_r , que el cuerpo opone a ser acelerado. De esa misma expresión se deduce que la aceleración a que sufre el cuerpo, al aplicarle una fuerza F_a mayor que la fuerza de rozamiento F_r con la superficie sobre la que se apoya.

2. Propuesta de Diseño

1-Capacidad de procesamiento: 112 kg.

2-Los materiales a utilizar deben ser aceros comerciales y de fácil adquisición en la industria, esto debido a la ubicación de la planta NAVICAR.

3-Mecanismo principal piñón-cadena.

4-Descolado por golpe.

2.1. Informe general proyecto de descoladora de cardamomo- Datos de entrada

Ilustración 2-1: Maquina descoladora



Fuente: Autor

Para llegar a este diseño se partió del diseño de máquinas comerciales las cuales superan las 10 toneladas de capacidad; son máquinas que ocupan grandes volúmenes,

a esto se suma los costos elevados, la posibilidad de comprar un equipo sobredimensionado y las difíciles condiciones de transporte, ya que para llegar al municipio de Colombia, se hace mediante una vía secundaria destapada lo cual puede dañar el equipo; esta máquina propuesta, corresponde a un diseño cuya capacidad da respuesta a la disponibilidad de materia prima en la empresa, sumado a un costo bajo de producción y un diseño ajustado a condiciones antropométricas de los operadores.

2.2. Fuerza experimental de ruptura del cardamomo

Como no existen estudios de la fuerza de rotura del cardamomo, se realizó una prueba experimental que consistió en aplicar una fuerza (f), a partir de diferentes masas (gr) sobre un área de 1 cm² a semillas del cardamomo obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 2-1: Prueba experimental fuerza de rotura

masa (kg)	0,001	0,0014	0,0015	0,0015	0,002	0,002	0,002	0,002	0,0021	0,0022	0,002
gravedad	9,8	9,8	9,8	9,8	9,8	9,8	9,8	9,8	9,8	9,8	9,8
Fuerza aplicada (m*a)	0,013	0,0139	0,0145	0,01473	0,015	0,017	0,018	0,019	0,0205	0,0217	0,022
área	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
presión (fuerza de rotura)	0,013	0,0139	0,0145	0,01473	0,015	0,017	0,018	0,019	0,0205	0,0217	0,022

Fuente: Autor

En la prueba se identificó que a partir de 0,01473 N la semilla presentaba rotura leve, siendo en 0,022 rotura semilla, la cual se descartó porque para comercializar la semilla debe ir sin ningún tipo de cizallamiento. Esta prueba tomo como referencia un estudio de nombre “Resistencia a ruptura y calidad fisiológica en semillas de maíz bajo compresión axial” en el cual se determina la fuerza de rotura de semillas de maíz en diferentes niveles de humedad. (Mancera R, y otros, 2016)

De acuerdo a lo anterior la fuerza experimental de ruptura está en un rango de 0.147 a 0.217 N

Ilustración 2-2: Cardamomo



Fuente: Autor

2.3. Requerimientos

Para el planteamiento inicial se tuvo en cuenta los siguientes criterios de aceptación:

- Inicialmente se requiere que ingrese 112 kg/ de cardamomo a la máquina y al pasar por el sistema de impacto, realice una separación de cascara y semilla.
- Se requiere que el impacto generado por el mecanismo, no debilite la semilla del cardamomo.
- Los materiales a utilizar deben ser comerciales y de fácil adquisición en la industria.

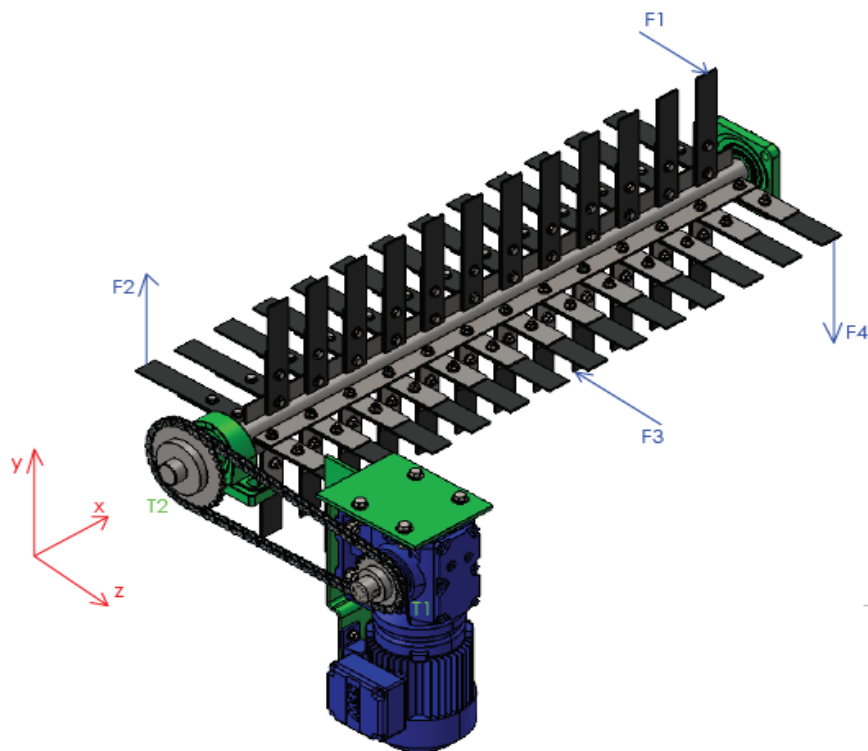
2.4. Mecanismos de la Máquina Propuesta

Para realizar el análisis de la máquina, es importante conocer qué mecanismos están presentes, para de esta forma determinar qué teorías abarcan la solución de este proyecto; el mecanismo principal es un sistema piñones y cadenas, el cual posee un motoreductor acoplado directamente a un piñón motriz de 20 dientes, que transmite la

potencia y movimiento al piñón 32 dientes por medio de una cadena; así mismo este piñón está acoplado directamente al eje principal de la descoladora el cual posee una configuración en el perímetro del mismo, el cual finalmente permite realizar la función principal la cual es descascarar la semilla de cardamomo.

La selección de estos piñones obedeció a que estos materiales eran los únicos disponibles en el municipio de Colombia y por efecto de la pandemia fue imposible desplazarse a la ciudad de Neiva; de acuerdo a esto hubo necesidad de contar con ellos.

Ilustración 2-3: Sistema motoreductor- piñón, cadena-Eje

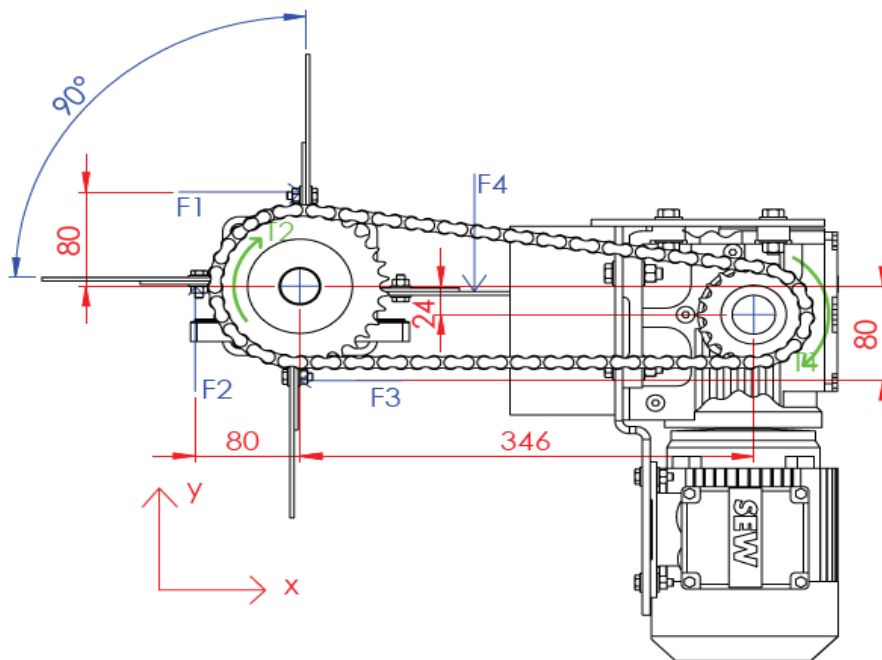


Fuente: autor

La forma del sistema de eje que porta las paletas y que va al motoreductor piñón, obedeció a que este sistema permite una limpieza rápida al ejercer una fuerza de forma perpendicular a la semilla, otra razón hace referencia a la mejor distribución en números de paleta que se puede conseguir sobre el eje, es decir más paleta; el objetivo de montar el motoreductor obedece a que al trabajar el motor a su potencia normal de fábrica se

puede correr el riesgo de dañar el cardamomo por efecto de una mayor frecuencia de golpe, de acuerdo a esto se debe regular la velocidad de giro del eje, lo cual se consiguió con dicho motoreductor. Para iniciar el cálculo cinemático se parte del requerimiento de capacidad de carga, el cual según la empresa es de 10 arrobas.

Ilustración 2- 4: Distribución de cargas en cada elemento



Fuente: Autor

En la ilustración 2-4, se visualiza esquemáticamente la aplicación de las fuerzas en cada elemento, se nombró de esa manera para ser más fácil los respectivos cálculos, en la siguiente tabla se determina las cantidades y descripción de cada tipo de pieza y se determina el torque requerido por el sistema.

Tabla 2-2: Capacidad de proceso maquina (Kg)

CAPACIDAD DE PROCESO MAQUINA			
Cantidad Arrobas	Libras (Lb)	Capacidad (Kg)	Capacidad Total+10% (Kg)
10	250	113,2	124,6

Fuente: Autor

Tabla 2-3: Valores de entrada y cálculo de fuerza

Total - Aletas	50	
Masa por aleta (ma)	2,50	kg
Gravedad (g)	9,86	m/s ^2
F1=F2=F3=F4	24,5	N
Longitud máxima (lm)	0,08	m

Fuente: Autor

2.5. Momento o Torque del sistema

Para calcular el torque o momento se empleará la ecuación

$T = F * r$, de donde F es la fuerza y r la distancia



Tabla 2-4: Tabla de torques generadas

	Torque Generado Por Cada F1 (N*m)		Torque Generado Por Cada F2 (N*m)		Torque Generado Por Cada F3 (N*m)		Torque Generado Por Cada F4 (N*m)	
	TF1.1	1,96	TF2.1	1,96	TF3.1	1,96	TF4.1	1,96
	TF1.2	1,96	TF2.2	1,96	TF3.2	1,96	TF4.2	1,96
	TF1.3	1,96	TF2.3	1,96	TF3.3	1,96	TF4.3	1,96
	TF1.4	1,96	TF2.4	1,96	TF3.4	1,96	TF4.4	1,96
	TF1.5	1,96	TF2.5	1,96	TF3.5	1,96	TF4.5	1,96
	TF1.6	1,96	TF2.6	1,96	TF3.6	1,96	TF4.6	1,96
	TF1.7	1,96	TF2.7	1,96	TF3.7	1,96	TF4.7	1,96
	TF1.8	1,96	TF2.8	1,96	TF3.8	1,96	TF4.8	1,96
	TF1.9	1,96	TF2.9	1,96	TF3.9	1,96	TF4.9	1,96
	TF1.10	1,96	TF2.10	1,96	TF3.10	1,96	TF4.10	1,96
	TF1.11	1,96	TF2.11	1,96	TF3.11	1,96	TF4.11	1,96
	TF1.12	1,96	TF2.12	1,96	TF3.12	1,96	TF4.12	1,96
	TF1.13	1,96			TF3.13	1,96		
Sumatoria Torques en cada fuerza (N*m)	TF1	25,5	TF2	23,6	TF3	25,5	TF4	23,5
Suma Torques Total (N*m)	TFt	98,2						

Fuente: Autor

Ya con el torque mínimo (TFt) necesario para vencer la estática del mecanismo de paletas, nos disponemos a comparar cinemáticamente si el reductor que tenemos actualmente y la transmisión por cadena es suficiente para poder accionar el mecanismo.

2.5.1. Torque de salida Motorreductor

Se calcula el torque de salida de acuerdo a las especificaciones del motor:

Tabla 2-5: Calculo Torque de salida

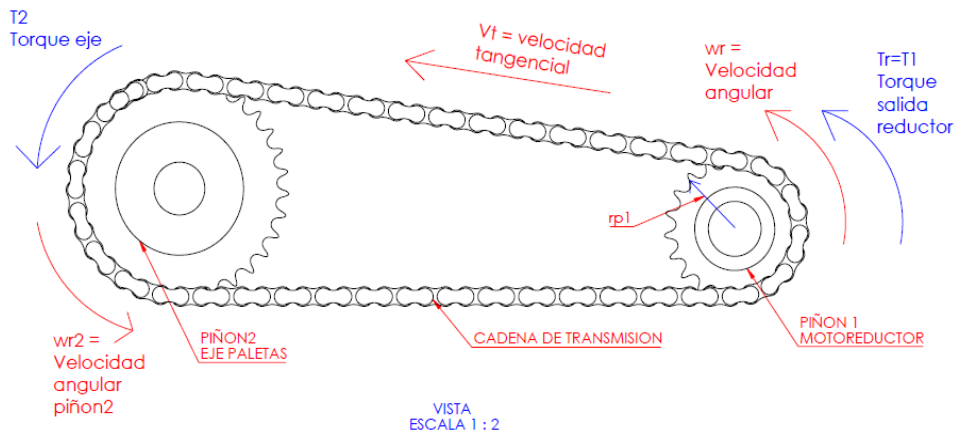
Especificaciones del motor		
Potencia motor (pm)	3	hp
Potencia motor (pm)	2,2	Kw
numero de vueltas motor (nm)	1710	RPM
Torque motor (t.m)	9,2	lb-ft
Especificaciones Reductor		
Relación 1/7	0,1	
Especificaciones de Salida Reductor		
numero de vueltas salida (ns)	244,3	RPM
Potencia reductor (Pr) Eficiencia 100%	3	hp
Potencia reductor (Prm) Eficiencia 89%	2,7	hp
Potencia reductor (Pr) Eficiencia 100%	2,2	Kw
Potencia reductor (Prm) Eficiencia 89%	1,99	Kw
Torque Reductor 100% (Tr)	64,5	lbf-ft
Torque Reductor 100% (Tr)	87,4	N*m
Torque Reductor 89% (Trm)	57,4	lbf-ft
Torque Reductor 89% (Trm)	77,83	N*m

Fuente: Autor

2.5.2. Parámetros de mecanismo de transmisión

Con el cálculo de torque T_{rm} y la P_{rm} ; nos disponemos a calcular el T_2 el cual finalmente vamos a comparar con el T_{Ft} ; para ello utilizamos las ecuaciones cinemáticas de transmisión de cadenas por rodillos; para ello vamos a hacer los siguientes pasos.

Tabla 2- 6: Parámetros de mecanismo de transmisión



Fuente: Autor

Para cumplir con el supuesto de diseño, se tiene que las revoluciones de salida del reductor son de 244 rpm según tabla 2-4, por lo que este valor se toma como la velocidad angular mínima del eje de salida del motor; y con el radio de paso del piñón de salida, se puede determinar la velocidad tangencial del mismo. De esta manera, se podría suponer que este mismo valor correspondería también a la velocidad lineal de avance de la cadena en el punto de engranaje, ya que el tipo de contacto entre los cuerpos garantiza que no existe deslizamiento relativo entre ellos.

$$ns = vr \quad (\text{Ecuación 2.1})$$

$$V_{tangencial} = \omega_r * r_{paso1} \quad (\text{Ecuación 2.2})$$

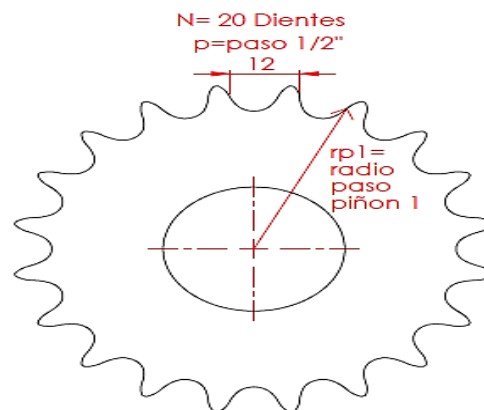
$$V_{tangencial} = 244 \text{ rpm} * \frac{\pi}{30} * 0,04059 \text{ m} = 1.03835 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Para confirmar que este valor es acertado para el tratamiento de una cadena de rodillos, se utiliza la expresión para la velocidad lineal de una cadena como elemento flexible de transmisión de potencia en un engranaje:

$$V_{cadena} = \frac{N * p * n}{12} \quad (\text{Ecuación 2.3})$$

2.5.3. Cálculo de piñón

Ilustración 2- 5: Parámetros piñón



Fuente: Autor

Para determinar el piñón a usar para el sistema de cadena por rodillos se tiene:

Tabla 2- 7: Datos de entrada de piñones para cadena

Piñón 1 - Salida Reductor		
Radio Piñón Reductor (rp1)	0,04059	m
Numero de Dientes (N1)	20	
Piñón 2 - Eje Paletas		
Radio Piñón Reductor (rp2)	0,06475	m
Numero de Dientes (N2)	32	
Paso	0,5	in

Fuente: Autor

Donde **N** es el número de dientes del piñón impulsor, **p** es el paso de la cadena en pulgadas y **n** es la velocidad angular del piñón impulsor en rpm (con dichos parámetros se obtiene la velocidad lineal de la cadena en pies por minuto).

Se tiene que el número de dientes del piñón de salida es igual a 20, el paso de la cadena es de ½ pulgada, y la velocidad de salida, como ya se especificó, es de 244 rpm se obtiene al reemplazar en la ecuación 2.3

$$V_{cadena} = \frac{20 * \frac{1}{2} * 244}{12} = 203.57 \frac{ft}{min}$$

Realizando la respectiva conversión de unidades, se tiene que:

$$V_{cadena} = 1.034 \frac{m}{s}$$

Lo anterior evidencia que existe una pequeña discrepancia entre los valores de velocidad calculados por ambos métodos, lo cual es de esperarse si se considera que la eficiencia de transmisión de una cadena no es perfecta.

Por lo anterior, se considera que la eficiencia de transmisión de la cadena se puede calcular como la razón entre la velocidad lineal de la cadena y la velocidad tangencial del piñón de salida, así:

$$\eta_{transmisión\ por\ cadena} = \frac{velocidad\ lineal\ cadena}{velocidad\ tangencial\ piñón} = \frac{1.034}{1.038} = 99.59\%$$

Una vez se ha establecido el valor de velocidad lineal de la cadena, se puede calcular la velocidad angular (ω_{r2}) del piñón 2.

$$\omega_{r2} = \frac{V_{cadena}}{r_{paso2}} = \frac{1,0341 \frac{m}{s}}{0.06475m} = 15.97 \frac{rad}{s}$$

Para calcular el torque (T_2) que recibe el piñón 2, se considera la potencia del motor como 1,99 (Kw), así como la eficiencia de transmisión ya calculada:

$$T_2 = \frac{Potencia_{motor} * \eta_{transmisión}}{\omega_{r2}} = \frac{1,99\ KW * 0.996}{15.97 \frac{rad}{s}} * 1000 = 124,15\ Nm$$

2.5.4. Torque piñón

Tabla 2-8: Datos entrada Torque Piñón

Cálculo de Torque Piñón 2 (T2)		
Velocidad Tangencial (Vt)	1,03	m/s
Vcadena (Vc)	203,57	ft/min
Vcadena (Vc)	1,03	m/s
Eficiencia transmisión por cadena (np)	0,99	
Eficiencia transmisión por cadena (np)	99,59	%
Velocidad angular piñon2 (wr2)	15,97	rad/s
Velocidad angular piñon2 (wr2)	152,51	Rpm
Torque Piñon2 (T2)	0,12	N*mm
Torque Piñon2 (T2)	124,15	N*m

Fuente: autor

En este capítulo de cálculo cinemático se puede concluir que:

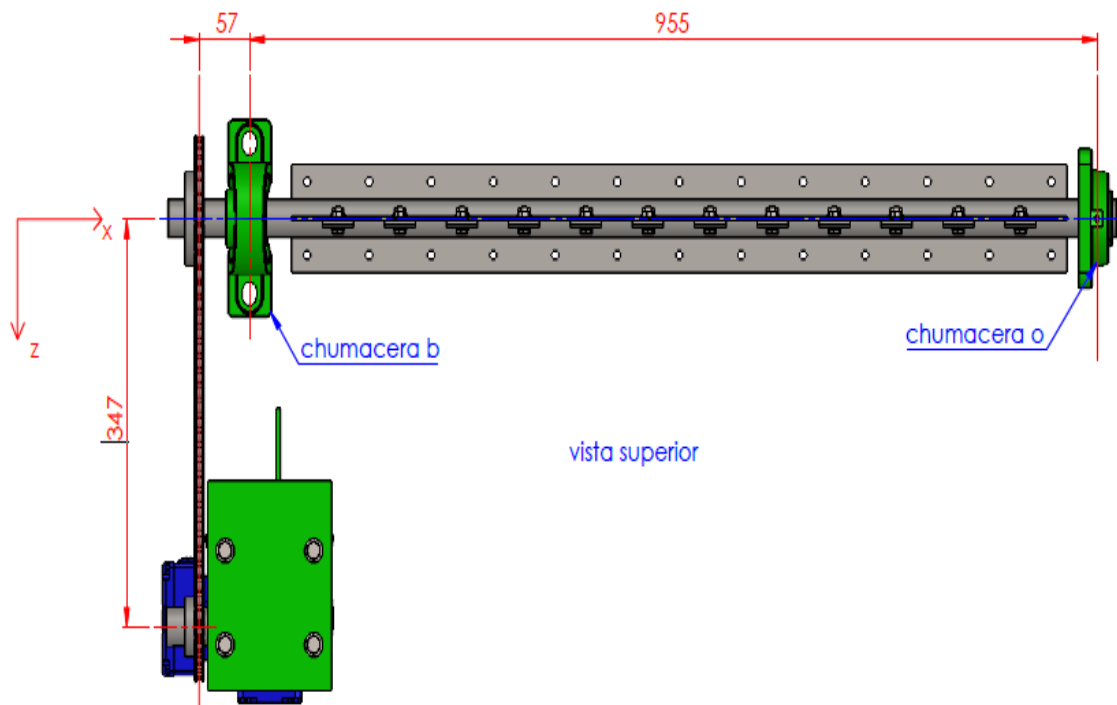
- $T2 > TFt$; lo que significa que la configuración de piñones, motorreductor, seleccionados es capaz de contrarrestar el torque mínimo del eje de paletas en operación.
- $T2 > Trm$, se corrobora que al aumentar de $rp1$ a $rp2$, el mecanismo de transferencia de potencia reduce el rpm y aumenta el torque.

- La eficiencia de la transmisión de cadena casi fue 99.5% eso reduce a que a bajas velocidades hay menos perdidas en la transmisión.

2.6. Análisis estático

En el capítulo anterior se identificaron las fuerzas y demás parámetros que intervienen dentro del mecanismo y la ubicación de ellas, por lo tanto, en este capítulo se va a calcular como afectan directamente al eje o elemento motriz, de esta forma se utilizara la teoría de energía de distorsión von misses.

Ilustración 2-6: Vista Superior Armado Eje y Chumacera



Fuente: Autor

En la ilustración 2-6, se tiene una imagen del ensamble del eje con respecto a la estructura; está restringido radialmente y axialmente por los prisioneros de las chumaceras; es decir que solo tiene la libertad de girar en su propio eje.

2.6.1. Diagramas de cuerpo libre

Teniendo en cuenta el diagrama de cuerpo libre de la ilustración 2-3 y 2-4, donde están definidas las cargas en una vista lateral y la ubicación de ellas se define que las fuerzas están aplicadas en los dos planos X-Y, X-Z. Por lo tanto, se debe realizar los diagramas de cuerpo libre de los dos planos.

Tabla 2-9: Tramos de aplicación de fuerzas de apoyo

DATOS DE EJES		
No. Tramos	27	
L1 AB	57	mm
L2 BC	65	mm
L3 CD	35	mm
L4 DE	35	mm
L5 EF	35	mm
L6 FG	35	mm
L7 GH	35	mm
L8 HI	35	mm
L9 IJ	35	mm
L10 JK	35	mm
L11 KL	35	mm
L12 LM	35	mm
L13 MN	35	mm
L14 NÑ	35	mm
L15 ÑO	35	mm
L16 OP	35	mm

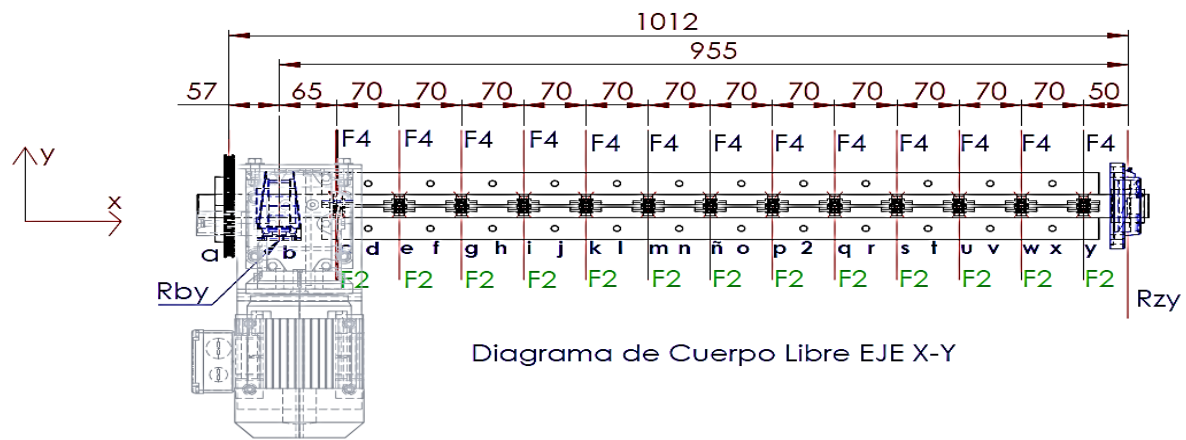
L17 P2	35	mm
L18 2Q	35	mm
L19 QR	35	mm
L20 RS	35	mm
L21 ST	35	mm
L22 TU	35	mm
L23 UV	35	mm
L24 VW	35	mm
L25 WX	35	mm
L26 XY	35	mm
L27 YZ	50	mm
Longitud Total AZ	1012	mm

Fuente: Autor

2.6.2. PLANO X-Y

En este plano interactúan las fuerzas F_4 y F_2 , y están aplicadas en las 13 plaquetas equidistantes a lo largo del eje.

Ilustración 2-7: Diagrama de cuerpo libre eje X-Y

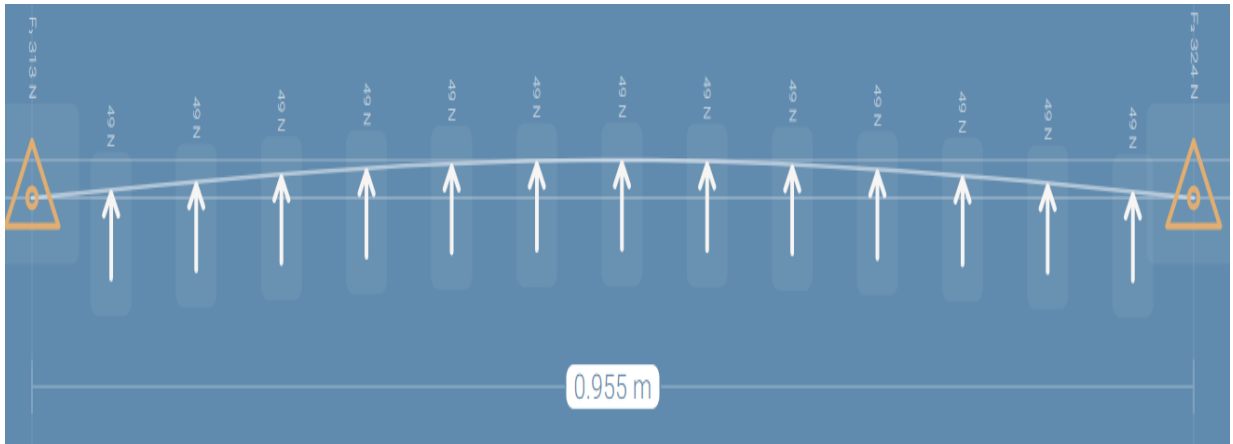


Fuente: Autor

Los Puntos Rby y Rzy son los puntos de apoyo en el eje, se procede a calcular las reacciones en los apoyos.

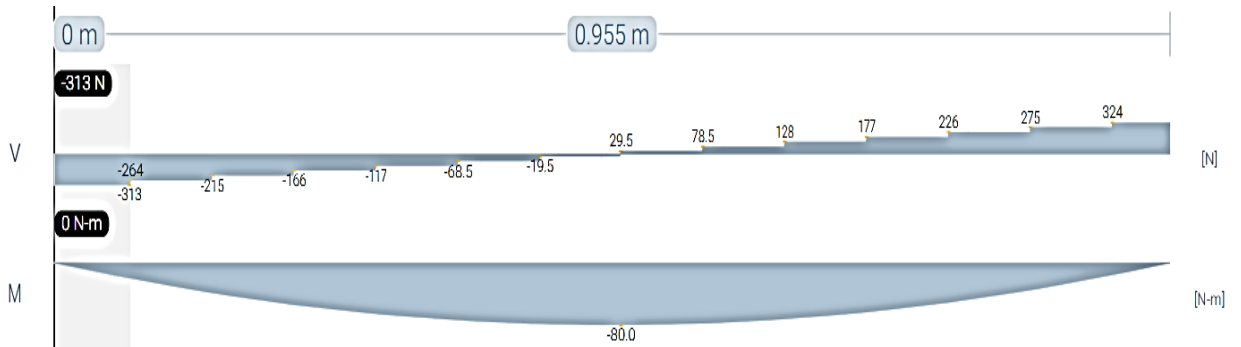
$$F1 = F2 = F3 = F4 = 24,5N$$

Ilustración 2-8: Reacciones en X-Y



Fuente: Autor y validación en <https://deflection.blueketchep.com/?language=es>

Ilustración 2-9: Diagrama cortante y momento en X-Y

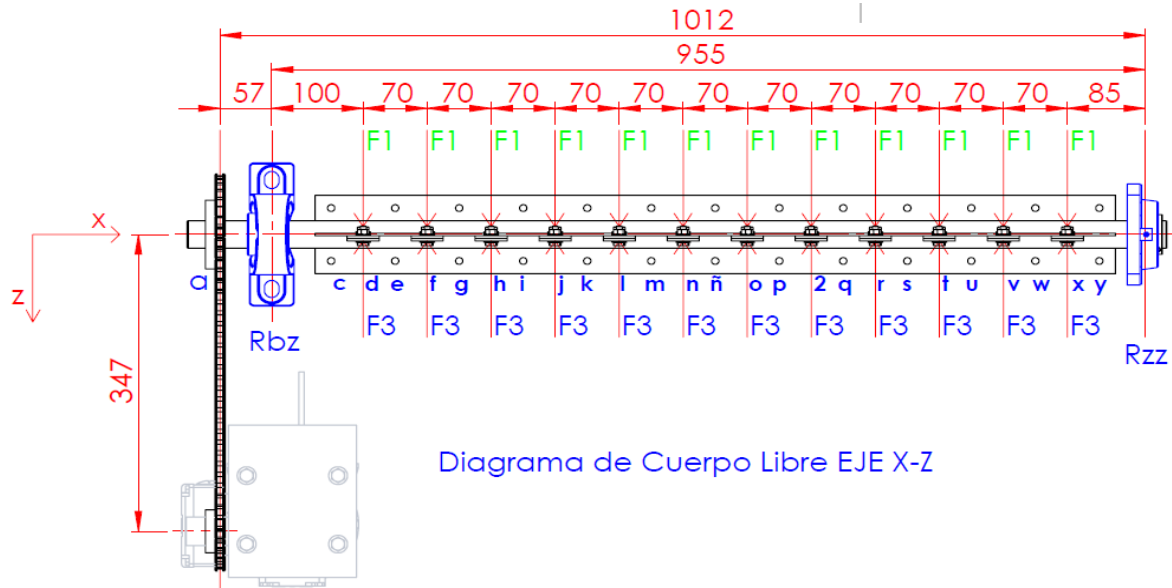


Fuente: Autor y validación en <https://deflection.blueketchep.com/?language=es>

2.6.3. PLANO X-Z

En este plano interactúan las fuerzas F_1 y F_3 , y están aplicadas en las 12 plaquetas equidistantes a lo largo del eje.

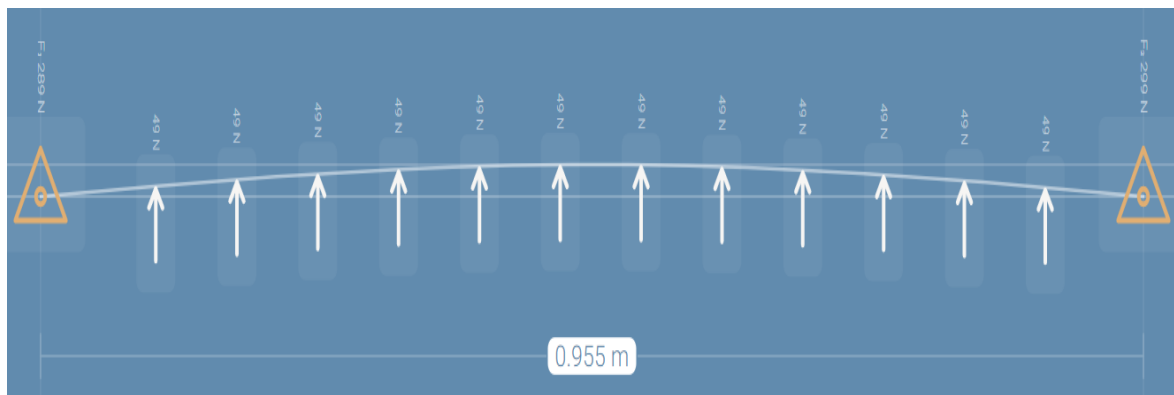
Ilustración 2-10: Diagrama de cuerpo libre en X-Z



Fuente: Autor

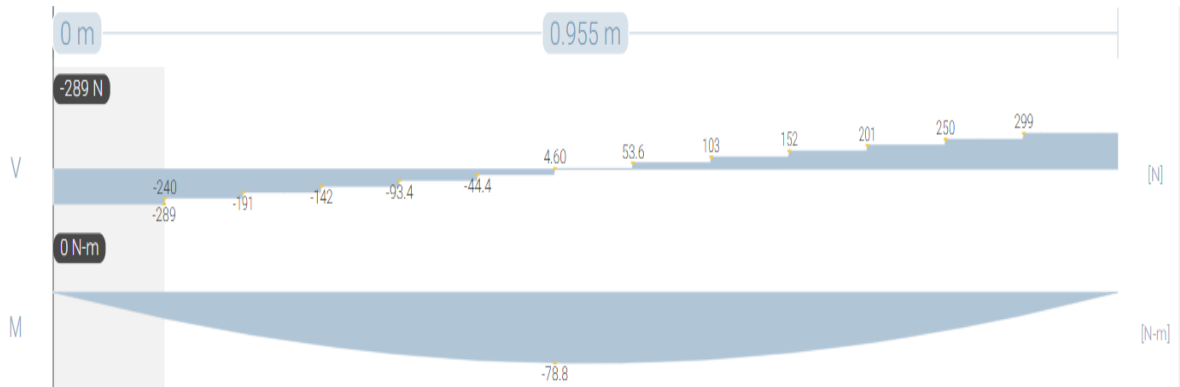
Los puntos R_{bx} y R_{bz} son los puntos de apoyo en el eje, de acuerdo al cálculo se tiene:

Ilustración 2-11: Reacciones en X-Z



Fuente: Autor y validación en <https://deflection.blueketchep.com/?language=es>

Ilustración 2-12: Diagrama cortante y momento en X-Z



Fuente: Autor y validación en <https://deflection.blueketchep.com/?language=es>

De acuerdo a los anteriores diagramas tanto en el plano X-Y y el plano X-Z se tiene que los momentos máximos están dados por:

DEL PLANO X-Y:

$$M_{max1} = M_{ñ1} = -80 \text{ N} * m$$

DEL PLANO X-Z:

$$M_{max2} = M_{n2} = -78.8 \text{ N} * m$$

La resultante de los momentos máximos en diferentes planos se obtiene a partir de la sumatoria de momentos al cuadrado de donde:

$$M_{max} = \sqrt{M_{n1}^2 + M_{ñ2}^2} = \sqrt{80^2 + (78.8)^2}$$

$$M_{max} = 112.29 \text{ N} * m$$

Para el acero al carbono AISI 1020 CD - Estirado en frío, se tiene que el esfuerzo de fluencia es de:

$$S_y = 390 \text{ Mpa}$$

Teoría de la energía de distorsión:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} \leq \frac{S_y}{n} \quad (\text{Ecuación 2.4})$$

$$\sigma = \sigma_{m\acute{a}x} = \frac{31 * M_{max}}{\pi * d^3} \quad (\text{Ecuación 2.5})$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{16 * Tr_4}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{x-i}^2 + 3\tau_{xy-i}^2} \quad (\text{Ecuación 2.6})$$

La expresión completa aplicando el criterio de falla es:

Se asume el Factor de Seguridad $F_s=2$, para determinar el valor del diámetro mínimo; esto debido a que en el municipio solo había este tipo de materiales (Acero al carbón) para su fabricación; sin embargo, a haber una posible sobrecarga por aumento en la producción de cardamomo y se tenga que extender el tiempo de operación con este factor de seguridad no sufre el eje.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{x-i}^2 + 3\tau_{xy-i}^2} \leq \frac{S_y}{F.S.}; \quad F.S. = 2 \quad (\text{Ecuación 2.7})$$

Se reemplaza las ecuaciones así:

$$S_y^2 \geq \left(\frac{32 * Mmax}{\pi * d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 * Tr4}{\pi * d^3} \right)^2$$

La ecuación se la introdujo en Excel y se iteró valores hasta cumplir la igualdad.

Tabla 2-10: Valores de momentos máximos según criterio de igualdad

Mmax	112,29	N*m
Mmax	112290	N*mm
Tft	98,26	N*m
Tft	98260	N*mm
Sy	195	Mpa
diámetro mínimo	47,45	mm
formula	180,4472672	Mpa
Diámetro	47,45	mm
Von Misses Recalculado	13,43306619	Mpa

De acuerdo a la tabla 2-9 se tiene que el diámetro mínimo calculado es de 1 3/4" Redondo ANSI 1020 CD.

2.6.4. Análisis del eje y selección de rodamientos

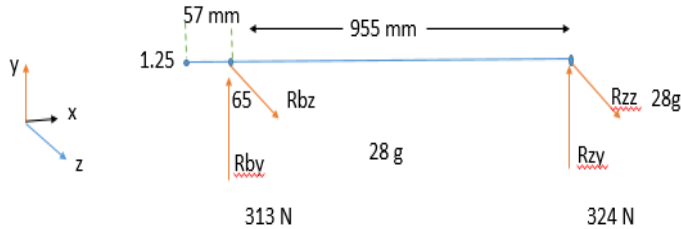
Partiendo de:

Numero de vueltas del motor: 1710 rpm

Numero de vueltas de salida del reductor: 244 rpm

Velocidad del piñón 2: $15.97 \frac{rad}{s}$ Nm, en el piñón 2

Ilustración 2-13: Momento máximo de flexión



Momento máximo por flexión: 112.29 N. m

Para el factor de diseño, según Molt, se toma 1.25 a 2; debido a una estructura bajo cargas estáticas para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.

Ahora para determinar el eje se analiza una teoría de diseño por falla, como lo es por energía de distorsión.

$$\sigma' \geq \frac{Sy}{n} \text{ ecuación 2.8}$$

Reemplazando se tiene:
$$\sigma' = (\sigma_x + 3\tau^2)^{\frac{1}{2}} \text{ ecuación 2.9}$$

De donde

$$\sigma_x = \frac{M}{I/C} = \frac{32 M}{\pi d^3} \text{ ecuación 3.0}$$

$$\tau = \frac{16\tau}{\pi d^3}$$

Se selecciona un acero que no sea el 1020 debido a que puede ocasionar fallas y el tipo de trabajo exige una mayor resistencia, ya que es de una baja dureza y es propenso a fallar. (Ferrocortes, 2020)

Se tomó un factor de diseño 1.6 dentro del rango

Se seleccionó el material 1045 con

$$S_y = 565 \text{ Mpa}$$

$$\frac{S_y}{N} = (\sigma_x^2 + 3\tau^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{565 \text{ Mpa}}{1.6} = \left\{ \left(\frac{32 (112.29 \text{ N} \cdot \text{m})}{\pi d^3} \right) + 3 \left(\frac{16 (124.15 \text{ N} \cdot \text{m})}{\pi d^3} \right)^2 \right\}$$

$$\frac{565 \times 10^6 \text{ Pa}}{1.6} = \left\{ \left(\frac{1308224,791 \text{ N}^2 \cdot \text{m}^2}{d^6} \right) + 3 \left(\frac{1199374,80 \text{ N}^2 \cdot \text{m}^2}{d^6} \right)^2 \right\}$$

$$8,17216 \times 10^{17} = \frac{2507599,59}{d^6}$$

$$d^6 = 3,068 \times 10^{-12}$$

$$d = 0,0120 \text{ m}$$

$$d = 12 \text{ mm}$$

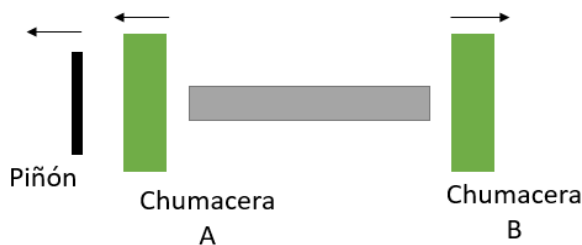
Nos da un eje de 12mm

Como ya se tiene el diámetro del eje ahora se puede realizar la distribución del tamaño para el eje.

2.6.5. Criterio para el eje

Las chumaceras quedan desarmables o retirables en cada extremo.

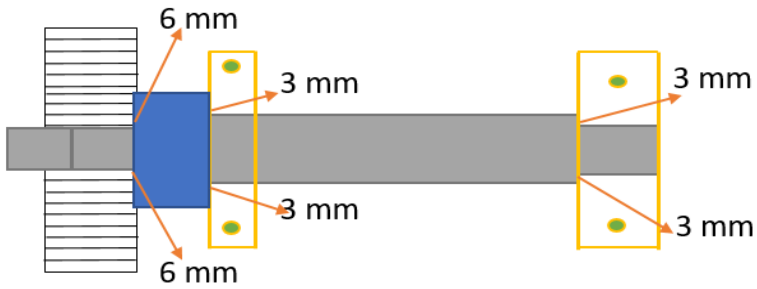
Ilustración 2-14: Distribución de Chumaceras eje



Fuente: Autor

Cada cambio de sección será de 3mm

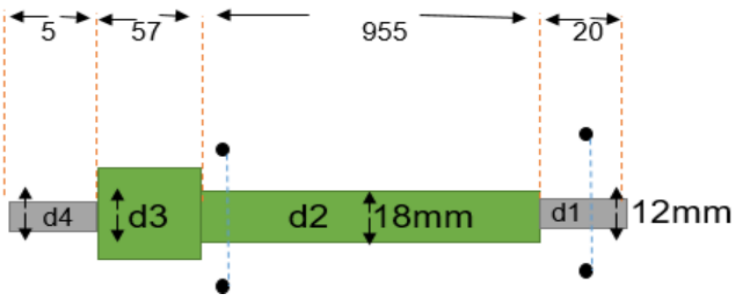
Ilustración 2-15: Medidas eje



Fuente: Autor

Las nuevas medidas del eje son

Ilustración 2-16: Medidas eje



Fuente: Autor

$$d_1 = 12mm$$

$$d_2 = 12 + 3 + 3 = 18 mm$$

$$d_3 = 18 + 3 + 3 = 24 mm$$

$$d_4 = 18 mm$$

Se debe comprar un eje con un diámetro de 1"(25.4mm) con longitud

$$5 + 57 + 965 + 10 + 10 = 1037 mm$$

Ilustración 2-17: Propiedades mecánicas de aceros al carbono

Número SAE/AISI	Condición	Resistencia a la fluencia por tensión (0.2% de deformación remanente)		Resistencia última a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1010	rolado en caliente	26	179	47	324	28	95
	rolado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	rolado en caliente	30	207	55	379	25	111
	rolado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	rolado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650 °F	50	345	75	517	32	149
	rolado en frío	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000 °F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800 °F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400 °F	94	648	123	848	17	495
1035	rolado en caliente	40	276	72	496	18	143
	rolado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	rolado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650 °F	54	372	86	593	28	170
	rolado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200 °F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800 °F	80	552	110	758	21	241
	templado y revenido @ 400 °F	86	593	113	779	19	262
1045	rolado en caliente	45	310	82	565	16	163
	rolado en frío	77	531	91	627	12	179

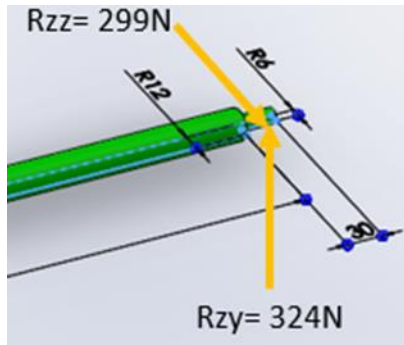
Fuente: (Norton, 1981)

Selección de chumaceras para diámetros 12 mm y 18 mm por método de catálogo SKF

En el análisis de métodos SKF existe libertad para seleccionar el rodamiento por inserción en la chumacera, ya sea de tipo rodillo, bola, cónicos y muchas configuraciones. Para ello se debe tener en cuenta que entre más complejo es el rodamiento, mayor será su costo, por lo tanto, se seleccionó el tipo bola debido a su bajo costo.

Calculo de chumacera de 12mm – Chumacera A

Ilustración 2-18: Medidas eje



Fuente: Autor

Para determinar que chumacera se requiere en el diámetro de 12 mm se toma las reacciones existentes de R_{zz} y R_{zy} :

$$R_{zz} = 299N$$

$$R_{zy} = 324N$$

Aplicando teorema de Pitágoras, tenemos:

$$R_z = \sqrt{R_{zy}^2 + R_{zz}^2} \text{ ecuación 3.1}$$

Sustituyendo se determina la carga resultante radial:

$$R_z = \sqrt{324N^2 + 299N^2}$$

$$R_z = 440.88N = \approx 0.440KN \text{ Carga radial}$$

Determinación de la vida nominal en millones de ciclos:

$$L_{10} = \frac{\text{NUMERO DE HORAS} * N * 60}{1 * 10^6} \text{ ecuación 3.2}$$

Ahora con las revoluciones de trabajo que son 152 ,51rpm, se deja como variable N.

$N =$ Velocidad del eje (rpm)

Por lo tanto, $N = 152.51 \text{ rpm}$

Ahora se estima el tiempo de trabajo para el cardamomo en una semana de cinco días hábiles y tres horas diarias en los doce meses.

Horas de trabajo: (3 horas) *(1 veces al día) *(5 días de la semana) *(4semanas) *(12meses)

Entonces, horas de trabajo = $(3*1*5*4*12) = 720$ horas.

Luego se determina la vida nominal del rodamiento o la vida útil que tendrá este según la carga que se emplea como dinámica, para ello se deja en términos de ciclos según catalogo SKF.

L_{10} =vida nominal en millones de ciclos.

$$L_{10} = \frac{\text{HORA} * N * 60}{1 * 10^6}$$

Sustituyendo en ecuación 3.2,

$$L_{10} = \frac{720 * 152.51 * 60}{1 * 10^6}$$

Tenemos.

$$L_{10} = 6.588 \text{ millones de ciclos}$$

Formula de vida nominal ISO:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^\rho \text{ ecuación 3.3}$$

$\rho =$ Exponente de formula de vida

$\rho = 3$ Para rodamiento de bolas

$P =$ Carga radial

C = Capacidad De Carga

Despejando C, en donde dicha variable se evalúa con la carga P existente y luego se procede a cambiar por la de catálogo revisando si cumple con los ciclos de trabajo empleando rodamiento de bolas:

$$C = P * L * 10^{\frac{1}{p}} \text{ ecuación 3.4}$$

Sustituyendo en 3.4 se tiene,

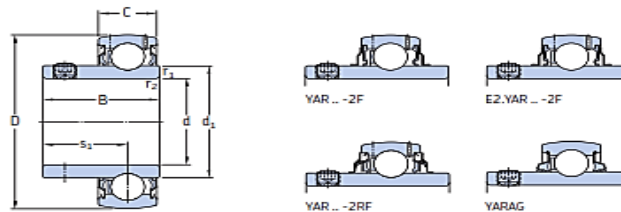
$$C = 440.88N * (6.588)^{\frac{1}{3}}$$

Tenemos.

$$C = 826.50N \approx 0.8265 \text{ KN}$$

Se busca la capacidad de carga próxima de la tabla a C = 0.8265 KN para el rodamiento de bola d= 12mm y D= Elegir el más pequeño) SKF, Pág 458.

Ilustración 2-19: Medidas eje de 12 a 100 mm



YAT												
Dimensiones							Capacidad de carga básica dinámica C	Carga límite de fatiga P ₀	Velocidad límite con tolerancias del eje h6	Masa kg	Designación	
d	D	B	C	d ₁	s ₁	r _{1,2} min.						
mm							kN	kN	r. p. m.	kg	-	
12	40	27.4	12	24.2	15.9	0.3	9.56	4.75	0.2	9 500	0.11	YAR 203/12-2F
	40	27.4	12	24.2	15.9	0.3	9.56	4.75	0.2	9 500	0.1	YAR 203/15-2F
17	40	22.1	12	24.2	15.9	0.3	9.56	4.75	0.2	9 500	0.07	YAT 203
	40	27.4	12	24.2	15.9	0.3	9.56	4.75	0.2	9 500	0.09	YAR 203-2F
20	47	25.5	14	28.2	18.3	0.6	12.7	6.55	0.28	8 500	0.11	YAT 204
	47	31	14	28.2	18.3	0.6	12.7	6.55	0.28	8 500	0.14	E2.YAR 204-2F
	47	31	14	28.2	18.3	0.6	12.7	6.55	0.28	8 500	0.14	YAR 204-2F
	47	31	14	28.2	18.3	0.6	12.7	6.55	0.28	5 000	0.14	YAR 204-2RF
47	47	31	14	28.2	18.3	0.6	10.8	6.55	0.28	5 000	0.14	YAR 204-2RF/HV
	47	31	14	28.2	18.3	0.6	12.7	6.55	0.28	5 000	0.14	YAR 204-2RF/VE495
	47	31	14	28.2	18.3	0.6	12.7	6.55	0.28	1 800	0.15	YARAG 204

Fuente: SKF

Se seleccionó con $D= 40$, la capacidad de carga dinámica aproximada ($C= 9,56\text{KN}$) y se toma los valores correspondientes para reemplazar en la fórmula de vida nominal.

Con $D= 40\text{mm}$

$C = 9.56 \text{ KN}$

$P= 0.2 \text{ KN}$ es un valor bajo, pero la maquina no trabajara más de 3 horas, se puede usar.

Se recalcula la formula vida nominal:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \text{ ecuación } 3,5$$

Sustituyendo en 3,5 se tiene,

$$L_{10} = \left(\frac{9.56}{0.2\text{KN}}\right)^3$$

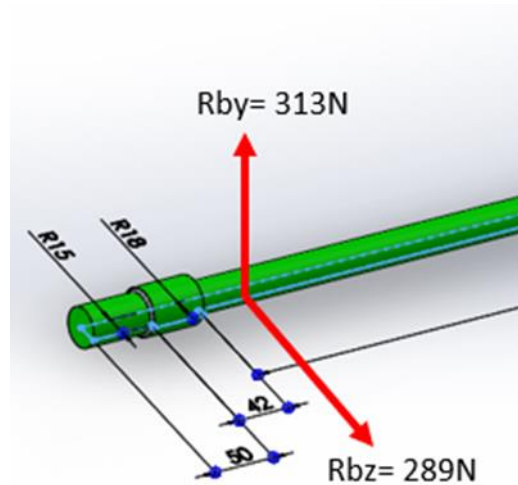
Tenemos.

$$L_{10} = 109215.35 \text{ millones de ciclos}$$

$L_{10} = 109215.35$ millones de ciclos, es superior a 6,58 por lo tanto, la selección del rodamiento es el adecuado. Designación del rodamiento de inserción YAR – 203/12 2F, es el indicado, por otra parte, como la carga dinámica es superior a 0,82KN se incrementaron los ciclos de trabajo del rodamiento.

Calculo de chumacera de 18mm- Chumacera B

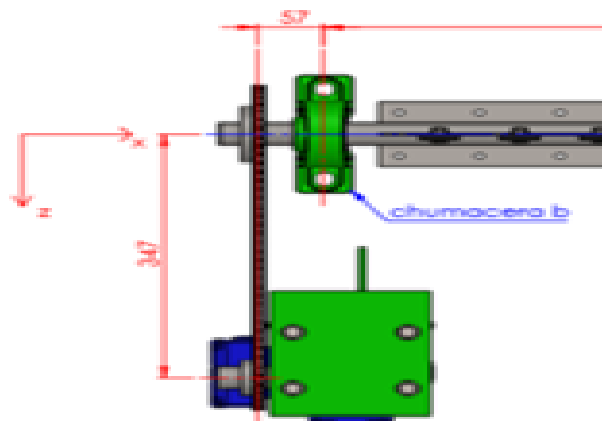
Ilustración 2-20: Medidas eje



Fuente: autor

Para determinar que chumacera se requiere en el diámetro de 18 mm se toma las reacciones existentes de R_{bz} y R_{by} y a tener en cuenta la carga de límite de fatiga debido a que en el primer rodamiento actúan las tensiones provenientes del sistema de transmisión y puede sufrir aplastamiento las esferas del rodamiento:

Ilustración 2-21: Medidas reacciones en la chumacera RZ



$$R_{bz} = 289N$$

$$R_{by} = 313N$$

Figura: Reacciones sobre la chumacera Rz

Aplicando teorema de Pitágoras, tenemos:

$$R_z = \sqrt{R_{by}^2 + R_{bz}^2} \text{ ecuación 3,6}$$

Sustituyendo se determina la carga resultante radial:

$$R_z = \sqrt{313N^2 + 289N^2}$$

$$R_z = 426.016N = \approx 0.426KN \text{ Carga radial}$$

Determinación de la vida nominal en millones de ciclos, similar en la chumacera A:

$$L_{10} = 6.588 \text{ millones de ciclos}$$

Ahora con las revoluciones de trabajo que son 152 ,51rpm, se deja como variable N.

N= Velocidad del eje (rpm).

Por lo tanto: N = 152.51 rpm

$$\text{Horas de trabajo} = (3 \cdot 1 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 12) = 720 \text{ horas.}$$

Despejando C, en donde dicha variable se evalúa con la carga P existente y luego se procede a cambiar por la de catálogo revisando si cumple con los ciclos de trabajo empleando rodamiento de bolas:

$$C = P \cdot L_{10}^{\frac{1}{p}} \text{ ecuación 3.7, al reemplazar se tiene:}$$

$$C = 426.016N \cdot (6.588)^{\frac{1}{3}}$$

Tenemos.

$$C = 798.62 \approx 0.798 \text{ KN}$$

Se busca la capacidad de carga próxima de la tabla a $C = 0.798 \text{KN}$ para el rodamiento de bola ($d= 18\text{mm}$ y $D=$ Elegir el más pequeño) SKF, Pag 458.

Ilustración 2-22: Medidas eje

Dimensiones							Capacidad de carga básica dinámica C	capacidad de carga básica estática C ₀	Carga límite de fatiga P _u	Velocidad límite con tolerancia del eje h _ó	Masa	Designación
d	D	B	C	d ₁	s ₁	r _{1,2} min.						
mm							kN	kN	kN	r. p. m.	kg	-
12	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,11	YAR 203/12-2F
15	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,1	YAR 203/15-2F
17	40	22,1	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,07	YAT 203
	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,09	YAR 203-2F
20	47	25,5	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,11	YAT 204
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,14	E2.YAR 204-2F
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,14	YAR 204-2F

En tabla 2-22 no está el valor de 18mm para $d=18$ y se debe buscar un valor de P que esté por encima de la carga radial, $P = 426.016 \text{N} = 0,426 \text{KN}$.

En la siguiente tabla, se puede apreciar que la carga límite de fatiga más cerca corresponde a 0,475 KNm en donde se dispone para un diámetro de 30 mm y diámetro externo de 62mm y un carga dinámica de 19,5KN por encima del calculado.

Con los anteriores datos garantizamos que la chumacera no sufrirá esfuerzos provenientes del Sistema de transmisión y del torque generado por el motor.

Ilustración 2-23: Selección chumaceras

Dimensiones							Capacidad de carga básica dinámica estática C ₀	Carga límite de fatiga P ₀	Velocidad límite con tolerancia del eje h ₆	Masa	Designación	
d	D	B	C	d ₁	s ₁	r _{1,2} min.						
mm							kN	kN	r. p. m.	kg	-	
12	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,11	YAT 203/12-2F
15	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,1	YAR 203/15-2F
17	40	22,1	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,07	YAT 203
	40	27,4	12	24,2	15,9	0,3	9,56	4,75	0,2	9 500	0,09	YAR 203-2F
20	47	25,5	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,11	YAT 204
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,14	E2.YAR 204-2F
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,14	YAR 204-2F
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	5 000	0,14	YAR 204-2RF
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	10,8	6,55	0,28	5 000	0,14	YAR 204-2RF/HV
25	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	5 000	0,14	YAR 204-2RF/VE495
	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	1 800	0,15	YARAG 204
	52	27,2	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,14	YAT 205
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,19	E2.YAR 205-2F
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,17	YAR 205-2F
30	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	4 300	0,17	YAR 205-2RF
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	11,9	7,8	0,335	4 300	0,18	YAR 205-2RF/HV
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	4 300	0,18	YAR 205-2RF/VE495
	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	1 500	0,19	YARAG 205
	62	30,2	18	39,7	21	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,23	YAT 206
38,1		18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,3	E2.YAR 206-2F	
38,1		18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,28	YAR 206-2F	
38,1		18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	3 800	0,28	YAR 206-2RF	
38,1		18	39,7	22,2	0,6	16,3	11,2	0,475	3 800	0,29	YAR 206-2RF/HV	
38,1		18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	3 800	0,29	YAR 206-2RF/VE495	
62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	1 200	0,3	YARAG 206	

$$d = 30mm$$

$$D = 62mm$$

$$C = 19,5KN$$

$$P = 0.475KN$$

Se usan en la siguiente ecuación:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Sustituyendo,

$$L_{10} = \left(\frac{19.5KN}{0.475KN}\right)^3$$

Tenemos.

$$L_{10} = 69186.76 \text{ millones de ciclos}$$

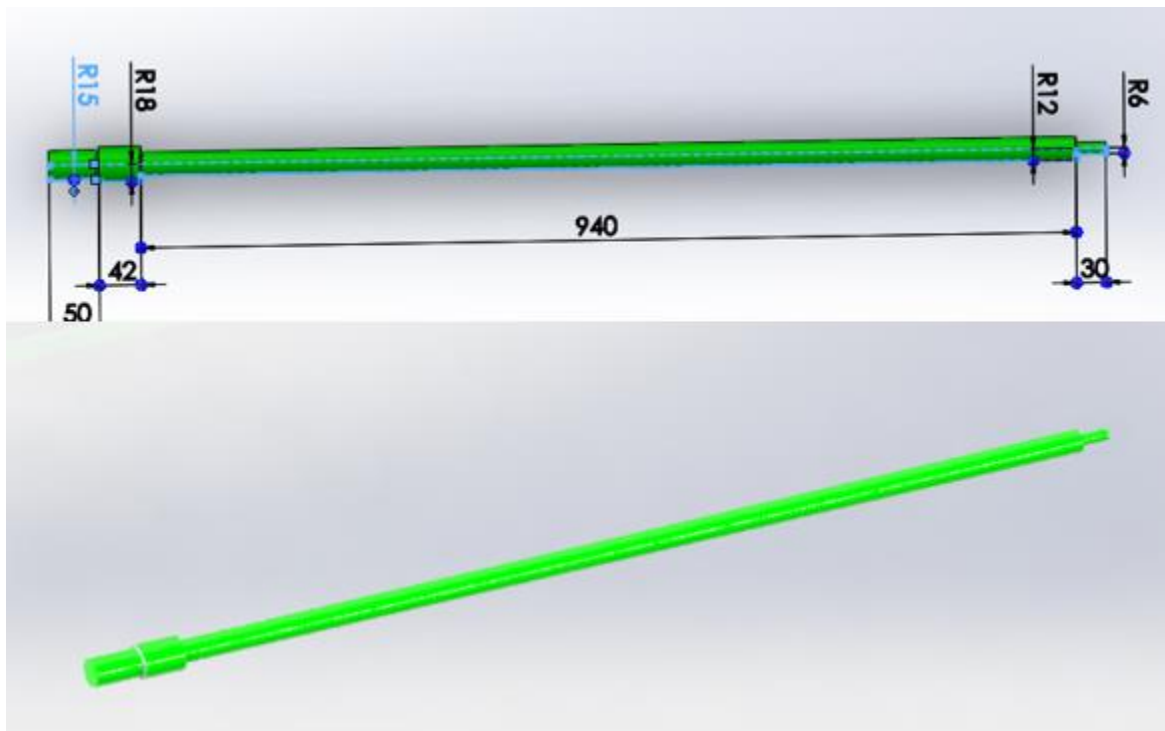
L₁₀ = 69186.76 millones de ciclos, es superior a 6,58 millones de ciclos por lo tanto, la selección del rodamiento es el adecuado. Designación del rodamiento de inserción YAT – 206.

Ahora como ambos rodamientos quedaron con un trabajo extendido a futuro por sus millones de ciclos, se diría que el mantenimiento de estos sería basado en una buena lubricación, ya que dichos rodamientos no sufrirán por cargas excesivas según los anteriores resultados.

De igual forma el modelo nuevo de diseño planteado inicialmente en la geometría cambia debido al pasar de un diámetro de 18 mm a 30 mm.

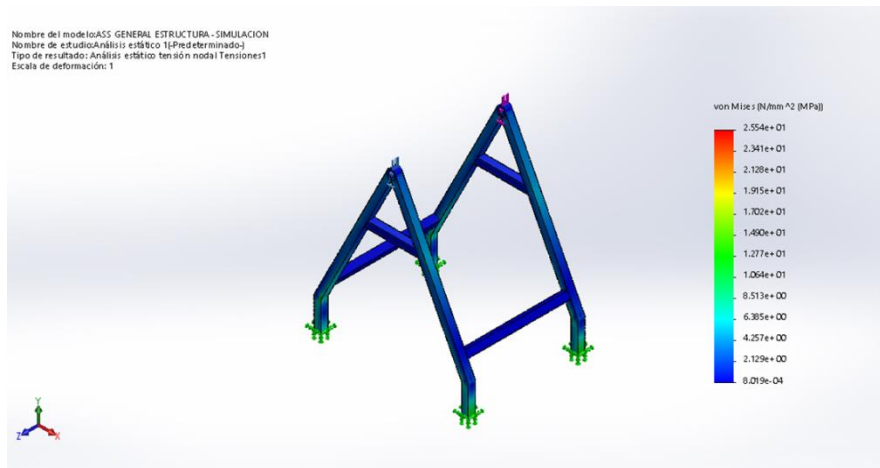
Con: $d_1=12\text{mm}$, $d_2=24$, $d_3=36$ y $d_4 =30\text{mm}$

Ilustración 2-15: Medidas eje



2.7. Simulación estática de estructura

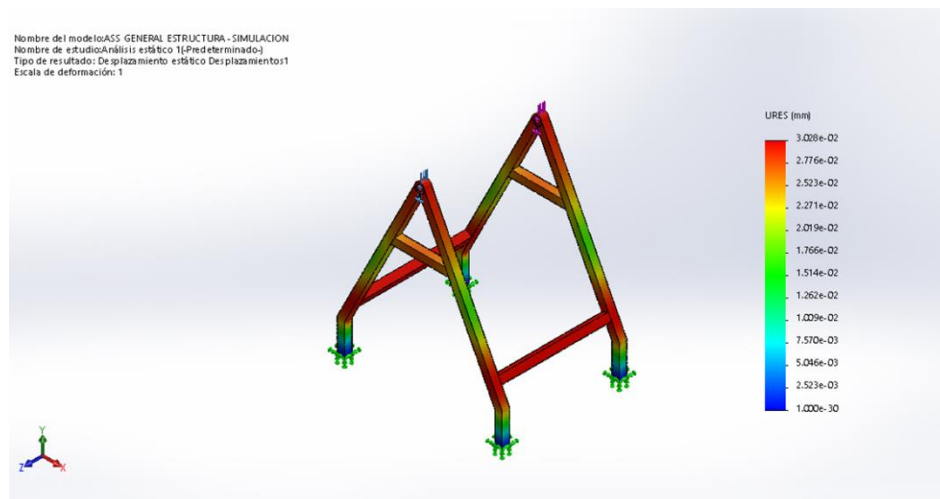
Ilustración 2-13: Análisis de tensión



Fuente: Autor

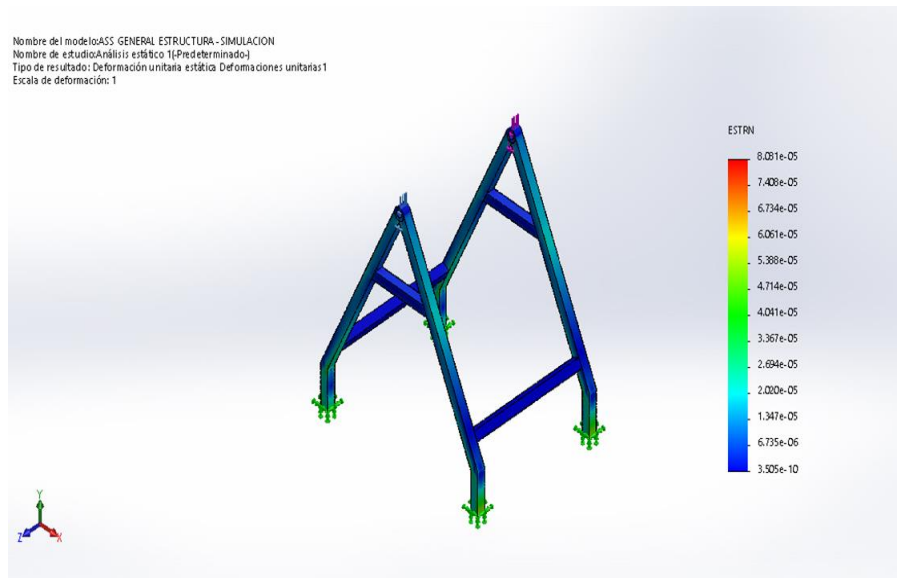
De acuerdo a lo anterior la máxima tensión que puede soportar la estructura es de $2.554e+01$ N/mm² (MPa), para el nodo 255562

Ilustración 2-14: Análisis de desplazamiento



Fuente: Autor

El máximo desplazamiento que puede sufrir la estructura es de $3.028e-02$ mm

Ilustración 2-15: Deformación unitaria

Fuente: Autor

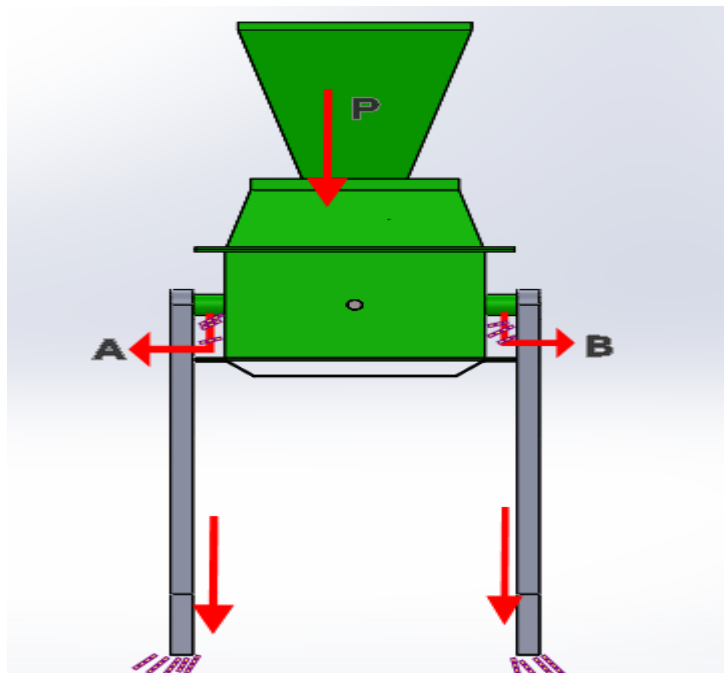
La máxima deformación alcanzada por la estructura es de $8.081e-05$

Diagrama de cuerpo libre de la maquina de descolado

Anexo 1

Es el peso de la máquina en general (P) sin la estructura, entonces como ella pivota en los bujes de la estructura, entonces la colocamos como una carga (P)

Los puntos A y B son Las reacciones en estos bujes, entonces para la estructura está va hacer nuestra condición principal por lo tanto si decimos que (P) como es una carga que está puntual y en cuanto a las reacciones como la estructura es simétrica entonces podemos decir que la reacción en A es $P/2$ y la reacción B es $P/2$



P= PESO DE LA CAJA



$$Rax = \frac{P}{2}$$

$$RbY = \frac{P}{2}$$

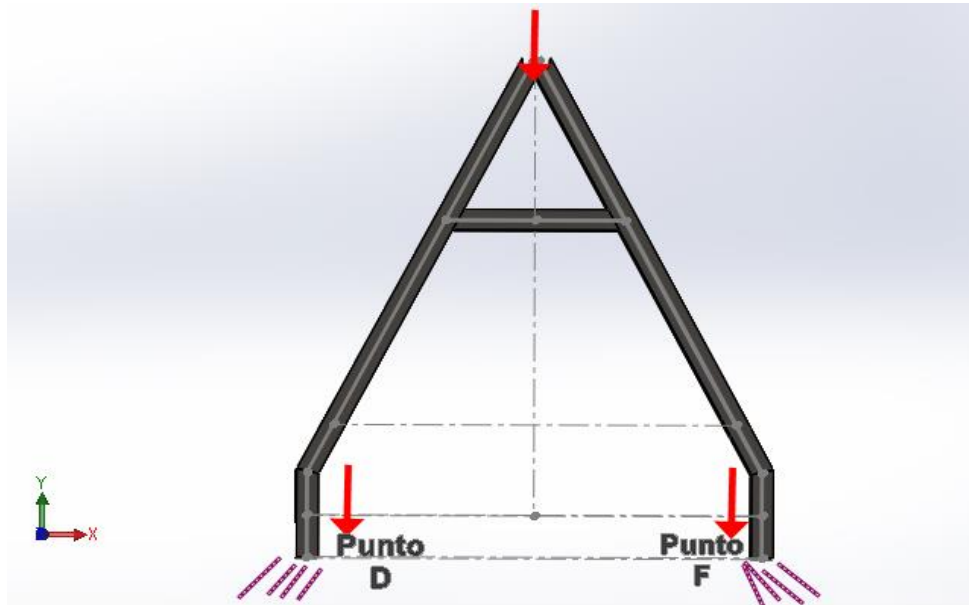
Entonces ya con las reacciones en los bujes miramos la estructura en una vista frontal entonces necesitamos hallar son las reacciones en las patas de la estructura.

Entonces la fuerza en el buje es $P/2$ y como la estructura es simétrica pues la reacción va hacer $P/4$ podemos evidenciar en shirley (diagramas de cuerpo libres estándares de como es una viga simplemente apoyada con una carga que es simétrica a la longitud de A y B de

los laterales son simétricos entonces las cargas y las reacciones van hacer de las misma manera

Ya con las reacciones

$$Ray = \frac{P}{2}$$



$$RDy = \frac{P}{4}$$

$$RFy = \frac{P}{4}$$

2.8. Materiales

2.7. Material Eje

Ilustración 2-16: Tabla de valores de resistencia de aceros (ASTM)

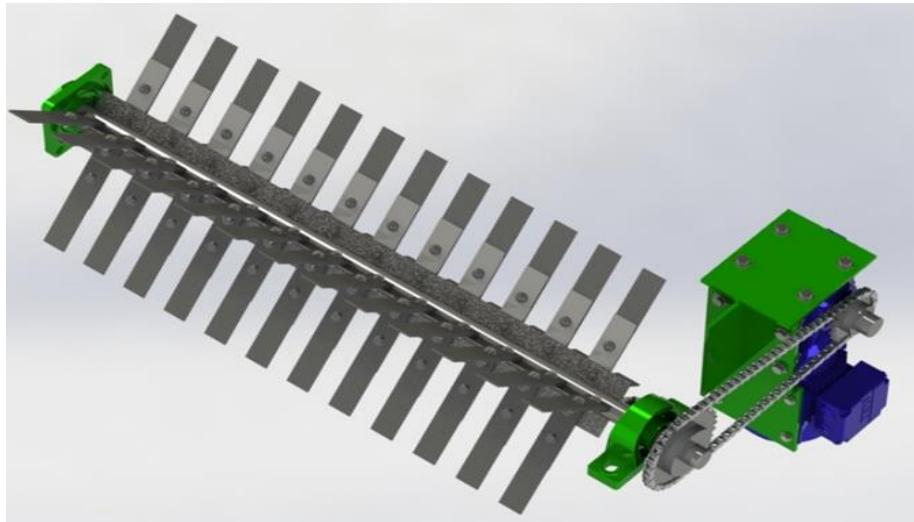
1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131

Fuente: Aceros y metales

2.8. Diseño maquina en 3D

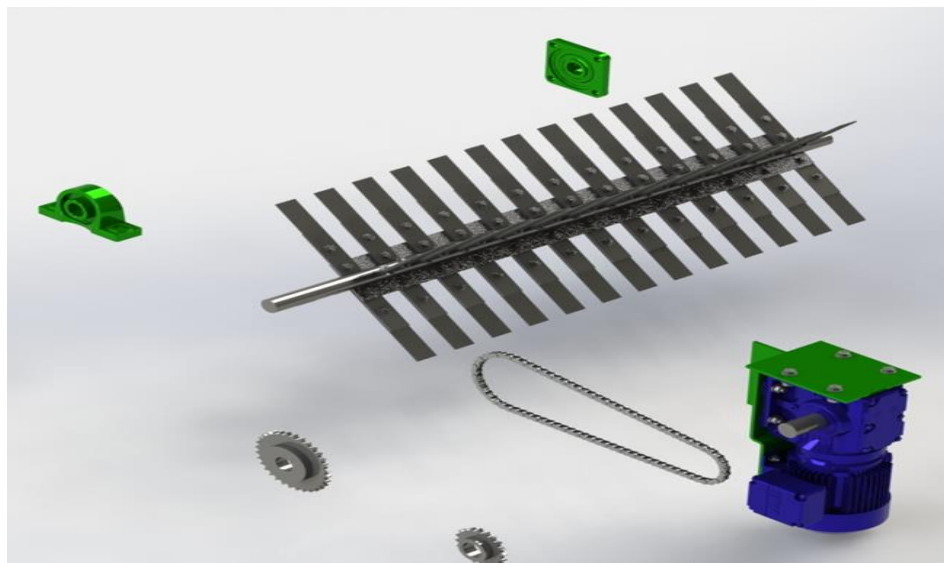
Con el dimensionamiento básico de la máquina y sus elementos de transmisión mecánicos, se realiza el modelo 3D

Ilustración 2-17: Diseño Mecanismo transmisión (eje-polea/piñón-motoreductor)



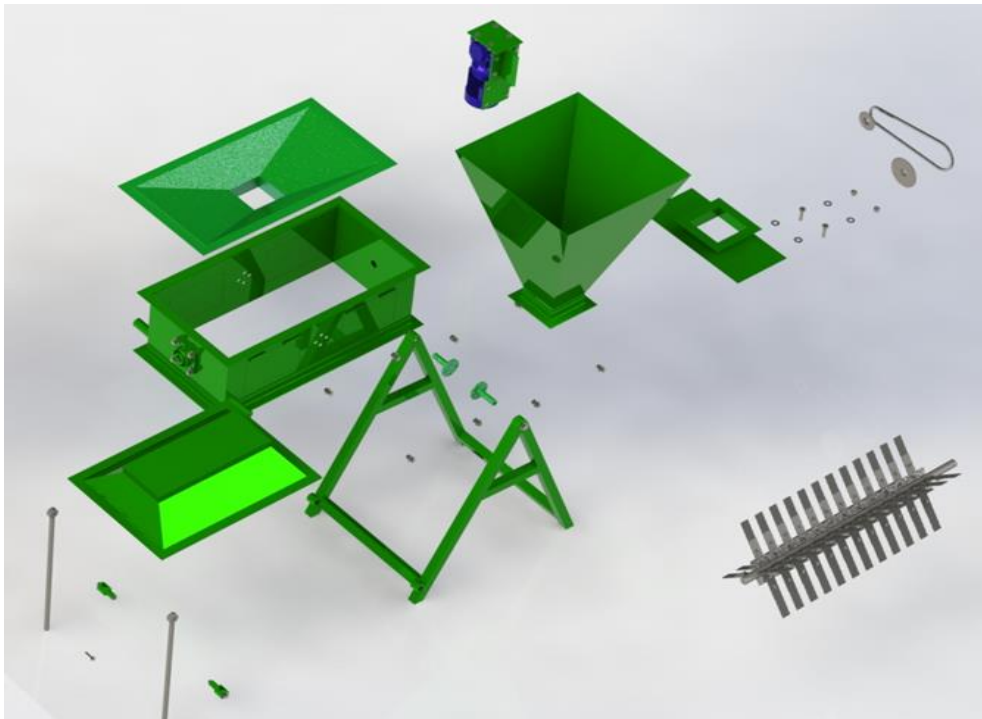
Fuente: Solidwork

Ilustración 2-18: Explosión mecanismo transmisión (eje-polea/piñón-motoreductor)



Fuente: Autor-Solidwork

Ilustración 2-19: Explosión general maquina



Fuente: Autor-solidwork

3. Resultados

3.1. Construcción de la máquina

La construcción de la maquina descoladora para la empresa NAVICAR SA se realizó en el municipio de Colombia del Huila; las tareas de corte y soldadura se realizaron en taller de mecánica del pueblo, y algunos elementos que incluían tareas de corte, lijado y pintado de piezas se realizaron en el lote de Navicar S.A.

3.1.1. Recomendaciones de seguridad

Es importante que previo a la construcción se tengan en cuenta las siguientes recomendaciones de seguridad con el fin de evitar incidentes que puedan afectar la integridad de la persona; dentro de estos tenemos:

1. Uso de gafas de seguridad en tareas de acabado o pulido que implica el uso de máquinas pulidoras.
2. Guantes de seguridad, que de acuerdo a la tarea pueden ser de Badana, de uso eléctrico o aisladores.
3. Botas de seguridad: preferiblemente aislantes de corriente eléctrica.
4. Caretas para soldadura: con el fin de evitar daños oculares por exposición directa.
5. Overol, se usa como elemento de protección durante todo el proceso.

3.1.2. Construcción tolva de alimentación

En esta etapa una vez cortado y soldada la tolva de alimentación se arma la base de la boquilla que da paso al grano seco a la caja de descolado donde se encuentra el eje; una vez se instala mediante tornillos de 3/8 "a la base de la tolva se procede a pulir y pintar;

Ilustración 3-1: Acople de tolva a base de tapa de paso a caja de descolado



Fuente: Autor

3.1.3. Construcción tapa y base a caja descoladora

En esta etapa se arma la base y la tapa de la caja descoladora que contiene el eje que realiza la operación de descolado; la apertura de huecos para el acople mediante tornillos tanto de la base como de la tapa, pasando luego por un pulido.

Ilustración 3-2: Armado de tapa y base de caja descoladora



Fuente: Autor

3.1.4. Construcción de chasis

Esta etapa comprende corte soldadura y armado del a estructura o chasis que soportara los elementos en conjunto de la maquina descoladora.

Ilustración 3-3: Ensamble de estructura o chasis maquina descoladora



Fuente: Autor

3.1.5. Construcción Eje de maquina descoladora

En esta etapa una vez cortado y mecanizado el eje se soldaron las platinas a la estructura acoplada al eje: se soldaron las platinas metálicas a las cuales van fijadas las paletas de material encauchetado, para realizar el descolado o limpieza de la vainilla que contiene el cardamomo una vez secado en el horno industrial que se construyó de forma paralelo a la máquina.

Ilustración 3-4: Ensamble de eje descoladora



Fuente: Autor

3.1.6. Ensamble piezas maquina descoladora

En esta etapa se acoplarán los componentes de la maquina descoladora como motoreductor, instalaciones eléctricas, túnel y tolva de alimentación, chasis eje descoladora caja descoladora y tapas de caja descoladora.

Ilustración 3-5: Ensamble maquina



Fuente autor:

En la ilustración 3-6 se observa el resultado del acople del motoreductor, la instalación eléctrica, el armado y ajuste del chasis y eje de la maquina descoladora.

Ilustración 3-6: Ensamble maquina



Fuente: Autor

Dentro de los aspectos utilizados en el proceso de los resultados se encuentran asociados los costos de fabricación los cuales se presentan a continuación.

Presupuesto		\$
Motoreductor	\$	1.170.000

Laminas	\$	500.000
Material estructura	\$	300.000
Chumaceras	\$	70.000
Tornillos y tuercas	\$	42.000
polea y cadena	\$	115.000
Piñones	\$	25.000
Banda transportadora Paletas	\$	80.000
Sub total	\$	2.302.000
Iva (19%)	\$	2.739.380

3.2. Prueba piloto

Para la realización de la prueba piloto se procesaron diferentes lotes con variación de pesos y se tomó el tiempo que duró la máquina en descolar las diferentes cantidades con se muestra en la tabla 3-7; el comportamiento de la máquina se puede identificar en la gráfica 3-1, que, si promediamos los pilotos 3,4, 5, 6, en cantidad y tiempo de proceso el resultado final infiere que para procesar 120 Kg emplea 60,5 min.

Ilustración 1. Secuencias de alimentación tolvas prueba piloto



Fuente: Autor

Ilustración 2. Salida semilla maquina descoladora



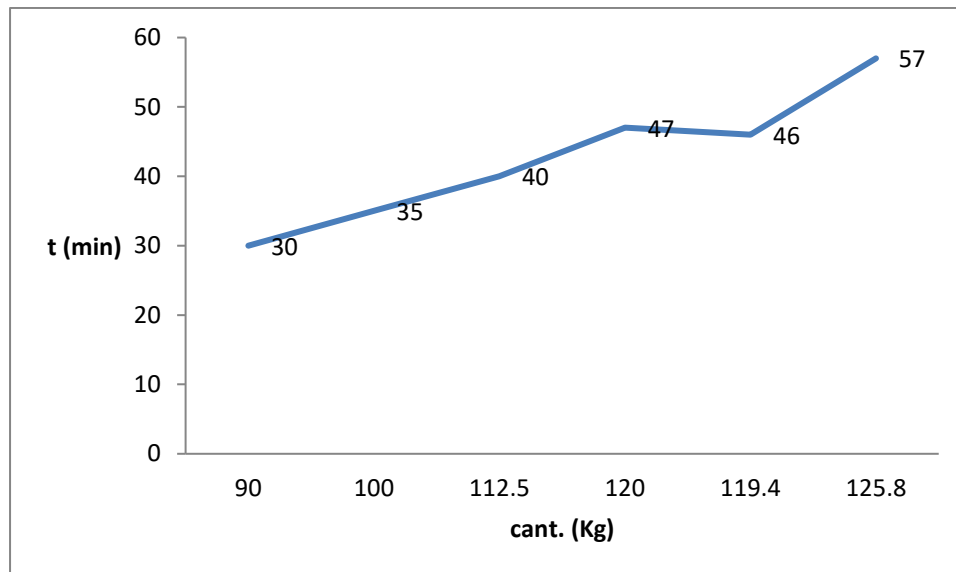
Fuente: Autor

Ilustración 3-7: Consolidado datos prueba piloto

Piloto	Cant. (kg)	t (Min)
1	90	30
2	100	35
3	112.5	40
4	120	47
5	119.4	46
6	125.8	57

Fuente: Autor

Grafica 3- 1 : Tiempo vs cant. a procesar



Fuente: Autor

Resultado proceso escalado

Ilustración 3-8: Piloto 1



Fuente: Autor

Prueba con 90 kg de cardamomo amarillo, el cual empleo 25 minutos para el descolado; terminado el proceso de descolado se identifica que la semilla previamente seca no contiene material orgánico como vainas o sepas de otra flor, por lo tanto, esta semilla

sirve para comercialización; se identifica funcionalidad del eje adaptado con las platinas encauchetado para limpieza

Ilustración 3- 9: Piloto 2



Fuente: Autor

Semillas limpias en piloto 2, se aumentó a 100 Kg la cantidad y el tiempo de proceso fue de 28 min; de acuerdo a criterio del ingeniero calidad, las semillas cumplen con los requerimientos para ser comercializada, lo que valida el hecho de que, a nivel funcional, es decir de limpieza de la semilla seca, la maquina cumple en esta segunda prueba.

Ilustración 3-10: Piloto 3



Fuente: Autor

Prueba 3 con 112, 5 Kg de Cardamomo tipo mixto (verde – amarillo), recién cogido y previamente secado en horno industrial, es pasado a máquina descoladora empleando un tiempo de 30 min, la semilla limpia, sin embargo se observa un parte del tallo en 2 semillas que no son representativas como producto de rechazo, las semillas son validadas para comercializar de acuerdo a criterio de calidad.

Ilustración 3-11: Piloto 4



Prueba 4 realizada con 120 Kg de cardamomo, el tiempo empleado del proceso fue de 34 min, una vez descolado la semilla termino limpia; empacada y de buen olor tal cual como los pilotos anteriores, la semilla se puede comercializar.

Ilustración 3-12: Piloto 5



Fuente: Autor

Prueba realizada con 119.4 kg, los cuales fueron descolados en 33 min; condiciones de limpieza de semilla acorde con requerimientos del cliente para su comercialización.

Ilustración 3-13: Piloto 6



Fuente: Autor

Prueba realizada con 125,8 kg, los cuales fueron descolados en 40 min; condiciones de limpieza de semilla acorde con requerimientos del cliente para su comercialización.

4. Conclusiones Y Recomendaciones

Conclusiones

Se logró el diseño y la construcción de una máquina para el proceso descolado para la empresa Navicar S.A, cuyas características de producción es procesar 112 kg en 40 minutos.

La máquina utiliza un sistema de paletas las cuales van acoplados a un eje el cual es movido por un sistema de transmisión de potencia piñón cadena-eje y la función de este es ejercer una pequeña fuerza a la semilla con el fin de extraer el material orgánico seco después del secado.

Con respecto al objetivo uno, el requerimiento sobre volumen a procesar por parte de Navicar S.A fue de mínimo 10 arrobas (112,5) en un tiempo de 30 minutos; con respecto al diseño de la maquina el primer sistema diseñado para la construcción es el de motoreductor-piñón, cadena – eje; se calculó un piñón motriz de 20 dientes que trasmite la potencia y movimiento al piñón de 32 dientes; este piñón se encuentra acoplado al aje de la descoladora; para cumplir con esto, el motoreductor debe tener como mínimo 244 rpm de salida, los materiales seleccionados para construir el eje es el AISI 1020, el cual se seleccionó por poseer un mayor grado de dureza ya que el eje está sometido a grandes cargas y variaciones de las mismas.

Con respecto al objetivo 2 de seleccionar los materiales con respecto a la máquina se emplearon dos mecanismos uno que es la transmisión potencia-eje y otro que es el de chumaceras que es el que ayuda a transmitir la potencia del eje de salida al eje de entrada.

Los materiales seleccionados para construir la máquina son el acero al carbono estirado en frío 1020 por el cual se construyó el eje, para la construcción de la carcasa se utilizó una lámina A36 ESP 1.5”

Para la estructura de utilizo tubo cuadrado 1 ½” x 1 ½” ESP 1.5

Se empleó una banda transportadora para diseñar las paletas de las 4 vistas del eje que en 2 va una combinación de 12 paletas y en las otras 2 una combinación de 13 paletas las cuales tienen una forma rectangular que el objetivo es imprimir una mínima fuerza para retirar el orgánico seco que sale después del proceso de secado. Con respecto al equipo es un motor y un reductor. La máquina emplea un sistema básico mecánico que

es la combinación de rodamiento eje y piñón para efectuar un movimiento para realizar la operación de descolado.

Con respecto al objetivo 3. Para probar el nivel de volumen procesado en función del tiempo se hicieron 6 pruebas pilotos las cuales constaron de diferentes pesos de kg. Fueron vaciadas en la tolva y a partir del momento que se activó la máquina. Comenzó a llevarse el registro del tiempo hasta que se terminara de procesar toda la cantidad vaciada en la tolva, esta relación de tiempo en el caso de la primera prueba piloto se hizo con 90 kg en 30 minutos. La segunda prueba se hizo con 100 kg en un tiempo de 35 minutos, la tercera prueba se hizo con 112.5 en un tiempo de proceso de 40 minutos la cuarta prueba piloto se hizo con 119.4 en un tiempo de 46 minutos la quinta prueba se hizo con 120 kg en un tiempo de 47 minutos y la sexta prueba piloto se hizo con 125.8 kg en un tiempo de 57 minutos.


De acuerdo a esta relación de tiempo y cantidad se estableció que la máquina procesa 112.5 kg que pues era una petición del cliente en 40 minutos De acuerdo al requerimiento que se trazó de procesar 112 kg pues esto lo procesa en 40 minutos.

Recomendaciones

Se recomienda instala un mecanismo de paro de emergencia, en caso de presentarse algún incidente relacionado con la operación de la maquina

Se debe evaluar la opción de automatizar la maquina en el sistema de alimentación desde el ducto de alimentación a la tolva de alimentación ya que estas actividades se realizan de manera manual

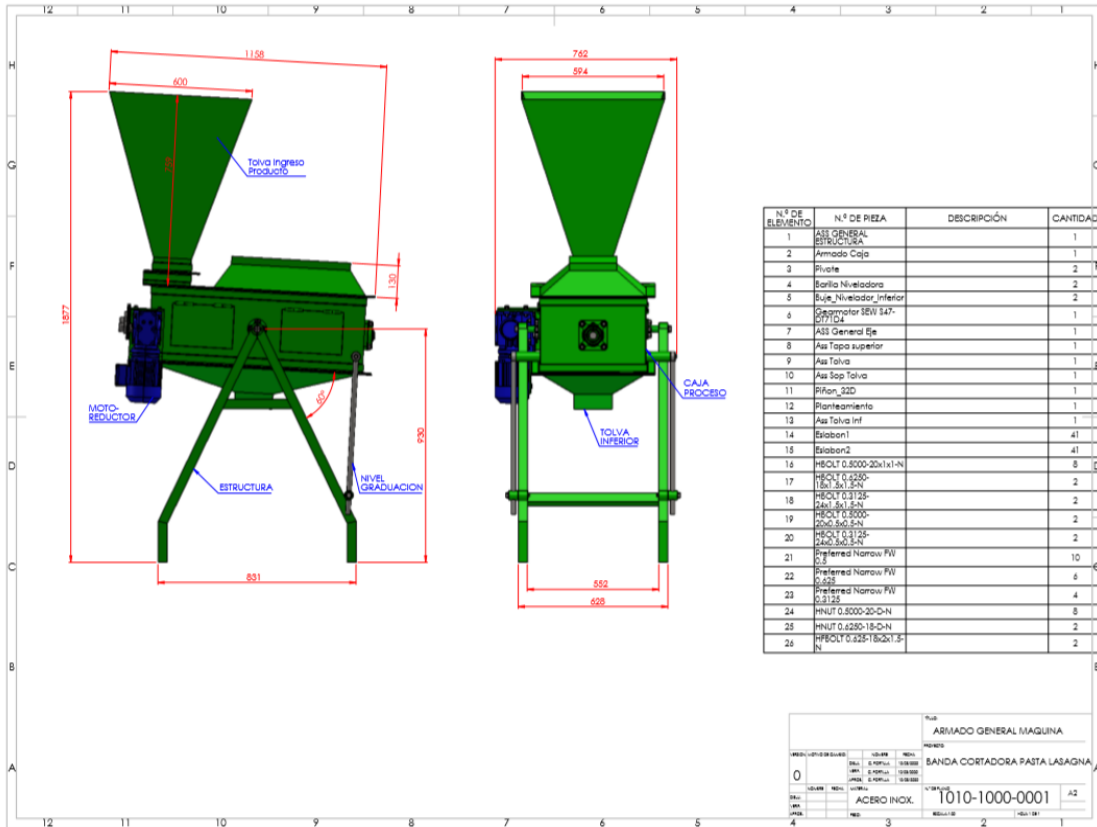
Anexo A: Tabla de motores



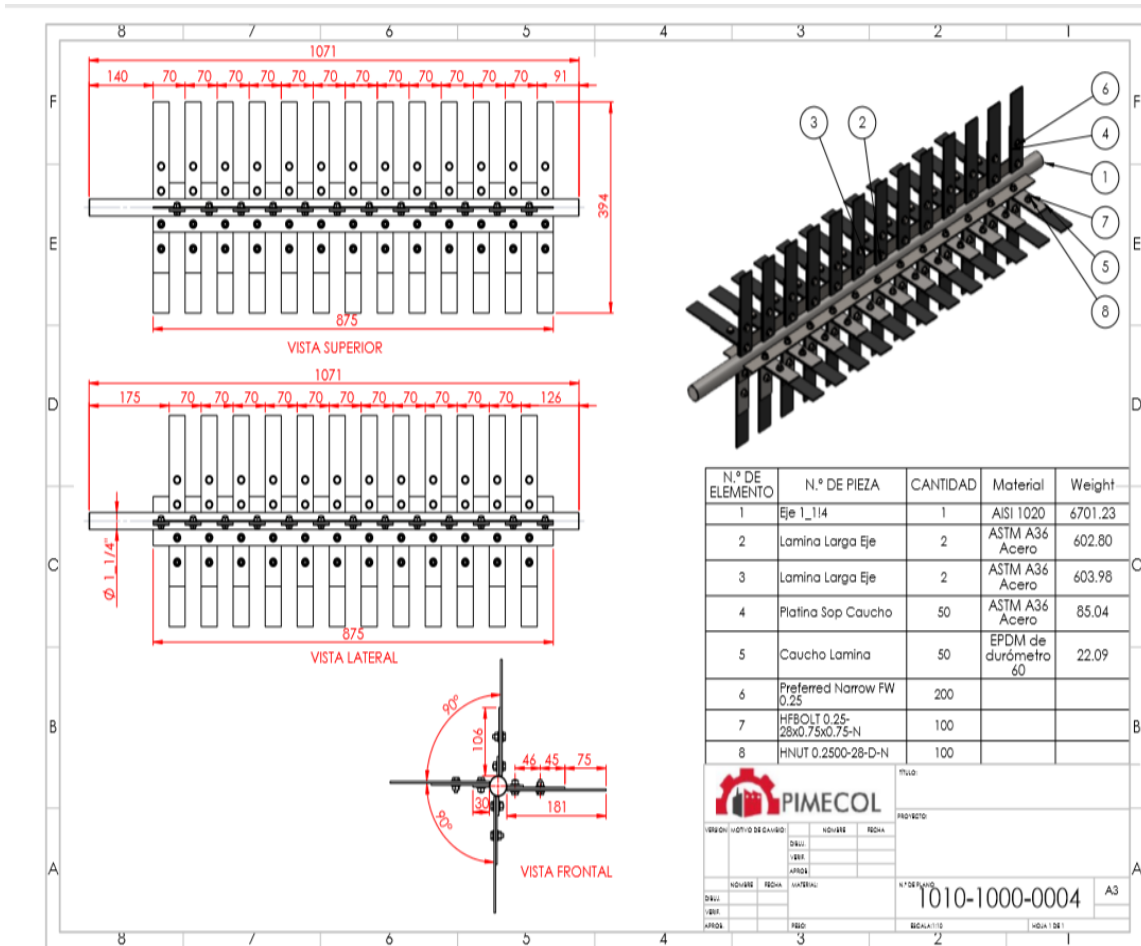
YBN MOTORCYCLE CHAIN SPECIFICATION

YBN Chain No.	Pitch x Width		Roller Dia R	Links				Pin			Average Strength	Cylinder cc (max)
	F x W			Height		Thickness		D	Lengths			
	Inch	m/m	H1	H2	T1	T2	F		G			
Regular												
25	1/4"x1/8"	6.35x3.18	3.30	5.05	5.80	0.75	0.75	2.30	3.30	4.50	400	
415E	1/2"x3/16"	12.70x4.76	7.77	10.20	10.20	1.00	1.50	3.06	6.15	7.30	1650	80cc
420	1/2"x1/4"	12.70x6.35	7.77	10.20	11.80	1.50	1.50	3.06	7.50	8.40	1750	90cc
425	1/2"x5/16"	12.70x7.94	7.77	10.20	11.80	1.50	1.50	3.06	8.55	9.70	1800	100cc
428	1/2"x5/16"	12.70x7.94	8.50	10.20	11.90	1.50	1.50	4.44	8.55	9.70	1850	125cc
428S	1/2"x5/2"	12.70x8.2	8.50	10.20	11.90	1.50	1.50	4.44	7.00	8.40	1850	125cc
520	5/8"x1/4"	15.875x6.35	10.16	13.00	14.80	2.00	2.00	5.06	9.30	10.10	3100	280cc
525	5/8"x5/16"	15.875x7.94	10.16	13.00	14.80	2.00	2.00	5.06	9.30	10.90	3100	400cc
530	5/8"x3/8"	15.875x9.53	10.16	13.00	14.80	2.00	2.00	5.06	10.10	11.60	3100	500cc
Heavy Duty												
25H	1/4"x1/8"	6.35x3.18	3.30	5.05	5.80	1.00	1.00	2.30	4.50	5.10	560	
25FH	1/4"x1/8"	6.35x3.18	3.30	5.05	5.80	0.75	0.75	2.30	3.30	4.50	400	
415H	1/2"x3/16"	12.70x4.76	7.77	10.20	11.80	1.50	1.50	3.06	6.40	7.80	1750	70cc
420H	1/2"x1/4"	12.70x6.35	7.77	10.20	11.80	1.80	1.80	3.06	8.10	8.95	1900	125cc
428H	1/2"x5/16"	12.70x7.94	8.50	11.20	12.20	1.80	1.80	4.44	8.90	10.20	2300	150cc
428HD	1/2"x5/16"	12.70x7.94	8.50	11.20	12.20	2.00	2.00	4.44	9.30	10.70	2600	200cc
520H	5/8"x1/4"	15.875x6.35	10.16	13.00	14.80	2.40	2.40	5.06	9.30	10.90	3300	500cc
525H	5/8"x5/16"	15.875x7.94	10.16	13.00	14.80	2.40	2.40	5.06	10.00	11.60	3300	750cc
530H	5/8"x3/8"	15.875x9.53	10.16	13.00	14.80	2.40	2.40	5.06	10.90	12.40	3300	750cc
O-Ring Chain Series												
Standard												
520SO	5/8"x1/4"	15.875x6.35	10.16	13.00	14.80	2.00	2.00	5.06	10.20	10.60	3100	
525SO	5/8"x5/16"	15.875x7.94	10.16	13.00	14.80	2.00	2.00	5.06	11.00	11.40	3100	
530SO	5/8"x3/8"	15.875x9.53	10.16	13.00	14.80	2.00	2.00	5.06	11.85	12.25	3100	
Heavy Duty												
428HO	1/2"x5/16"	12.70x7.94	8.50	11.20	12.20	1.80	1.80	4.44	10.10	11.50	2300	200/150
520HO	5/8"x1/4"	15.875x6.35	10.16	13.00	14.80	2.40	2.40	5.06	10.90	11.30	3300	
525HO	5/8"x5/16"	15.875x7.94	10.16	13.00	14.80	2.40	2.40	5.06	11.70	12.10	3300	
530HO	5/8"x3/8"	15.875x9.53	10.16	13.00	14.80	2.40	2.40	5.06	12.55	12.95	3300	
Extra Heavy Duty												
520FHO	5/8"x1/4"	15.875x6.35	10.16	15.10	15.10	2.40	2.40	5.24	10.90	11.30	3700	250/500
525FHO	5/8"x5/16"	15.875x7.94	10.16	15.10	15.10	2.40	2.40	5.24	11.70	12.10		
530FHO	5/8"x3/8"	15.875x9.53	10.16	15.10	15.10	2.40	2.40	5.24	12.55	12.95	3700	900/650
X-Ring Chain Series												
Heavy Duty												
520F3X	5/8"x1/4"	15.875x6.35	10.16	15.10	15.10	2.00	2.00	5.24	10.20	10.60	3600	750/750
525F3X	5/8"x5/16"	15.875x7.94	10.16	15.10	15.10	2.00	2.00	5.24	11.00	11.40	3000	400/400
530F3X	5/8"x3/8"	15.875x9.53	10.16	15.10	15.10	2.00	2.00	5.24	11.85	12.25	3400	750/650
Extra Heavy Duty												
520FHX	5/8"x1/4"	15.875x6.35	10.16	15.10	15.10	2.40	2.40	5.24	10.90	11.30	3800	1000/750
525FHX	5/8"x5/16"	15.875x7.94	10.16	15.10	15.10	2.00	2.00	5.24	11.70	12.10	4000	1000/750
530FHX	5/8"x3/8"	15.875x9.53	10.16	15.10	15.10	2.40	2.40	5.24	12.55	12.95	4000	1000/750

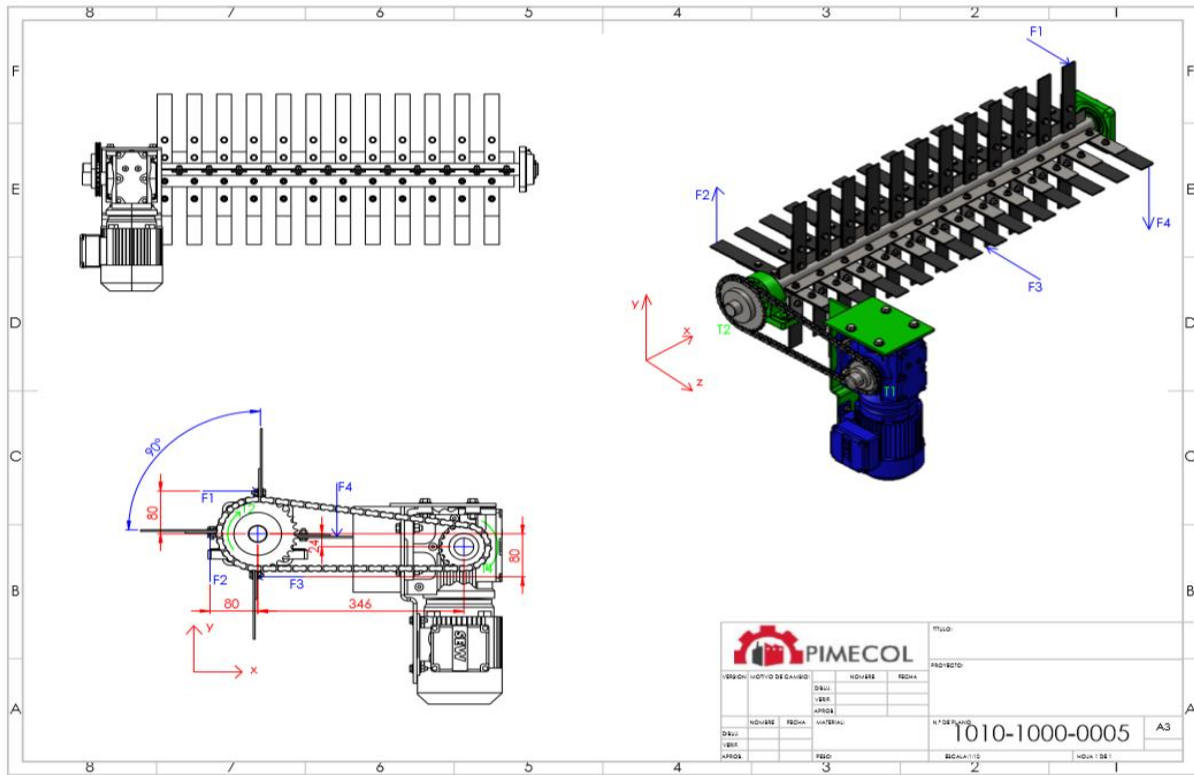
Anexo B: Banda cortadora



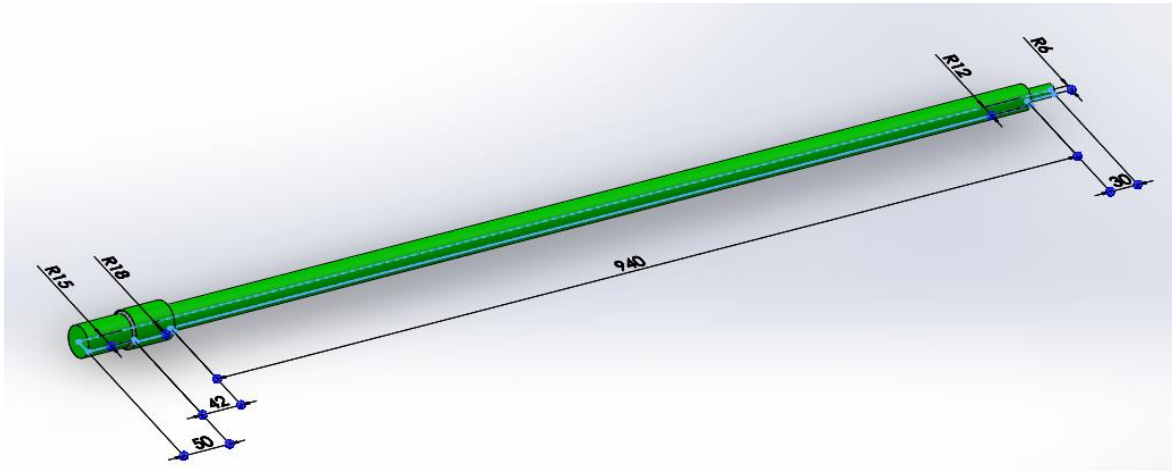
Anexo C: Eje



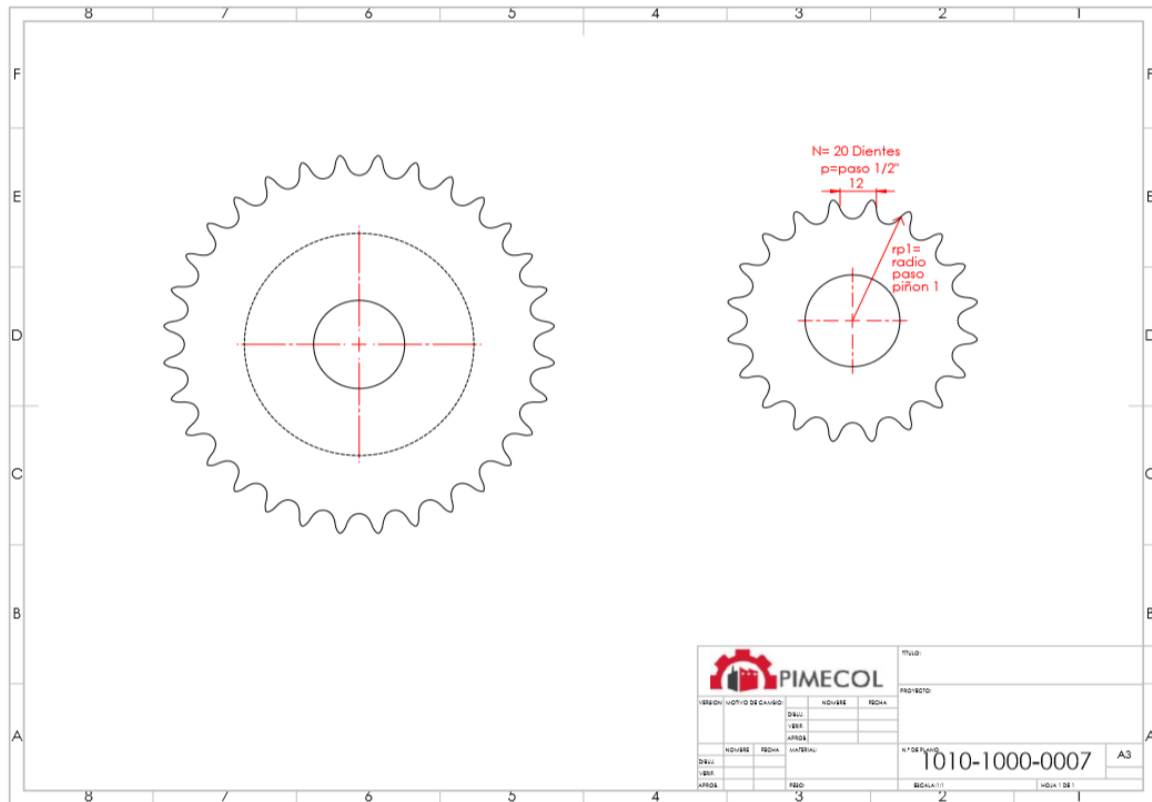
Anexo E: Eje



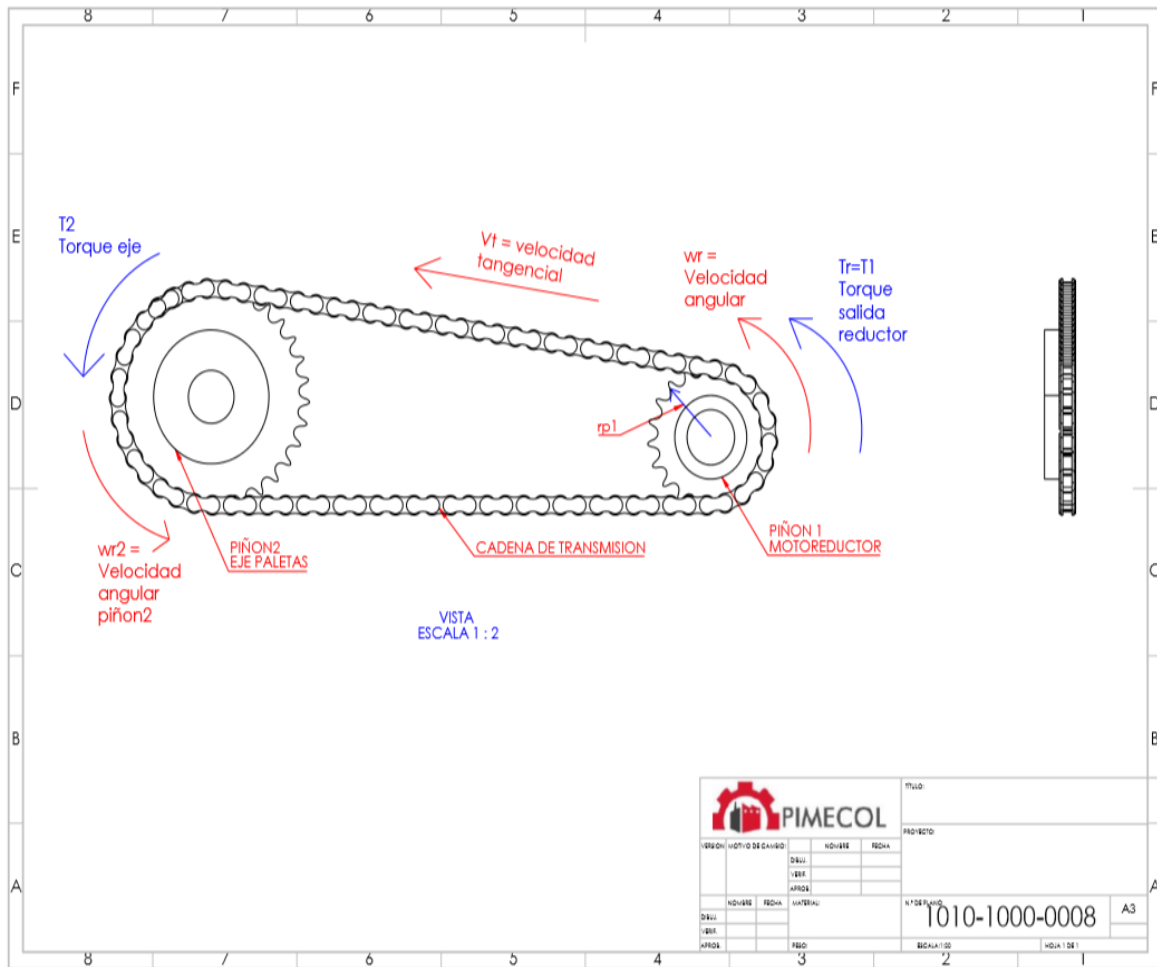
Anexo F: EJE



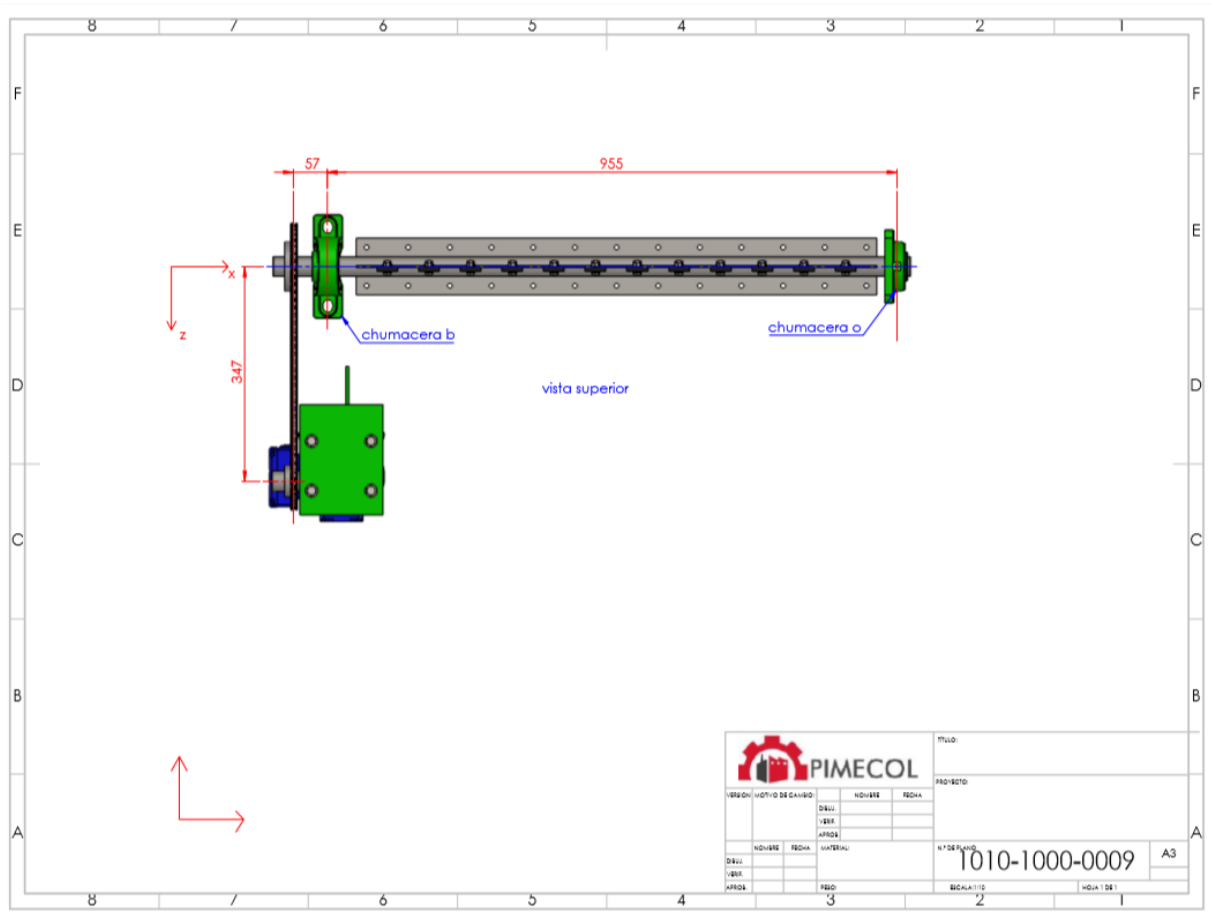
Anexo G: Piñón




Anexo H: Relación cadena



Anexo I: Transmisión potencia



 PIMECOL		ESTUDIO	
		PROYECTO	
VERSION	INDICIO DE CAMBIO	INDICIO	FECHA
		DESU	
		VERI	
		APROB	
DESU	INDICIO	FECHA	MATERIAL
VERI			
APROB		FECHA	
		NÚMERO DE PLANOS: 1010-1000-0009	
		ESCALA: 1:1	
		HOJA 1 DE 1	
		A3	

5. Bibliografía

Acerosidealiados, «Acerosidealiados,» 12 ENERO 2028. Available:
<http://www.acerosidealiados.com/index.php/sae-aisi-1018>. [Último acceso: 23 abril 2020].

Arenales L., J. C. (2017). Proyectos de elementos de acoplamientos. Bogotá: LJM.
Obtenido de <https://docplayer.es/22908831-Ejes-proyectos-de-ingenieria-mecanica-ing-jose-carlos-lopez-arenales.html>

Bavarezco, Guilleomor. 2013. *Procedimeinto para el diseño de ejes*. Bogota : GAP , 2013.

Barreiro, P., & Altisent Ruiz, M. (2000). Propiedades Mecánicas y Calidad de Frutos. *Frutícola profesional*, 49-51.

Besa G., A. J., & Valero C., F. J. (2016). *Diseño de Maquinas*. Valencia (España): Universidad Politécnica de Valencia.

Calister, W. (2000). *Ciencia e ingeniería de los materiales*. México: Revertí.

De paz S, Jose F. 20010. *Fortalecimeinto de la cadena productiva de cardamomo*. Guatemala : scielo.org, 20010.

Doria, jesica. 2010. *Generalidades sobre las semillas: Producción, conservacion y almacenamiento*. Haban (Cuba) : Scielo.org, 2010.

D. Myszca, Maquinas y mecanismos, México D.f.: Pearson, 4 ta edición, 2012.

Fierro, V., Villar, N., Wenger, E., Ansaldi, A., & Gabarain, R. (2018). Mechanical properties estimation of AISI 304L stainless steel sheet using SPT. Buenos Aires, Argentina: Scielo.

Garcia, Guillermo. 1985. *Una teoría general de análisis en el diseño de maquinas*. Bogota : U. Nacional, 1985.

Hern Patiño D, án Darío, López P, Luis M y Santos M, Eduardo. 2017. *Metodología del diseño y modelado de un accionamiento mecanico*. Pereira : UTP -Pereira, 2017.

Hernández, a. C. (2015). Engranajes. Bogotá: Unam.

Hincapie M, Herson. 2011. *Predicción, Experimentación y Simulación en la fuerza de rozamiento*. Bogotá : U. Nacional, 2011.

J. I. Pedrero M, Tecnologías de Maquinas tomo II, Uniones, Engranajes, Transmisiones, Bogotá: UNED, 2018.

Manzur, A. 2008. *Cuando la fuerza de fricción estática se convierte en fuerza de fricción cinética y viceversa*. Mexico D.F. : Scielo.org, 2008.

Meneses B, Jose A. 2014. *Diseño y construccion de una maquina estampadora*. Quito (ecuador) : Scielo.org, 2014.

Mott, R. (2006). Diseño de elementos de máquinas. México D.F.: Pearson.

Mott, R. (2009). Resistencia de los materiales. México: Pirsol.

seedprocessing. 2014. seedprocessing. [En línea] 12 de Junio de 2014. [Citado el: 27 de Abril de 2020.]
https://www.seedprocessing.nl/es/17/119/equipo_de_precisi%C3%B3n_para_limpiado_de_semillas.html.

steckerl Hierros y Aceros. (2017). Catálogo de perfiles comerciales. Bogotá: Steckerl.

SKF. 2017. SKP-Rodamientos de rodillos cilíndricos. [En línea] 12 de ABRIL de 2017. [Citado el: 14 de Febrero de 2020.] <https://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/index.html>.

U, Nacional. 2012. *Mecanización e instalaciones agrarias*. Bogota : U. Nacional, 2012.

Wellmann C, Wilson L. 2015. *Estudio para mejorar el diseño de Secadoras para cardamomo*. Guatemala : U. San carlos de Guatemala, 2015.