

FACULTAD DE INGENIERÍA

Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica

Trabajo de Investigación

**Prototipo de diseño de maquina descascaradora
de cacao**

Juan Percy Ames Porras

Para optar el Grado Académico de
Bachiller en Ingeniería Mecánica

Huancayo, 2019

Repositorio Institucional Continental

Trabajo de Investigación



Obra protegida bajo la licencia de [Creative Commons Atribución-NoComercial-SinDerivadas 2.5 Perú](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/2.5/peru/)

AGRADECIMIENTOS

A Dios por otorgarme la vida, a la familia por todo el apoyo y asistencia que me brindaron para poder lograr esta meta muy importante, y muy especial a Juan y Juana dos grandes padres, mi hermana Roxana, mis hijos Cristopher, Juan, Jesús y esposa Flor de Rosario, porque sin la ayuda de ustedes no creo que lo hubiese logrado, gracias por la paciencia, por su comprensión y por el cariño que me brindan querida familia.

Al Magister. Córdova Solís, Miguel Ángel por su correcta y adecuada dirección y orientación en este trabajo, a mis profesores, colegas y amigos de estudios, trabajadores y asistentes en el taller de Ingeniería Mecánica, agradecido por su orientación para poder desarrollar este diseño y cumplir lo planteado.

DEDICATORIA

A mis extraordinarios padres, hermana, hijos y esposa, por el apoyo incondicional, por estar cada día a mi lado en los momentos difíciles de mi vida, y brindarme la fortaleza para no caer y realizar este objetivo planteado.

INDICE DE CONTENIDO

AGRADECIMIENTOS	ii
DEDICATORIA.....	iii
INDICE DE TABLAS.....	vi
INDICE DE FIGURAS	vii
RESUMEN	viii
ABSTRAC	ix
INTRODUCCION	1
CAPÍTULO I	3
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	3
1.1. Planteamiento y formulación del problema	3
1.2. Objetivos.....	4
1.3. Justificación e Importancia.....	4
1.4. Importancia.....	5
CAPITULO II	6
MARCO TEORICO	6
2.1. Antecedentes del problema	6
2.2. Teoría básica	10
2.3. Definiciones conceptuales	12
CAPITULO iii.....	14
METODOLOGIA Y DISEÑO	14
3.1. Metodología aplicada para el desarrollo de la solución	14
3.2. Diseño	15
CAPÍTULO IV.....	38
CONSTRUCCION.....	38
3.3. Construcción.....	38
3.4. Pruebas	42
3.5. Resultados.....	42
CONCLUSIONES.....	44

REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA	45
ANEXOS	46
ANEXO 1. Planos del Prototipo de Diseño Descascaradora de Cacao	46
ANEXO 2. Vista Isométrica del Diseño	47
ANEXO 3. Vista Isométrica Caja porta Rodamientos	48
ANEXO 4. Vista de Diseño Tornillo Sin Fin	49
ANEXO 5. Plano Diseño de Soporte	50

INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Ensayo de Compresión.....	11
Tabla 2. Ensayo de Compresión.....	11
Tabla 3. Factores de concentración del esfuerzo K_p	28
Tabla 4. Sensibilidad a la muesca q	29
Tabla 5. Sensibilidad a la muesca q cortante.....	29
Tabla 6. Parámetro condición superficial	31
Tabla 7. Cuñas estándar y tamaños de tornillos	33
Tabla 8. Propiedades Mecánicas de Aceros.....	33
Tabla 9. Selección de rodamientos en SKF	37

INDICE DE FIGURAS

Fig. 1 Descascarilladora de Rodillos.....	7
Fig. 2 Descascarilladora de Disco	9
Fig. 3 Motor Eléctrico de 220V	15
Fig. 4 Análisis de Fuerzas	23
Fig. 5 Reacción de apoyos	25
Fig. 6 Momento Flector.....	25
Fig. 7 Momento Flector 2.....	26
Fig. 8 Reacciones en Apoyos XZ.....	26
Fig. 9 Momento Flector XZ	27
Fig. 9 Momento Flector XZ	27
Fig. 10 Momento Flector 2.....	27
Fig. 11 Cargas Radiales	35
Fig. 12 unión de ángulos	39
Fig. 13 Instalación de Ejes.....	39
Fig. 14 Acoplamiento de Motor y Eje	40
Fig. 15 Fabricación de Engranaje	41

RESUMEN

En el presente trabajo se busca hacer más eficiente el trabajo del descascarado y tener una mejor productividad del cacao. Este trabajo comprende el diseño, creación y prueba de un prototipo para el descascarado del cacao.

El descascarado exactamente es la técnica para retirar la cascara del cacao; esta unión y separación procede de un desarrollo previo llamado descascarillado. El diseño de este prototipo se desarrolló por medio de una metodología sistemática de diseño para ingeniería y se posiciona en el contexto de Innovaciones Tecnológicas. Su finalidad es la de proporcionar al productor y/o micro empresario una máquina que cumpla con los requerimientos especificados para el descascarado del cacao.

El descascarado clásico del cacao es llevado a cabo de forma manual por los campesinos en zonas abiertas donde saca beneficio el fluido del aire para la separación de la cascara. Este trabajo limitado por los componentes climáticos, necesita de enorme tiempo para conseguir el resultado definitivo (cacao limpio), lo cual se refleja en la poca producción que se obtiene al compararlo con los procedimientos mecanizados. El prototipo aumenta la eficacia ya que disminuye el tiempo y los elementos para conseguir la misma proporción de resultado definitivo. Máquinas utilizadas en el descascarado accionadas mayormente por discos no consiguen el resultado esperado al descascarar el cacao.

El prototipo diseñado es accionado por un motor eléctrico que facilita conseguir en gran proporción el descascarado del cacao, El diseño de la máquina facilita un simple transporte a cargo de dos personas, dando más versatilidad en la utilización y un mínimo cuidado en el mantenimiento, lubricación y ajuste de piezas, también brinda y asegura un proceso limpio, en comparación al trabajo manual utilizadas en el descascarado del cacao. La producción de cacao se incrementa, se disminuye el esfuerzo físico de las personas que realizan este trabajo de descascarado, además optimiza la calidad del producto final ya que se descarta la existencia de cascara en el cacao.

Palabras claves: Descascarado, mecanizado, prototipo.

ABSTRAC

This work seeks to make the work of the shelling more efficient and have a better cocoa productivity. This work includes the design, the creation and the testing of a prototype for the shelling of the cocoa.

The shelling is exactly the technique for removing the cocoa shell; this union and separation comes from a previous development called shelling. The design of this prototype was developed through a systematic design methodology for engineering and it is positioned in the context of Technological Innovations. Its purpose is to provide the producer and/or micro-entrepreneur a machine that meets with the specified requirements for the shelling of cocoa.

The classic shelling of cocoa is carried out manually by the farmers in open areas where the fluid benefits from the air for the separation of the shell. This work is limited by the climatic components needs a lot of time to achieve the final result. (Clean cocoa), which is reflected in the low production that is obtained when compared with mechanized procedures. The prototype increases the efficiency as it reduces the time and the elements to achieve the same proportion of the final result. Machines used in the shelling driven mostly by discs do not achieve the expected result when shelling cocoa.

The designed prototype is powered by an electric engine which facilitates to get in a large proportion the shelled of the cocoa, the design of the machine facilitates a simple transport by two people, giving more versatility in the use and a minimum care in the maintenance of the machine, lubrication and fitting of parts, also it provides and ensures a clean process, in comparison to the manual work used in cacao shelling. The production of cocoa increases, the physical effort of the people carrying out this shelling work is reduced, and it optimizes the quality of the final product since the existence of the shells in the cocoa are discarded.

Keywords: Peeling, machining, prototype.

INTRODUCCION

La iniciativa del prototipo de diseño de una máquina descascaradora de cacao, comienza desde la necesidad de descascarar el cacao por medio de la utilización de una máquina, el cual va a reemplazar el trabajo manual de descascaramiento del cacao, esto dejará una producción más grande, y mejorará el procesamiento del cacao.

Por esto, se diseñará una máquina descascaradora de cacao, con la capacidad de descascarar el cacao de una forma eficaz y organizada, esto sin perjudicar la calidad del cacao, usando rodillos y flujo de aire para la división de la cascará. Se utilizarán e investigaran, procedimientos distintos para hacer ésta labor, de forma tal que el cacao no sea afectado por contaminantes, una de las medidas es que el aceite lubricante no esté en contacto directo con los rodillos, y que el desarrollo de descascarado entre otras cosas no debe perjudicar de forma física el cacao, al ingreso y salida de la máquina; encontrar las condiciones idóneas para el buen descascarado el cual contribuirá a sostener la calidad del cacao, de la misma forma que es la división precisa de la cascará, la dirección del aire para esa división, la distancia de división de los rodillos para el encaje acertado del cacao; y los cálculos de los elementos de transmisión necesarios para conseguir un descascarado excelente.

El descascarado es llevado a cabo de forma manual por la gente exponiendo el producto al aire libre, con lo cual el tiempo de procesamiento y producción son afectados por componentes climáticos como la lluvia y el viento, principalmente; creciendo el valor de producción y disminuyendo la competitividad de este producto frente a otros.

Diseñar el prototipo de la máquina descascaradora de cacao, facilita llevar a cabo el descascarado del cacao de una forma más eficaz, el trabajo se va a realizar sin importar el lugar y componentes climáticos, además conseguimos que la manipulación del cacao se realice con mayor cuidado, logrando así el retiro de la más grande proporción de cascará, y su correcto separado.

Por lo expuesto, el propósito general de este prototipo es crear una máquina, correcta que se haga más fácil el descascarado del cacao, considerando las restricciones y pretensiones con las que cuentan la gente, y en donde la maquina trabajara, mis objetivos particulares son: minimizar el tiempo de procesamiento, aumentar la producción y mejorar la calidad del producto en relación a la forma manual como se venía llevando a cabo.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1. Planteamiento y formulación del problema

1.1.1. Planteamiento del problema

Un ineficiente descascarado del cacao hace lento todo el proceso, genera pérdida de tiempo, lo cual se traduce en pérdidas económicas.

Observando todo el Proceso de industrialización del cacao, se observa que el proceso de descascarado del cacao, es una de las etapas más importantes y vitales. La importancia está en el tiempo que demora y la calidad del descascarado.

Actualmente existe muchas ventajas en desarrollar el cultivo y el procesamiento del cacao. Una de ellas es el incentivo del Ministerio de agricultura en el cultivo del cacao como alternativa de la hoja de coca.

Otra ventaja es la Demanda insatisfecha en el mundo, en el cual el Perú solo aporta el 1% de la Oferta.

El segundo grupo es conformado por los microempresarios, personas emprendedoras que, a base de esfuerzos y limitada inversión (créditos bancarios), no pueden realizar grandes inversiones, sus procesos suelen ser sencillos de carácter manual, lo cual lo hace lento y poco productivos.

1.1.2. Formulación del Problema.

1.1.2.1. Alternativa Actual

El trabajo manual de descascarado de cacao, es lento y poco productivo, demanda muchas horas hombre, el costo por producir cada kilogramo de cacao pelado se encarece, el trabajo se realiza por lotes, y en pocas cantidades. Lo cual le produce pérdidas al microempresario.

1.1.2.2. Alternativa propuesta

Diseñar un prototipo de maquina descascaradora de cacao que, logrará reducir el tiempo de descascarado, se podrá incrementar la eficiencia en esta etapa, podremos mejorar la seguridad y aumentar la producción.

El proyecto propuesto busca dar solución al descascarado manual del cacao, porque observamos que es la etapa en donde se requiere mayor esfuerzo, demora más tiempo y se producen accidentes.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo General

Diseñar un Prototipo de una máquina descascaradora de cacao.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Elaborar los planos de fabricación del prototipo.
- Realizar análisis y cálculo de fuerzas de fractura de la semilla del cacao.
- Diseñar un prototipo mecánico de descascaramiento de semilla de cacao.

1.3. Justificación e Importancia

1.3.1. Justificación Personal

Este prototipo de diseño que se propone nace como fruto de la evaluación y posterior análisis del trabajo de como se venía realizando el descascaro del cacao y, personalmente como yo podría facilitar al agricultor una máquina que ayudara de una manera más óptima y segura el descarado de cacao.

1.3.2. Justificación Social

La justificación social que me llevo a realizar este proyecto es:

- Aumentar la producción y desarrollo de los micro empresarios, específicamente con los trabajadores que realizan el descascarado de cacao, posibilitando un ambiente de trabajo seguro y asegurar su integridad física.
- Precaver y reducir los riesgos laborales, evitando consecuencias mayores en los micros empresarios y trabajadores.
- Contribuir con el incremento de la producción del cacao.
- El diseño de la maquina descascaradora de cacao, resolverá el problema del descascarado manual artesanal, así se mejorará la calidad.
- El diseño del prototipo de la máquina descascaradora de cacao permitirá reducir el tiempo empleado, en el descascarado del cacao.
- Brindar a la sociedad una máquina que responda con los requisitos de productividad y seguridad para las personas como para los microempresarios.
- El prototipo de diseño de una máquina descascaradora de cacao reducirá las pérdidas de producción.

1.4. Importancia

EL diseño de una maquina descascaradora de cacao, facilitará el trabajo y reducirá el tiempo de descascarado del cacao, la importancia de este diseño es que el descascarado de cacao ya no se realizará artesanalmente, pues diseñaremos una máquina, que realice este trabajo eficientemente y aumentando así la productividad y el desarrollo de la región, y del País.

CAPITULO II

MARCO TEORICO

2.1. Antecedentes del problema

2.1.1. Antecedentes del problema

Basado en los parámetros de Diseño de prototipo y, la utilidad de la máquina requerida se establecen dos elecciones para hacer el estudio de estas, por medio de la evaluación de todos sus causantes primordiales para más adelante hacer la selección de la opción a diseñar y fabricar. Para este estudio se muestran los siguientes antecedentes.

2.1.2. Antecedentes

2.1.2.1. Descascarilladora de Rodillos

Este diseño es interesante por el uso de rodillos a continuación, veamos cómo es su diseño. “Esta alternativa comprende de un motor reductor eléctrico que proporciona dos movimientos principales de la máquina mediante la conexión de engranes, catarinas y cadenas, el primer movimiento principal es para el sistema de descascarillado que está conformado por dos ejes-rodillos que permiten que el cacao se desplace entre estos teniendo como resultado el quiebre de la cascarilla de cacao y el desprendimiento de este gracias a una fuerza transmitida por el motor reductor a estos, existe dos reguladores de separación de los ejes-rodillos, dicha distancia varía dependiendo del tamaño del cacao ya que este no cuenta con dimensiones establecidas. El sistema de los ejes-rodillos se encuentra apoyado en chumaceras, en un extremo cuenta de un juego de engranes que hacen que giren uno hacia el otro, dichos engranajes giran mediante una transmisión de movimiento del motor reductor que se da por medio de catarinas y cadenas. El segundo movimiento que proporciona el motor reductor es a un juego biela- manivela

el cual está conectado a un sistema tamizador que permite la separación según el tamaño del cacao que se encuentra sin la cascarilla, además este sistema permite la recolección del cacao descascarillado en costales.

El sistema de alimentación del cacao está compuesto por una tolva que se encuentra fija mediante pernos al sistema de descascarillado” (1). La siguiente Figura 2.1 se presenta el diseño de la descascarilladora de rodillos.

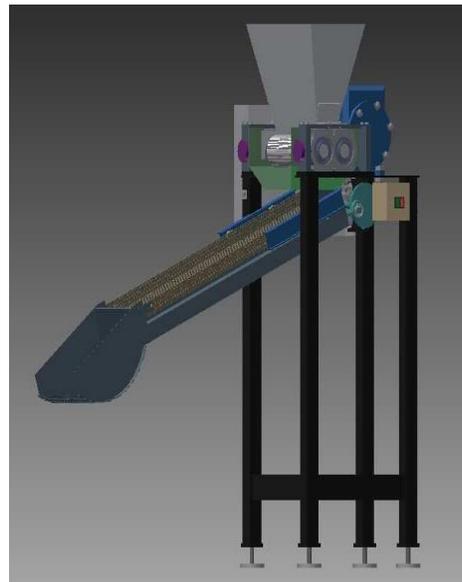


Fig. 1 Descascarilladora de Rodillos

Partes:

- a) Tolva
- b) Motor reductor
- c) Ejes y rodillos
- d) Juego de biela
- e) Estructura de la base
- f) Pernos que ajustan la distancia entre los rodillos

Ventajas

- ◆ Esta tolva es de mayor capacidad, otorga una alimentación constante.
- ◆ Tiene una capacidad de producción elevada, en un tiempo menor.
- ◆ Como posee el perno regulador, se puede ajustar al tipo y/o tamaño de cacao la distancia de los rodillos para lograr un correcto descascarado.
- ◆ Operación simple.
- ◆ El mantenimiento no es muy caro
- ◆ El costo no es muy elevado

Desventajas

- ✓ No presenta desventajas significativas.

2.1.2.2. Descascarilladora De Discos

Este es el segundo antecedente encontrado, descascarillado de disco, "Esta máquina realiza el descascarillado por medio de discos estriados, uno fijo y otro móvil, entre ellos se ubican los granos de cacao, de los cuales se desprenden las cascarillas mediante la fricción entre ellos y gracias a la acción de cuña que ejercen las estrías. En esta máquina un alto porcentaje de los granos se quiebran en partículas pequeñas, y esto por una razón principal, los discos de la máquina giran a una velocidad de 500 rpm y la alta velocidad genera que una mayor energía al momento del impacto prácticamente pulverice al grano, esto aumenta el porcentaje de pérdidas ya que es mayor la cantidad de polvo de cacao producido el cual fácilmente se pierde en el proceso de elaboración de semielaborados. Para impulsar los granos hacia los discos se requiere un tornillo sinfín, esta es otra pieza muy importante de la máquina ya que se ubica justo por debajo de la tolva de alimentación y tiene la función de presionar

- Su base es estable, y no vibra al estar en funcionamiento.
- La manipulación solo requiere de un personal.

Desventajas

- En la fabricación de la hélice se requiere de un proceso muy complicado por lo cual su costo de fabricación es muy elevado, tal como sucede con el tornillo.
- La velocidad angular con la que trabaja es alta, sobre los 700 rpm, esto es lo que necesita para obtener el torque necesario para que rompa el cacao, por tal motivo, la alta velocidad de impacto pulveriza el cacao.
- Pérdida de potencia del motor por el uso de bandas y sus respectivas poleas reductoras.
- El costo para fabricar esta máquina es muy elevado, esto sería imposible que un micro empresario y/o agricultor lo adquiriera.
- El recambio de bandas por desgaste incrementaría el costo por mantenimiento.

2.1.2.3. Selección de Alternativa a Diseñar

Evaluated each one of the antecedents, taking into consideration the functioning, operability, and the complexity of the design, the first antecedent is the one that meets in part what I need for my design prototype of a cacao sheller, which will be by rollers.

2.2. Teoría básica

This design prototype consists of a three-phase motor that provides the initial movement to the machine through a connection of shaft couplings. The initial movement is for the cacao shelling, and it is integrated by 2 shafts and the rollers that facilitate the displacement of the cacao, and as a result, the cacao is broken and the shell is removed, thanks to the force of the motor.

La siguiente etapa es el retiro de la cáscara del cacao, esto lo lograremos gracias al flujo de aire que proporcionara el ventilador, instalado por debajo de los ejes y rodillos, al tener el cacao roto (cacao y cáscara), son enviados a un recipiente, antes de que esto ocurra el flujo de aire emitida por el ventilador separará la cáscara del cacao, por diferencia de sus densidades entre ellas.

Para el giro de los ejes rodillos se utilizará un motor trifásico de una potencia de 1 HP el cual proporcionará la potencia y velocidad de accionamiento a los ejes.

En cuanto a la seguridad, al diseñar la maquina descascaradora de cacao, se implementará unas guardas de seguridad, esto va evitar cualquier problema y/o accidente con la máquina.

El motor eléctrico contará con interruptor diferencial para mayor protección de las personas, lo cual tendrá la función de cortar inmediatamente la energía cuando este detecte una fuga de corriente; en tal sentido contará con interruptores termo - magnéticos para el circuito de ventilación debido a que estos brindan protección contra sobre corrientes y cortocircuitos.

Para realizar el prototipo de diseño de la maquina se ejecutarán cálculos de resistencia de materiales, tomando en cuenta el material a utilizar, se realizará el cálculo de los engranajes para el cálculo de velocidades, relación de transmisión.

“A partir del estudio de campo en el cual se realizan ensayos aplicando una fuerza de compresión se establece que la fuerza promedio que se debe aplicar para quebrar el grano y poder retirar la cáscara es de 255.5 N, sin embargo, entre los datos obtenidos se puede observar que algunos granos requieren apenas 155 N y otros 392 N para quebrarse y retirar su cáscara, es por esto que para tener la certeza de que cualquier grano que pase por los rodillos se quebrará se establece que la fuerza que se debe ejercer sea de 500N” (3).

Tabla 1. Ensayo de Compresión

Grano	Fuerza aplicada F [N]
1	155
2	282
3	247
4	281
5	392
6	288
7	157
8	296
9	275
10	182
Promedio	255,5

2.3. Definiciones conceptuales

2.3.1. Descascarado

“Es el proceso en el que se elimina la cáscara, la cual constituye la cubierta exterior de la semilla del cacao. Indiferentemente de los distintos fines que se persigan con los granos del cacao en la industria, todos deben someterse primero a un proceso de descascarillado antes de que se transformen en pasta o licor de cacao. Este paso se puede realizar a bajas temperaturas o secado de los granos con radiación infrarroja” (4).

2.3.2. Motor Eléctrico

“Una máquina eléctrica es un dispositivo que puede convertir energía mecánica en energía eléctrica o energía eléctrica en energía mecánica. Cuando este dispositivo se utiliza para convertir energía mecánica en energía eléctrica se denomina generador, y cuando convierte energía eléctrica en energía mecánica se llama motor. Puesto que puede convertir energía eléctrica en mecánica o viceversa, una máquina eléctrica se puede utilizar como generador o como motor. Casi todos los motores y generadores útiles convierten la energía de una a otra forma a través de la acción de campos magnéticos. En este libro sólo se consideran las máquinas que utilizan campos magnéticos para tales conversiones” (5).

2.3.3. Resistencia de Materiales

“La resistencia de materiales y, por extensión, la Mecánica de Estructuras pueden considerarse como aquella parte de la Mecánica de sólidos que resulta de aplicar la teoría de la Elasticidad a un tipo restringido de problemas que se plantean en el día a día de la Ingeniería Estructural para posibilitar su resolución de forma analítica.

La resistencia de materiales puede establecer las condiciones de resistencia y rigidez de las estructuras analizadas. Ambos aspectos se abordan en los dos tipos de problemas fundamentales que se plantean en

la práctica ingenieril: el dimensionamiento y la verificación de estructuras” (6).

2.3.4. Engranaje

“Un engranaje se puede considerar como una rueda dentada que cuando se acopla con otra rueda dentada de diámetro más pequeño (piñón), transmitirá rotación de un eje a otro. La función principal de un engrane es transferir potencia de un eje a otro, manteniendo una razón definida entre las velocidades rotacionales de los ejes. Los dientes de un engrane impulsor empujan los dientes del engrane impulsado, ejerciendo una componente de la fuerza perpendicular al radio del engrane. De este modo se transmite un par de torsión y como el engrane gira, se transmite potencia. Los engranes son los transmisores de par de torsión más fuertes y resistentes. Su eficiencia de transmisión de potencia puede ser tan alta como de 98%. Por otra parte, usualmente los engranajes son más costosos que otros transmisores de par de torsión, tales como los de transmisión por cadena y banda. Los engranajes están altamente estandarizados en cuanto a forma de los dientes y tamaño” (7).

2.3.5. Interruptor Diferencial

“El interruptor diferencial tiene la finalidad de proteger al sistema eléctrico en caso haya fuga de energía o proteger a las personas en caso se produzca un contacto directo o indirecto de una persona con los equipos eléctricos. Este se encuentra ubicado en el interior del gabinete eléctrico” (8).

CAPITULO III

METODOLOGIA Y DISEÑO

3.1. Metodología aplicada para el desarrollo de la solución

El presente prototipo de diseño, se utilizará el método generalizado en el proceso de diseño, Análisis, diseño, construcción e implementación, los métodos de diseño se han hecho principalmente para ordenar las actividades en el proceso del diseño del prototipo, y procurar acelerar dicha actividad hasta límites deseados.

El procedimiento tiene la enorme virtud, de ser usado por diseñadores con o sin vivencia además de hallar la actualización en todas sus fases, realizando que las resoluciones lleguen siempre a ser las superiores, la iniciativa del diseño de la máquina se tuvo en cuenta primero los elementos a crearse y los elementos y/o materiales a usarse, por esto se tiene que hacer un desarrollo de selección que optimice la utilización de materiales, inversión, construcción, mano de obra, etc.

Siguiendo un procedimiento determinado y evaluado se obtendrá el diseño y fabricación de la máquina, tendremos así la funcionabilidad de la máquina y que cumpla con los requerimientos solicitados del equipo.

Los componentes involucrados en la máquina, son varios e implica determinar, su diseño y cálculo de resistencias, de acuerdo al trabajo que realizarán, por lo tanto, analizaremos dichos componentes.

3.2. Diseño

3.2.1. Selección del motor Eléctrico

El primer componente a utilizar es, un motor de corriente eléctrica trifásica alterna de 220 Voltios, el cual proporcionará el movimiento necesario para el accionamiento de la descascaradora de cacao.

El motor desarrolla una potencia de 1 HP, con una velocidad de 1500 rpm.



Fig. 3 Motor Eléctrico de 220V

3.2.2. Selección del Engranaje

3.2.2.1. Cálculo de Engranajes

Se utilizarán dos engranes, los dos tienen las mismas dimensiones puesto que estos transmitirán movimiento a los dos rodillos descascaradores los cuales girarán con la misma velocidad. Realizaremos el diseño estático y obtendremos el valor del ancho de cara y el diseño dinámico, y así determinar el diámetro de los engranajes y el material a utilizar en función al esfuerzo obtenido.

El ángulo que utilizaremos y que es el más utilizado en la fabricación de engranajes es de:

$$\emptyset = 20^\circ$$

En base a características de los materiales se seleccionan los valores importantes para la construcción de los engranajes.

Paso diametral:

$$P = 6 \text{ (dientes/pulg.)}$$

El número de dientes de los engranes:

$$Z1 = 24 \text{ dientes.}$$

$$Z2 = 24 \text{ dientes.}$$

Al tener iguales dimensiones, se realizan los cálculos para uno solo. Para hallar el diámetro de las ruedas se utiliza la siguiente fórmula 3.1:

$$d = \frac{Z}{P} \tag{3.1}$$

(9)

$$d = \frac{24}{6} = 4 \text{ pulg.}$$

d= 102 mm.

➤ Velocidad tangencial, tenemos la siguiente expresión 3.2:

(3.2)

$$V = \frac{n \times d \times n4}{12}$$

$$v = \frac{n \times 4 \times 30,3}{12}$$

V = 31,678 pies/min.

➤ La fuerza tangencial y radial en los engranes tenemos la siguiente expresión 3.3:

(3.3)

$$Wt = \frac{3300 \times 2}{V}$$

$$Wt = \frac{3300 \times 0.6}{31,678}$$

$$\mathbf{Wt = 625, 045 lb.}$$

$$Wr = wt \times \tan \emptyset$$

$$Wr = 625,045 \times \tan 20^\circ$$

$$\mathbf{Wr = 227,498 lb.}$$

El factor por efectos dinámicos para el caso de dientes cortados o fresados, tenemos la siguiente expresión 3.4:

(3.4)

$$Kv = \frac{1200}{1200 + V}$$

$$Kv = \frac{1200}{1200 + 32,463}$$

$$\mathbf{KV = 0,974}$$

Por lo tanto, el ancho de cara es, utilizamos la siguiente expresión 3.5:

(3.5)

$$F = \frac{n \times Wt \times P}{Sy \times Kv \times Y}$$

Donde:

n = Factor de seguridad de diseño estático = 4

Sy = Límite de fluencia del material = 45515 psi

Y = Factor de forma de Lewis

a = 0,8

b = 1

$\emptyset = 20^\circ$

$$Z_2 = 24$$

$$Y = 0,42806$$

Utilizamos el factor de seguridad relativamente alto, para evitar posibles fallas durante el período de vida, puesto que esta máquina al ser un prototipo, debería evitarse una parada de la producción. El material para los engranes se utilizó un acero 1045, recomendada para la fabricación de elementos de maquinaria, tanto por la seguridad y resistencia a la fatiga que presenta dicho material. Material que cumple con las condiciones requeridas para la fabricación de piñones donde se requiere una superficie dura y un núcleo tenaz.

$$F = \frac{4 \times 625,045 \times 6}{45515 \times 0,974 \times 0,42806}$$

$$\mathbf{F = 0,288 \text{ pulg.}}$$

Este ancho de cara es pequeño, en tal condición utilizaremos el ancho de cara mínimo recomendado, tenemos la expresión 3.6:

(3.6)

$$F_{\text{mín}} = 3p = 3\left(\frac{n}{p}\right)$$

$$F_{\text{mín}} = 3(6) = 1,57 \text{ pulg.}$$

.

$$F_{\text{máx}} = 5p = 5(p)$$

$$F_{\text{máx}} = 5(6) = 2,62 \text{ pulg.}$$

$$F_{\text{mín}} \leq F \leq F_{\text{máx}}$$

$$1,57 \leq 1,575 \leq 2,62$$

Lo calculado cumple con los límites establecidos en las tablas, por lo tanto, se escoge ese valor. Pero para poder fabricar con las herramientas existentes se debe llevar ese valor a 0.04 m.

3.2.2.2. CALCULO DE ENGRANAJES -Diseño dinámico:

- Fatiga a flexión

Determinar el esfuerzo producido en los dientes de los engranes utilizaremos la siguiente ecuación 3.7:

(3.7)

$$\sigma = \frac{W_t \times P}{K_v \times F \times J}$$

Donde:

W_t = fuerza tangencial

P = paso diametral

K_v = factor por efectos dinámicos

F = ancho de cara

J = factor geométrico de concentración de esfuerzos

$$a = 0,8$$

$$b = 1$$

$$Z_2 = 24$$

$$Z_3 = 24$$

$$J = 0,37584$$

Reemplazando:

$$\sigma = \frac{625,045 \times 6}{0,974 \times 1,575 \times 0,37584}$$

$$\sigma = 6503,528 \text{ psi.}$$

Resistencia última a la tracción:

$$\mathbf{S_{ut} = 92,452 \text{ kpsi}}$$

Límite de resistencia a fatiga de la probeta:

$$S_{ue} = 0,5 \times S_{ut}$$

$$\mathbf{S_{ue} = 46,23 \text{ kpsi}}$$

Factor de acabado superficial:

$$k_a = 2,67 \times S_{ut}^{-0,265}$$

$$\mathbf{K_a = 0,805}$$

Factor de tamaño: En base a una tabla se obtiene el factor de tamaño dependiendo del paso diametral

$$\mathbf{K_b = 0,925}$$

Factor de confiabilidad: Confiabilidad al 90%, Se justifica para esta máquina se obtiene un factor de confiabilidad de:

$$\mathbf{K_c = 0,897}$$

Factor por efectos diversos:

$$\mathbf{K_f = 1,33}$$

Límite de resistencia a fatiga del elemento:

$$S_e = S'_{ue} \times K_a \times K_b \times K_c \times K_f$$

$$S_e = 46 \times 0,805 \times 0,925 \times 0,897 \times 1,33$$

$$\mathbf{S_e = 41,041 \text{ Kpsi.}}$$

Factor de diseño por fatiga a flexión:

$$5G = \frac{S_e}{\sigma}$$

$$5G = \frac{41,04}{6.50}$$

$$\mathbf{5G = 6,31}$$

El factor de sobrecarga, factor de distribución de la carga se encuentran en:

$$K_o = 1,25$$

$$K_m = 1,6$$

Factor de seguridad de diseño dinámico fatiga a flexión:

$$y = \frac{5G}{K_o \times K_m}$$

$$y = \frac{6,31}{1,25 \times 1,6}$$

$$y = 3,155$$

3.2.2.3. Diseño dinámico: Fatiga superficial

• Resistencia a la fatiga superficial:

$$S_c = 0,4 \times HB - 10$$

$$S_c = 0,4 \times (225) - 10$$

$$S_c = 80 \text{ Kpsi.}$$

Factor de vida: Para 106 ciclos de vida.

$$C_I = 1$$

Factor de dureza:

$$\frac{HB \text{ piñón}}{HB \text{ engrane}} = 1$$

$$C_k = 1$$

Factor de temperatura: Temperatura $\leq 250^\circ\text{C}$

$$C_t = 1$$

Factor de confiabilidad:

$$C_r = 0,8$$

Límite de fatiga superficial:

$$S_k = \frac{C_l \times C_k}{C_t \times C_r} \times S$$

$$S_k = \frac{1 \times 1}{1 \times 0,8} \times 80$$

$$S_k = 100 \text{ Kpsi.}$$

Relación de transmisión:

$$G = \frac{d_G}{d_P} = \frac{4}{4} = 1$$

Factor de configuración geométrica:

$$I = \frac{\cos\theta \times \sin\theta}{2} \times \frac{mG}{mG + 1}$$

$$I = \frac{\cos 20 \times \sin 20}{2} \times \frac{1}{1 + 1}$$

$$I = 0.080$$

Coefficiente elástico:

$$C_p = 2300 \text{ psi.}$$

Carga tangencial permisible:

$$W_{tp} = \left(\frac{S_k}{C_p} \right)^2 \times C_v \times F \times d_p \times I$$

$$W_{tp} = \left(\frac{100000}{2300} \right)^2 \times 0,974 \times 1,575 \times 4 \times 0,08$$

$$W_{tp} = 928,121 \text{ Lb.}$$

Factor de diseño por fatiga superficial:

$$5G = \frac{W_{tp}}{W_r}$$

$$5G = \frac{928,121}{625,045}$$

$$5G = 4,080$$

El factor de sobrecarga y el factor de distribución de la carga se encuentran en:

$$C_o = 1,25$$

$$C_m = 1,6$$

Factor de seguridad de diseño dinámico fatiga superficial:

$$y = \frac{5G}{C_o \times C_m}$$

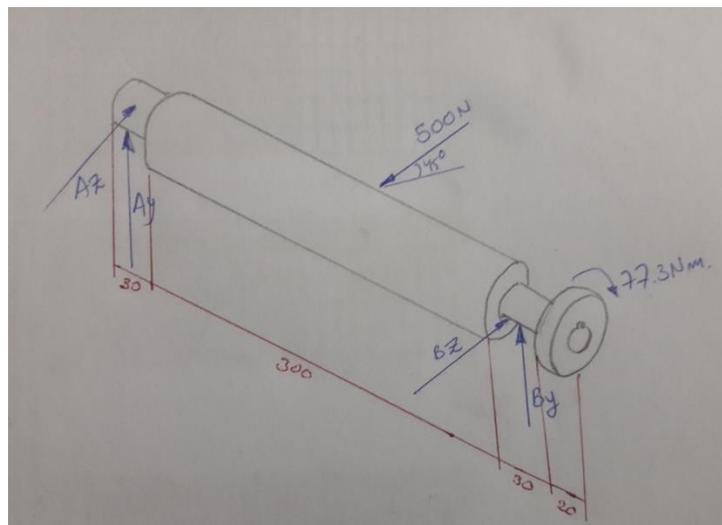
$$y = \frac{4,080}{1,25 \times 1,6}$$

$$y = 2,04$$

3.2.3. Diseño y selección de eje:

Se determinará el diámetro del eje por análisis estático y análisis de falla por fatiga.

3.2.3.1. Diagrama de análisis de fuerzas



I Fig. 4 Análisis de Fuerzas

✓ Acero inoxidable AISI 304

- ✓ $S_y=205 \text{ MPa}$
- ✓ $S_u=255 \text{ MPa}$
- ✓ $HB=202$
- ✓ $Pot= 1\text{HP} = 746 \text{ Watts}$
- ✓ $Rpm= 92.11$

➤ Cálculo de velocidad angular (w):

$$w = 92.11 \frac{rev}{min} \times \frac{min}{60 s} \times \frac{2\pi rad}{1 rev}$$

$$w = 9.65 \frac{rad}{s}$$

➤ Cálculo de torque lo obtendremos con la siguiente expresión

3.7:

$$T = \frac{P}{w} \tag{3.7}$$

$$T = \frac{746 w}{9.65 \frac{rad}{s}}$$

$$T = 77.31 \text{ Nm}$$

➤ Cálculo de diámetro tentativo:

Teniendo en cuenta como esfuerzo de fluencia=esfuerzo cortante permisible:

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

$$205 \times 10^6 = \frac{16(77.31)}{\pi d^3}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 77.31}{205 \times 10^6 \times \pi}}$$

$$d = 0.1243m = 12.43 \text{ mm}$$

➤ Cálculo de reacciones en el eje:

Cálculo de reacciones en los apoyos plano "XY":

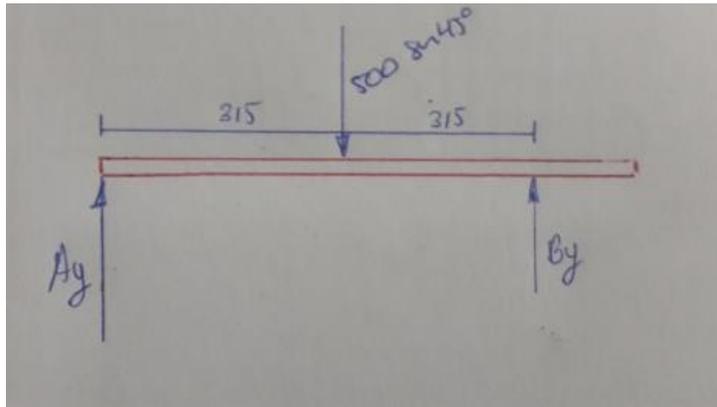


Fig. 5 Reacción de apoyos

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y + B_y = 500 \text{ sen}(45^\circ)$$

$$\sum MA = 0$$

$$-500 \text{ sen}(45^\circ) \times 0.315 + B_y \times 0.630 = 0$$

$$B_y = 176.77 \text{ N}$$

$$A_y = 176.77$$

➤ Cálculo de ecuación de momentos flectores plano "XY":

- $0 \leq x \leq 0.315$

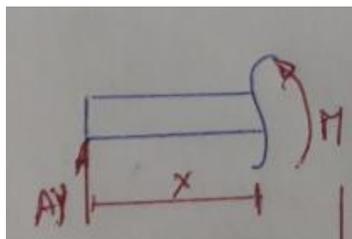


Fig. 6 Momento Flector

$$M = A_y x$$

$$M_{(0)} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{(0.315)} = 55,68 \text{ Nm}$$

- $0.315 \leq x \leq 0.63$

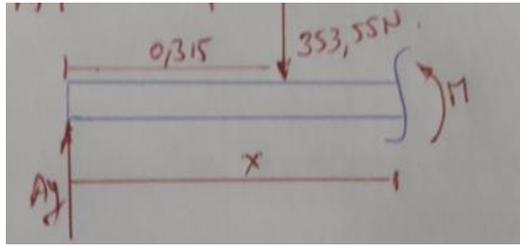


Fig. 7 Momento Flector 2

$$M + 353,55(x - 0.315) = Ayx$$

$$M = Ayx - 353,55x + 111,37$$

$$M = 111,37 - 176,78x$$

$$M_{(0.315)} = 55.68 \text{ Nm}$$

$$M_{(0.63)} = 0 \text{ Nm}$$

- Calculo de las reacciones en los apoyos plano "XZ":

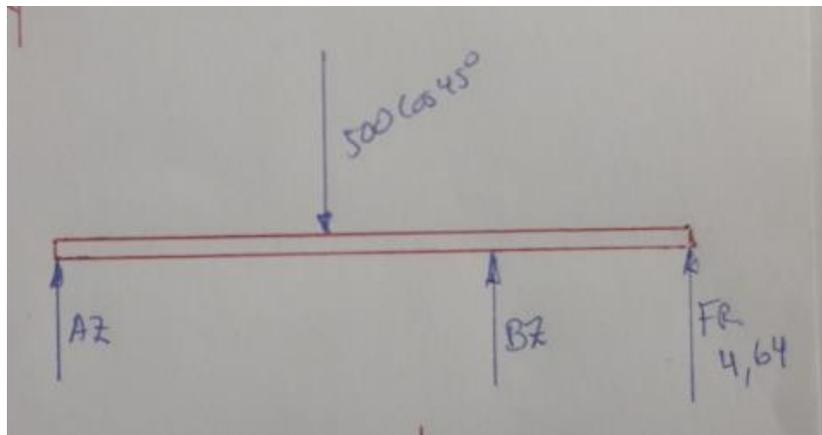


Fig. 8 Reacciones en Apoyos XZ

$$\sum Fz = 0$$

$$Az + Bz + Fe = 500 \cos(45^\circ)$$

$$Az + Bz = 348,9 \text{ N}$$

$$\sum MA = 0$$

$$-500 \cos(45^\circ) \times 0.315 + B_z \times 0.63 + 4,64(0.655) = 0$$

$$B_z = 171.95 \text{ N}$$

$$A_z = 176.95 \text{ N}$$

➤ Cálculo de ecuación de momentos flectores plano "XZ":

- $0 \leq x \leq 0.315$

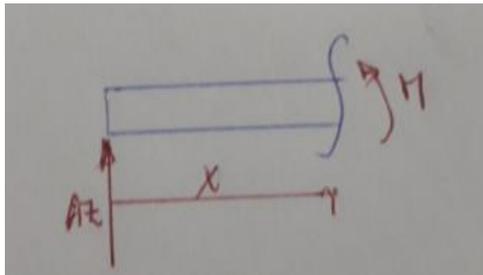


Fig. 9 Momento Flector XZ

Fig. 10 Momento Flector XZ

$$M_{(0.315)} = 55,74 \text{ Nm}$$

- $0.315 \leq x \leq 0.63$

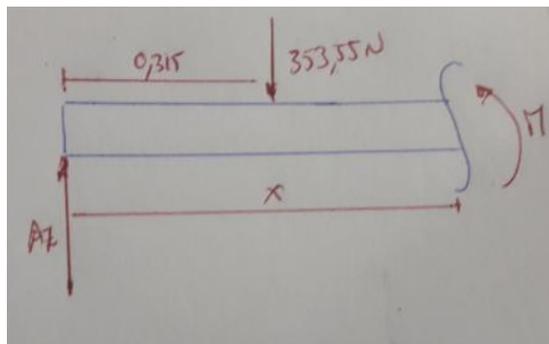


Fig. 11 Momento Flector 2

$$M = A_y x - 353,55x + 111,37$$

$$M = 111,37 - 176,75x$$

$$M_{(0,315)} = 55.68 \text{ Nm}$$

$$M_{(0,63)} = 0 \text{ Nm}$$

➤ Cálculo de momento flector máximo:

$$M = \sqrt{155,68^2 + 55,74^2}$$

$$\mathbf{M = 78,78 \text{ Nm}}$$

3.2.3.2. Análisis estático:

$$d = \left\{ \frac{16FS}{\pi S_y} [4(KfM)^2 + 3(KfsT)^2] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Considerando: filete de hombro redondeado ($r/d = 0.01$)

$$d = 12.43 \text{ mm} = 0.48737$$

$$\frac{r1}{0.487} = 0.01$$

$$\mathbf{r1 = 0.0489}$$

Tabla 3. Factores de concentración del esfuerzo K_p (13)

Tabla 7-1

Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo K_f .

Advertencia: Estos factores sólo son estimaciones que pueden usarse cuando las dimensiones reales aún no se determinan. No utilice estos valores cuando ya se cuente con las dimensiones reales.

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

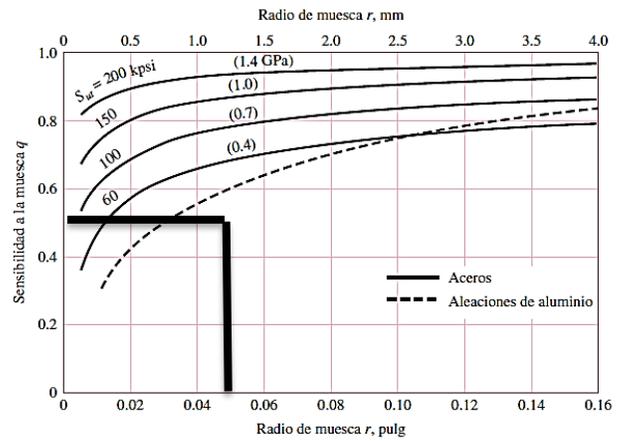
Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad.

$$\mathbf{K_t = 1.7 \quad K_{ts} = 1.5}$$

Tabla 4. Sensibilidad a la muesca q

Figura 6-20

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de q correspondientes a la ordenada $r = .16$ pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Waisman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill. Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]



$$r1 = 0.0489$$

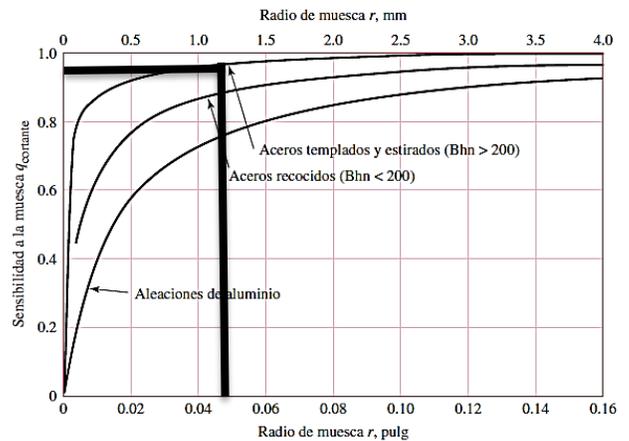
$$Su = 36.985 \text{ ksi}$$

$$q = 0.5$$

Tabla 5. Sensibilidad a la muesca q cortante

Figura 6-21

Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa. En el caso de radios de muesca más grandes, use los valores de q_{cortante} correspondientes a la ordenada $r = 0.16$ pulg (4 mm).



$$r1 = 0.489$$

$$HB = 202$$

$$qc = 0.98$$

➤ Cálculo de coeficientes por momento flector y par torsión:

$$Kf = 1 + q(Kt - 1)$$

$$Kf = 1 + 0.5(1.7 - 1)$$

$$\mathbf{Kf = 1.35}$$

$$Kfs = 1 + qc(Kts - 1)$$

$$Kfs = 1 + 0.98(1.5 - 1)$$

$$\mathbf{Kfs = 1.49}$$

Reemplazando en la fórmula:

$$FS = 2$$

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi(205 \times 10^6)} [4(1.35 \times 78.78)^2 + 3(1.49 \times 77.31)^2] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$\mathbf{d = 0.0243797 m = 24.3797mm}$$

3.2.3.3. Análisis de falla por fatiga:

$$d = \left\{ \frac{16FS}{\pi} \left[4 \left(\frac{KfMa}{Se} \right)^2 + 3 \left(\frac{KfsTm}{Sy} \right)^2 \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

▪ Cálculo del límite de la resistencia a la fatiga en el punto crítico (Se)

$$Se = Ka \times Kb \times Se^!$$

▪ Cálculo de factor de superficie (Ka):

$$Ka = aSu^b$$

▪ Considerando un acabado por maquinado (torno)

Tabla 6. Parámetro condición superficial

Tabla 6-2

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin, ecuación (6-19)

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} 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

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

$$Ka = 4.51(255)^{-0.265}$$

$$Ka = 1.038$$

- Cálculo de factor de modificación de tamaño (K_b):

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo cual

$$k_b = 1$$

$$Kb = 1.24(d)^{-0.107}$$

$$Kb = 1.24(d)^{-0.107}$$

$$Kb = 1.24(24.3797)^{-0.107}$$

$$Kb = 0.88$$

- Calculo de límite de resistencia a la fatiga (S_e'):

$$S_e' = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases}$$

$$S_e' = 0.5S_u$$

$$S_e' = 0.5(255 \text{ Mpa})$$

$$\mathbf{S_e' = 127.5 \text{ Mpa}}$$

- Por lo tanto, reemplazando en la fórmula para S_e :

$$S_e = K_a \times K_b \times S_e'$$

$$S_e = 1.038 \times 0.88 \times 127.5$$

$$\mathbf{S_e = 116.464 \text{ Mpa}}$$

- Reemplazando en la fórmula para diámetro por falla por fatiga (ASME elíptica):

$$d = \left\{ \frac{16FS}{\pi} \left[4 \left(\frac{KfMa}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{KfsTm}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{1.35 \times 78.78}{116.464 \times 10^6} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.49 \times 77.31}{205 \times 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$\mathbf{d = 0.2762 \text{ m} = 27.62 \text{ mm}}$$

Diámetro comercial 28 mm

3.2.4. Cálculo de chaveta para eje:

Tabla 7. Cuñas estándar y tamaños de tornillos

Tabla 6-2 Cuñas estándar y tamaños de tornillos prisioneros en medidas estadounidenses y métricas para ejes				
Diámetro del eje (in)	Ancho nominal de la cuña (in)	Diámetro del tornillo prisionero (in)	Diámetro del eje (mm)	Ancho x alto de la cuña (mm)
$0.312 < d \leq 0.437$	0.093	#10	$8 < d \leq 10$	3 x 3
$0.437 < d \leq 0.562$	0.125	#10	$10 < d \leq 12$	4 x 4
$0.562 < d \leq 0.875$	0.187	0.250	$12 < d \leq 17$	5 x 5
$0.875 < d \leq 1.250$	0.250	0.312	$17 < d \leq 22$	6 x 6
$1.250 < d \leq 1.375$	0.312	0.375	$22 < d \leq 30$	8 x 7
$1.375 < d \leq 1.750$	0.375	0.375	$30 < d \leq 38$	10 x 8
$1.750 < d \leq 2.250$	0.500	0.500	$38 < d \leq 44$	12 x 8
$2.250 < d \leq 2.750$	0.625	0.500	$44 < d \leq 50$	14 x 9
$2.750 < d \leq 3.250$	0.750	0.625	$50 < d \leq 58$	16 x 10
$3.250 < d \leq 3.750$	0.875	0.750	$58 < d \leq 65$	18 x 11
$3.750 < d \leq 4.500$	1.000	0.750	$65 < d \leq 75$	20 x 12
$4.500 < d \leq 5.500$	1.250	0.875	$75 < d \leq 85$	22 x 14
$5.500 < d \leq 6.500$	1.500	1.000	$85 < d \leq 95$	25 x 14

Según el diámetro del eje calculado:

$$W = 8 \text{ mm}$$

$$H = 7 \text{ mm}$$

3.2.5. Cálculo de longitud de chaveta:

Selección de material SAE 1010 rolado en frío:

Tabla 8. Propiedades Mecánicas de Aceros

Tabla E-9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono							
Datos de varias fuentes. * Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de material para mayor información							
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

$$S_y = 303 \text{ Mpa}$$

$$S_u = 365 \text{ Mpa}$$

Por esfuerzo de corte:

$$A_c = W \times L$$

$$\frac{F_c}{A_c} = \frac{0.5(Sy)}{FS}$$

$$F_c = \frac{2T}{d}$$

$$\mathbf{T = 77.31 Nm} \quad F_c = \frac{2(77.31)}{28 \times 10^{-3}}$$

$$\mathbf{F_c = 5522.14 N}$$

$$L = \frac{F_c \times FS}{0.5(Sy) \times W}$$

Con FS=1.5

$$L = \frac{5522.14 \times 1.5}{0.5(303 \times 10^6) \times 8 \times 10^{-3}}$$

$$\mathbf{L = 6.834 \times 10^{-3} m = 6.834 mm \approx 7mm}$$

Por esfuerzo de aplastamiento:

$$A_b = L \times \frac{H}{2}$$

$$\frac{F_b}{A_b} = \frac{Sy}{FS}$$

$$A_b = \frac{F_b \times FS}{Sy}$$

$$L = \frac{2F_b \times FS}{Sy \times H}$$

$$L = \frac{2(5522.14) \times 1.5}{303 \times 10^6 \times 7 \times 10^{-3}}$$

$$\mathbf{L = 7.8106 \times 10^{-3} m = 7.8106 mm \approx 8mm}$$

Por lo tanto, se selección la chaveta con las siguientes especificaciones:

Material: **SAE 1010 Rolado en frio**

Dimensiones: **W= 8 mm**

H= 7 mm

L= 8 mm

3.2.6. Selección de rodamientos:

Por tener solo cargas radiales se utilizará rodamientos de bolas.

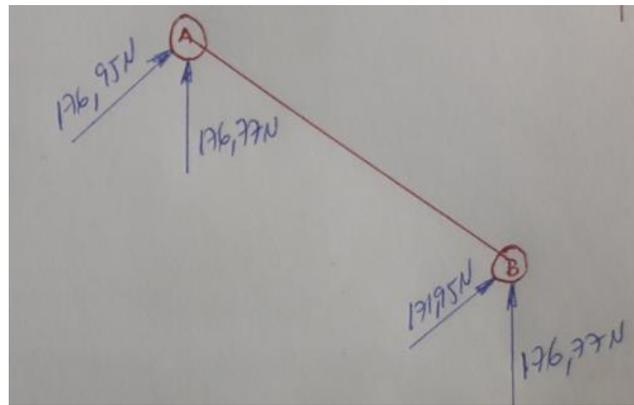


Fig. 12 Cargas Radiales

Cálculo de cargas en A y B:

$$Ra = \sqrt{176.95^2 + 176.77^2}$$

$$Ra = 250.12 \text{ N} = FDa$$

$$Rb = \sqrt{171.95^2 + 176.77^2}$$

$$Rb = 246.61 \text{ N} = FDb$$

RPM =92.11

LD = 10000 h

FS = 2

a = 3 (rod. De bolas)

Punto A:

$$C_{10} = FS \times FD \left(\frac{LD \times RPM \times 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C_{10} = 2 \times 250.12 \left(\frac{10000 \times 92.11 \times 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C_{10} = 1905.45 \text{ N} = 1.905 \text{ KN}$$

Punto B:

$$C_{10} = FS \times FD \left(\frac{LD \times RPM \times 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C_{10} = 2 \times 246.61 \left(\frac{10000 \times 92.11 \times 60}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C_{10} = 1878.71 \text{ N} = 1.878 \text{ KN}$$

3.2.6.1. Especificación para selección de rodamiento:

Diámetro interno (d) = 28 mm

Carga dinámica en punto A = 1.9005 KN

Carga dinámica en punto B = 1.878 KN

Tabla 9. Selección de rodamientos en SKF

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	básica dinámica C	estática C ₀	P _H	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,060	*16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,080	*6005
	52	9	10,6	6,55	0,28	28 000	18 000	0,078	98205
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	*6205
	52	15	17,8	9,8	0,40	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	*6305
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,21	6305 ETN9
	80	21	35,8	19,3	0,82	20 000	13 000	0,53	6405
28	58	16	16,8	9,5	0,405	26 000	16 000	0,18	62/28
	68	18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,29	63/28
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,027	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,051	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,085	*16006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	*6006
	62	10	15,9	10,2	0,44	22 000	14 000	0,12	98206
	62	16	20,3	11,2	0,48	24 000	15 000	0,20	*6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,19	6206 ETN9
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	*6306
	72	19	32,5	17,3	0,74	22 000	14 000	0,33	6306 ETN9
	90	23	43,6	23,6	1,00	18 000	11 000	0,74	6406
35	47	7	4,75	3,2	0,17	28 000	18 000	0,030	61807
	55	10	9,56	6,8	0,29	26 000	16 000	0,080	61907
	62	9	13	8,15	0,38	24 000	15 000	0,11	*16007
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,16	*6007

Especificación del rodamiento según catalogo SKF:

Código = 62/28

CAPÍTULO IV

CONSTRUCCION

3.3. Construcción

El diseño de la máquina lo realizaremos en un taller artesanal que cuente con los equipos necesarios para nuestro trabajo, en tal sentido un taller artesanal, debe contar con equipos básicos tales como: Máquina de soldar de arco eléctrico, y de punto, esmeril de banco, amoladora, arco y sierra, mesa de trabajo, variedad de herramientas, llaves mixtas en mm y en pulgadas, cinces, dados de E1/2 en mm y en pulgadas, brocas de varias medidas, taladro de pedestal y portátil, un torno horizontal de una bancada mediana, soldadura autógena. Por necesitar varios equipos y herramientas se determinó la fabricación de la máquina en un taller, con las características de un taller artesanal como lo mencionado anteriormente.

La fabricación de la máquina se realizará en etapas, manteniendo la siguiente secuencia: El armazón metálico, ejes, mecanismo impulsor, engranajes, sistema de separación de la cascará por ventilación. En el proceso de la fabricación se realizó ajustes con el objetivo de obtener mayor rendimiento en funcionamiento y fabricación reduciendo así costos, dichos cambios surgieron gracias a la orientación técnica de los maestros del taller, por la experiencia que llevan en materia de construcción. La fabricación de los componentes en el siguiente orden.

3.3.1. El Armazón Metálico

El armazón metálico está fabricado en un 100% de metal por varillas de ángulo de 1/8" x 1 1/2" x 1 1/2", la unión entre los perfiles se realizó por soldadura eléctrica, esto nos garantiza una unión más rígida entre caras, la soldadura eléctrica garantiza la unión y la estabilidad que necesita el armazón, para esta soldadura se utilizó electrodos AWS 6010 son electrodos celulósicos, de excelente penetración y difícilmente se quiebran con la vibración.



Fig. 13 unión de ángulos

3.3.2. Ejes

Los ejes fueron mecanizados en un torno, el montaje fue por un par de sujetadores por cada chumacera y así facilitar su montaje. El eje está soportado por dos rodamientos sujetos y fijados en cada extremo, esta disposición garantiza rigidez y facilidad al realizar el montaje y desmontaje, las componentes superficiales de interior y exterior como los engranajes, permitieron un fácil montaje de los rodajes y una fácil alineación de los ejes. Los ejes cuentan en su interior con una chaveta que permite el encaje, el engranaje es insertado en el eje y queda unido mediante las chavetas del mismo modo el mecanismo impulsor, está acoplado al tornillo sin fin reductor.



Fig. 14 Instalación de Ejes

3.3.3. Mecanismo Impulsor

El eje de accionamiento del prototipo está unido al motor eléctrico por intermedio de un acople, inicialmente iban a ser soldados, pero observando lo complejo que sería el montaje y desmontaje se decidió, unir el motor y el eje por intermedio de un acople facilitando así su montaje y desmontaje seguro, sin posibilidad de rotura en la unión de estos ejes. El funcionamiento fue bueno, los trabajos de los ejes en movimiento se mantuvieron correctamente.

El motor que íbamos a instalar era de 2HP, realizando la prueba el motor resulto muy potente y de una mayor velocidad; teniendo que optar por cambiar a la de 1HP, tal como muestra los cálculos, este cambio redujo la velocidad de accionamiento de los ejes, con el cual logramos la velocidad requerida para el descascarado del cacao.

El accionamiento del motor eléctrico se obtiene con una alimentación de 220 voltios.



Fig. 15 Acoplamiento de Motor y Eje

3.3.4. Engranaje

Los engranajes se fabricaron en un torno y una fresadora, el material seleccionado para fabricar el engranaje se instala en el torno y se hace un agujero en el centro del metal ya frontado y cilindrado con el contrapunto del torno y se verifica, el objetivo es ubicar el centro guía a la pieza para facilitar el taladrado; puesto que el torno no cuenta con un porta brocas, se utilizará para el taladrado el taladro de pedestal, se retira la pieza del torno y lo llevamos al taladro, se sujeta la pieza en el taladro, se verifica la sujeción y se procede a taladrar con las brocas tomando en cuenta las especificaciones, del material a trabajar, la meta es obtener un diámetro interior y exterior excelente, este proceso se le llama barrenado. Terminado este proceso la pieza es llevada a la fresadora, donde se procede a realizar los dientes externos del engranaje de acuerdo con las especificaciones determinadas en los cálculos de engranajes, finalizada la operación se verifica los dientes, la profundidad y se realizan las pruebas de calidad.



Fig. 16 Fabricación de Engranaje

3.3.5. Sistema De Separación De La Cascará Por Ventilación

Está fabricado con plancha galvanizada de 0.012' de pulgada de espesor y soldado con puntos eléctricos. Lo maleable y el poco peso del material facilitó en gran forma la unión de las secciones y también se realizó la ampliación de las secciones transversales, con relación al ingreso y salida

del flujo del aire, de esta manera el ángulo que adquiere el separador es apropiado para la separación de la cascará.

La posición del ventilador, con relación a los separadores fue muy compleja, el flujo deberá estar bien alineado, esto permite la separación de la cascará de una manera muy precisa, pero una variación en la posición del ventilador altera de una manera muy significativa la separación de la cascará, por tal motivo lo primero que se realizó es la unión de los separadores ubicándolas en los ángulos correctos, luego generar el flujo de aire con el ventilador, y comprobar que todo esté funcionando correctamente.

3.4. Pruebas

En el proceso de construcción y/o montaje se realizaron pruebas preliminares, en los cuales se verifico el trabajo de todos los componentes teniendo un funcionamiento satisfactorio, y alguna que presente una anomalía o error, puede corregirse con el fin que, no estropea el funcionamiento de la máquina, por tanto, al identificar estas anomalías a tiempo garantizamos que, en el inicio y/o comienzo de las pruebas de campo, esta obtenga buenos resultados.

3.5. Resultados

Cada proceso de trabajo evaluado en las pruebas de funcionamiento obtienen una aceptación, esto relacionado con el tipo de función que cumpla cada componente y/o elemento, puesto que muchos componentes tienen tolerancias geométricas y dimensionales, y en otros componentes esto no es necesario, en consecuencia se debe analizar si el margen de error influye de una manera muy drástica en el accionamiento de la máquina, por lo tanto en base a las pruebas realizadas y funcionamiento del mismo se ha evaluado la máquina y llegamos a la conclusión que la máquina paso la prueba, es decir cada uno de los componentes cumplió con lo requerido y diseñado, obteniendo efectos favorables.

El tamaño de la máquina, y la correcta disposición de los componentes en la máquina, nos permite que la máquina sea instalada en cualquier lugar ya sea en el campo o en el área de trabajo, ocupando un pequeño espacio y de esta forma las demás operaciones no se ven afectadas. Importante mencionar que la altura de la máquina debe garantizar la ergonomía del operador el cual se encarga de llevar el cacao a la tolva, para iniciar el descascarado.

La fabricación, materiales seleccionados cumplen todos los requisitos y exigencias, todos ellos con diferentes tolerancias en relación a su función, también se cotejó que el montaje sea el correcto. La máquina descascaradora trabaja excelente en vacío como sometida a carga y el descascarado del cacao tiene buena calidad. El engrase de los elementos es la adecuada y esto permite extender la durabilidad de los componentes mecánicos.

CONCLUSIONES

El prototipo de diseño construida facilita dividir y separar la cáscara del grano de cacao, por medio de un desarrollo de aplastamiento de la materia prima por medio de rodillos y su rapidez de procesamiento permite aumentar la producción anteriormente definida, así se aprecia el realizamiento del propósito primordial del presente prototipo de diseño.

El prototipo creado está dentro del alcance financiero del productor artesanal y/o micro empresario del cacao, debido que su valor total no es elevado y además su inversión queda completamente justificada por el hecho de tecnificar la cadena de producción de estos productos e incrementar la productividad de nuestro agricultores y micro-empresarios. Al investigar el desarrollo de descascarillado manual de cacao, desde el criterio de proceso artesanal, éste proceso de trabajo desarrolla un sinnúmero de tiempos muertos, por medio de la utilización de esta máquina en el desarrollo de producción se reducen los tiempos muertos, las virtudes son muchas siendo la primordial la reducción de costos.

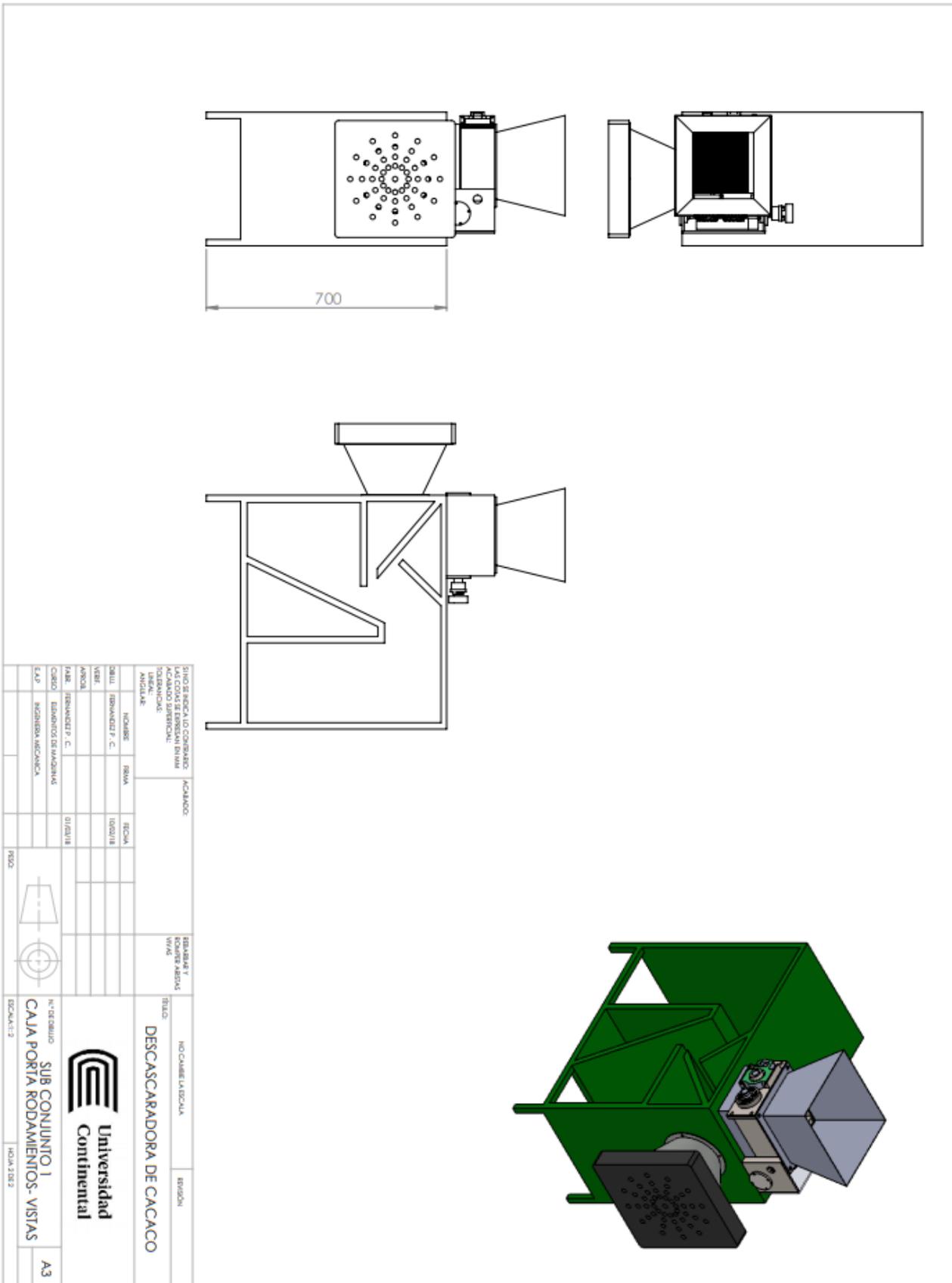
Sin lugar a equivocarnos el área que más obtiene beneficios con el avance de esta máquina son los productores de semielaborados de cacao y chocolates, así se impulsa el avance del área y se incentiva al desarrollo de las industrias, afectando de forma efectiva a la economía nacional. Es sustancial no desatender los adelantos con relación al procesamiento del cacao y cada vez hacer mejor su régimen a fin de incrementar su valor añadido.

El diseño de este prototipo facilita sobredimensionar piezas, elementos y hasta el motor eléctrico debido a que siendo el propósito crear solo una máquina resultaría muchísimo más costosa si se utilizara los resultados obtenidos. No obstante, tener en consideración que para crear estas máquinas en serie se debería afinar el diseño y trabajar con causantes de seguridad iguales o cercanos a los mínimos sugeridos y estos permitirían ahorrar dinero.

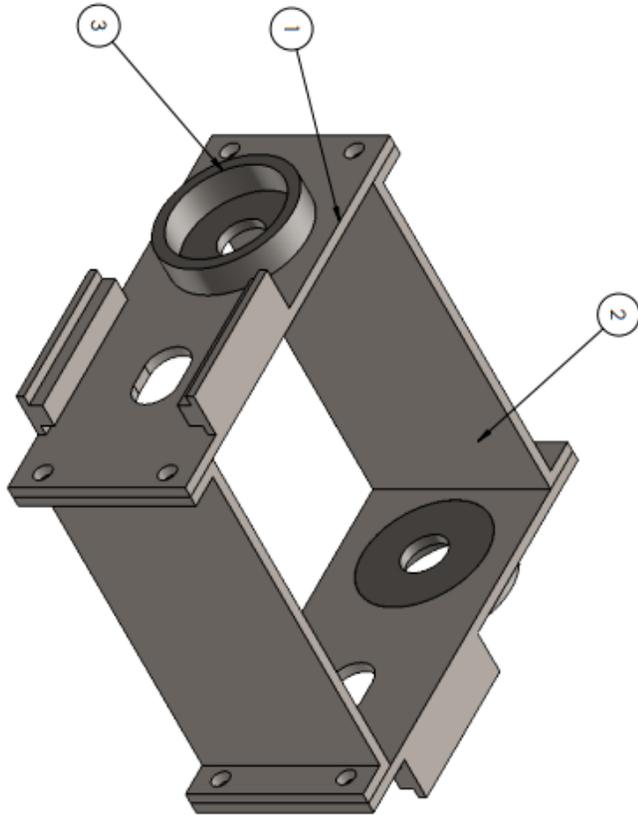
REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA

1. **Imbaquingo, Nancy Alexandra Imbaquingo y Ortiz Ávila, Óscar Santiago.** *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA REMOVER LA CASCARILLA DE GRANOS DE CACAO.* Quito : s.n., 2012.
2. **Ganaderia, Ministerio de Agricultura y.** *Descascarilladora de Cacao.* Quito : s.n., 2012.
3. **Prado, Felix Esteban.** *DISEÑO De una maquinariaprosesadora de CACAO PARA Mejorar la producción de LOS MICROEMPRESARIOS EN LA SELVA Central.* Huancayo : Tesis, 2015.
4. *CATALOGO DE MAQUINARIA PARA PROCESAMIENTO DE CACAO.* **GTZ, COPERACION ALEMANA AL DESARROLLO.** 1, LIMA : ITALA SAC, 2013, Vol. 1. 1.
5. **Chapman, Stephen J.** *MÁQUINAS ELECTRICAS.* MEXICO : INTERAMERICANA EDITORES S.A., 2012. 978-607-15-0724-2.
6. **Ruiz, Miguel Cervera y Blanco Díaz, elena.** *Mecánica de Estructuras.* Barcelona : Universitat Politècnica de Catalunya, SL, 2001. 84-8301-622-2.
7. **Quijorna, Antonio Javier Nieto.** *ELEMENTOS DE MAQUINA.* ESPAÑA : IM, 2007.
8. **schneider.** schneider electronic. [En línea] 8 de octubre de 2018. [Citado el: 8 de 10 de 2018.] <https://www.schneider-electric.com.pe/es/>.
9. **Budynas, Richard G.** *Diseño en Ingenieria Mecánica Shigley 8va Edición.* México : McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V, 2008. 13: 978-970-10-6404-7.
10. **Távora, Juan Romero.** *Diseño de máquinas . [aut. libro] Juan Romero máquina. Máquinas Industriales .* Lima : San Martín, 2013.
11. *Diseño de Maquinas 2.* **Serva, Luis Artemio Lazáro.** 23, Pereira : Romero, 2014, Vol. 2. 1234567.
12. **Yauri, Raúl Fernandez.** *Máquina de tambor de Rodillos.* [WWW.torres] San Luis : TORRES Y TORRES.
13. **Budynas, Richard G. y J. Keith Nisbett.** *Diseño en Ingenieria en Mecánica de Shigley 9na Edición.* España : McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V., 2012. 9789701064047.

ANEXO 2. Vista Isométrica del Diseño



ANEXO 3. Vista Isométrica Caja porta Rodamientos

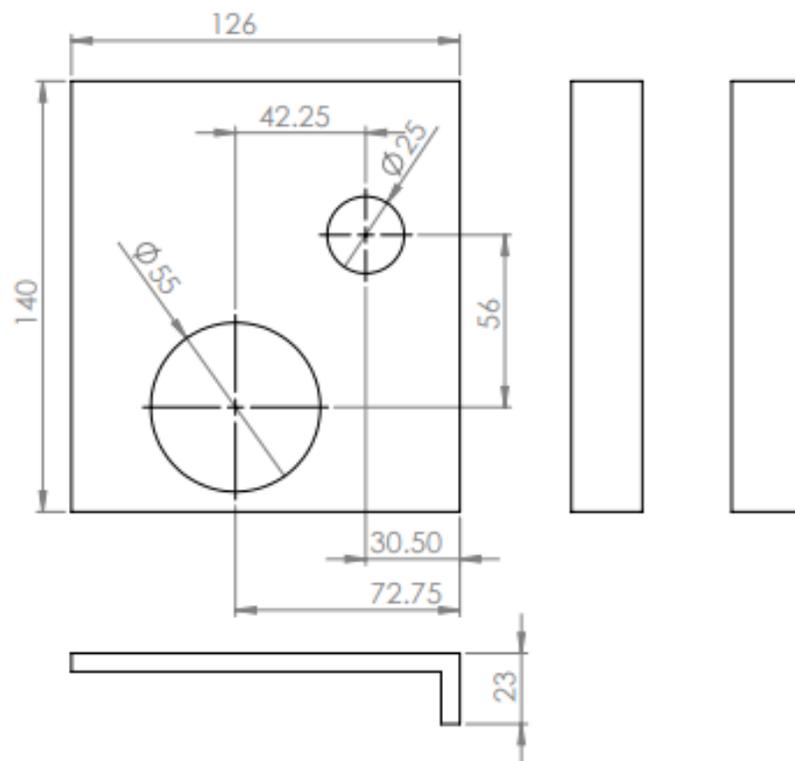


ESCALA 1 : 2

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	PLACA CENTRAL	PLANCHA ASTM A36	2
2	PLACA LATERAL	PLANCHA ASTM A36	2
3	BOCAMAZA RODAMIENTO	ACERO 10 20	2

SIN SER INDICADO CONSERVAR: ACABADO: ACABADO ACABADO SUBSECUENTE: ACABADO SUBSECUENTE TOLERANCIAS: TOLERANCIAS ANGULARES: ANGULARES		REFINANZA Y VIVAS		NO CAMBIAR LA ESCALA		EDICIÓN	
BULTO: BULTO VERNER: VERNER FILETE: FILETE CHALIZO: CHALIZO	HONDA: HONDA FURTO: FURTO VERNER: VERNER FILETE: FILETE CHALIZO: CHALIZO	RECALO: RECALO RECALO: RECALO RECALO: RECALO RECALO: RECALO	RECALO: RECALO RECALO: RECALO RECALO: RECALO RECALO: RECALO	MATERIAL: PLANCHA ASTM A 36			
N.º DE DIBUJO: SUB CONJUNTO 1 CAJA PORTA RODAMIENTOS				ESCALA: 1:2		HOJA: 1 DE 1	
UNIVERSIDAD Continental				A3			

ANEXO 5. Plano Diseño de Soporte



	NOMBRE	FIRMA	FECHA			
DIBUJ.	FERNANDEZ P.C.		18/01/17			
VERIF.	ING.					
APROB.						
FABR.						
CALID.						
				CURSO	DIBUJO MECÁNICO	N.º DE DIBUJO
						TRABAJO 02
						FORMATO A4
UNIDAD DIMENSIONAL : mm		PESO:		ESCALA:1:1		HOJA 1 DE 1



Universidad
Continental