

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

"Diseño de una máquina quebradora de macadamia"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Javier Honorio Simbaña Mendieta

Miguel Alexander Cuji Ismael

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2017

AGRADECIMIENTOS

Primeramente, agradecemos a Dios por darnos salud y vitalidad para culminar el desarrollo del proyecto de fin de carrera especialmente a nuestras familias que nos apoyaron en todo momento a lo largo de nuestra carrera universitaria.

Agradecemos también a personas externas a nosotros que hicieron posible la recopilación de información y datos muy necesarios para concluir con este trabajo:

Dr. Ángel Ramírez.

Msc. Jonathan León

DEDICATORIA

A Dios por permitirme cumplir mis metas a mis padres Honorio Simbaña Campoverde y Matilde Mendieta Delgado que con su sacrificio y consejos fueron los pilares fundamentales para este logro a mis tres hermanas que siempre me dieron palabras de aliento para seguir adelante y a mi hermano que desde el cielo siempre me cuidó y me ayudó, a mi novia Karen Espinoza Ayala que en el último tramo de mi vida ha sido mi apoyo en todo y me motivo para seguir adelante.

-Javier

DEDICATORIA

A Dios y a su hijo Jesucristo por su amor y su misericordia, a Graciela por su ternura, Miguel por su sacrificio a María y Sahory quienes desde el cielo ayudaron y a Allison, cuya amistad y luz me hicieron volver al camino del que espero no apartarme jamás.

-Miguel

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

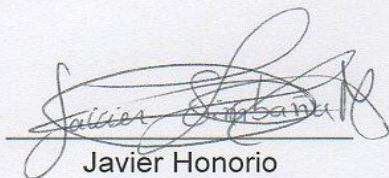
Javier Honorio Simbaña Mendieta

Miguel Alexander Cuji Ismael

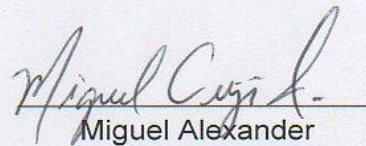
Msc. Jonathan Leon

Dr. Ángel Ramírez

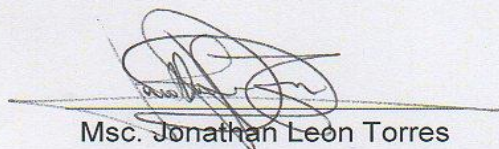
y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



Javier Honorio
Simbaña Mendieta



Miguel Alexander
Cuji Ismael



Msc. Jonathan Leon Torres

RESUMEN

En este proyecto se presenta el diseño de un sistema para quebrar las nueces Macadamia, el cual permite liberar el fruto entero de las nueces de su cáscara, las cuales posean hasta 30 mm de diámetro. De ser implementado, representa una solución al requerimiento de aumentar o tener un nivel de producción comparable al de máquinas importadas, siendo su mayor atractivo el hecho de que se puede obtener aceites cosméticos, productos comestibles y medicinales de este tipo de nuez.

Al seleccionar la mejor opción de diseño mediante la respectiva matriz de decisión, se realizó una investigación de los parámetros iniciales en los que se basaría este sistema, tales como: geometría, masa promedio y fuerza mínima requerida para quebrar a una nuez, Posteriormente, se analizó la cinemática, cinética y el estado de esfuerzos de cada uno de los componentes del mecanismo y de su estructura, teniendo como objetivo que la máquina permita realizar este proceso para sus distintos tamaños de Macadamia posibles. Además, se evaluó la necesidad de emplear un volante para reducir las fluctuaciones en torque requerido y en velocidad angular de la manivela. Por último, se realizó un análisis de las vibraciones presentes en el sistema debido a las fuerzas de impacto generadas para determinar la posibilidad de resonancia en esta máquina.

Se determinó que el sistema diseñado permitiría realizar el quebrado de 900 kg de nueces Macadamia sin importar su tamaño, en el cual se produciría un impacto a un promedio de 3 nueces cada 0.10 segundos. Consecuentemente, la manivela del mecanismo debería girar a 300 rpm, y se necesitaría un motor eléctrico con una potencia de 3HP.

Se simuló el comportamiento de los elementos principales de la máquina ante el impacto hacia las nueces, observándose que los esfuerzos en cada componente están dentro de los rangos aceptables por las normas consultadas.

Se concluye que, con los componentes diseñados y seleccionados, se alcanzaría la capacidad de quebrado de nueces establecida inicialmente, manteniendo una alta adaptabilidad respecto a la variedad de dimensiones posibles de la Macadamia.

Palabras clave: Macadamia, impacto, quebrado, distribución de tamaño, velocidad angular, fruto entero.

ABSTRACT

In this project is presented the design of a system to break the nuts Macadamia, which allows to release the whole fruit of the nuts of its shell, to have them up to 30 mm in diameter. If implemented, it represents a solution to the requirement to increase or have a level of production comparable to that of imported machines, its greatest attraction being that it can obtain cosmetic oils, edible and medicinal products of this type of nut.

When selecting the best design option through the respective decision matrix, an investigation was made of the initial parameters on which this system is based, such as: geometry, average mass and minimum force required to break a nut. He analyzed the kinematics, kinetics and state of the efforts of each of the components of the mechanism and its structure, having the objective that the machine allows to realize this process for its different sizes of possible Macadamia. In addition, the need to employ a flywheel has been evaluated to reduce fluctuations in the required torque and the angular velocity of the crank. Finally, an analysis of the vibrations in the system due to the impact forces generated to determine the possibility of resonance in this machine.

It was determined that the designed system allowed to realize 900 kg cheese of the Macadamia pieces regardless of their size, in which an impact of an average of 3 walnuts occurred every 0.10 seconds. Consequently, the crank of the mechanism rotates 300 rpm, and an electric motor with a power of 3HP would be required.

The behavior of the main elements of the machine was simulated before the impact to the nuts, noting that the stresses in each component are within the ranges acceptable by the standards consulted.

It concludes that, with the components designed and selected, the initially established nut burn capacity was achieved, maintaining a high adaptability with respect to the variety of possible dimensions of macadamia. In addition, consideration was given to minimizing the possibility of injuring or damaging the nut fruit, which means that this design will provide a high added value to the products related to this area.

Key words: *Macadamia, impact, broken, size distribution, angular velocity, whole fruit.*

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT	II
ÍNDICE GENERAL	III
ÍNDICES DE FIGURAS	VI
ÍNDICE DE TABLAS.....	VIII
CAPITULO 1.....	1
1 INTRODUCCIÓN	1
1.1 Descripción del problema.....	1
1.2 Objetivos	1
1.2.1 Objetivos Generales	1
1.2.2 Objetivos Específicos	1
1.3 Marco teórico	2
1.3.1 Macadamia	2
1.3.2 Composición química de la macadamia	2
1.3.3 Usos	3
1.3.4 Macadamia en el Mundo	3
1.3.5 Macadamia en el Ecuador	4
1.3.6 Etapas	6
CAPÍTULO 2.....	10
2 METODOLOGÍA DE DISEÑO	10
2.1 Diseño conceptual.....	10
2.2 Estrategia del diseño.....	10
2.2.1 Representación gráfica de la metodología de diseño	11
2.3 Selección del proceso	12
2.3.1 Proceso Automático.....	12
2.3.2 Proceso Manual.....	12
2.4 Procesos que intervienen en la planta	13
2.5 Maquinarias principales en una planta de proceso de nuez	14

2.5.1	Lavadora de nueces	14
2.5.2	Zaranda Separado.....	15
	15
2.5.3	Transportador de cangilones	16
2.5.4	Descascaradora.....	16
2.5.5	Secadora de Nueces	17
2.6	Alternativas de Diseño	17
2.6.1	Mecanismo de 4 barras articuladas.....	17
2.6.2	Mecanismo de yugo escoces.....	17
2.7	Selección de la mejor alternativa	18
2.7.1	Producción según su distribución de tamaño	20
2.7.2	Dimensionamiento de la tolva.....	21
2.8	Cinemática del mecanismo	21
2.8.1	Los componentes representativos del mecanismo	22
2.8.2	Dimensionamiento de la placa impactadora	23
2.8.3	Análisis de posición del Yugo escocés por método de Números Complejos.....	24
2.9	Análisis Cinético.....	27
2.10	Alternativas de Diseño	31
2.10.1	Mecanismo de 4 barras articuladas.....	31
2.10.2	Diseño de la manivela	35
2.10.3	Diseño del disco de la manivela y del pasador.....	42
2.10.4	Diseño del pasador de la manivela	44
2.11	Selección de Cojinetes.....	52
2.12	Sistema de transmisión de potencia del mecanismo	56
2.13	Diseño para la soldadura	61
2.14	Estructura de la máquina	64
2.15	Soldadura en la estructura	67
2.16	Vibraciones en el sistema	71
CAPÍTULO 3.....		74
3	RESULTADOS	74
3.1	Elementos diseñados y seleccionados para este sistema	74
3.2	Simulación de las cargas sobre el mecanismo	75

3.2.1	Análisis de la placa impactadora	75
3.2.2	Análisis de la estructura de la mesa	77
3.3	Análisis de Costo	79
3.4	Análisis Financiero	80
CAPÍTULO 4.....		82
4	DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES.....	82
4.1	Conclusión	83
4.2	Recomendaciones	84
BIBLIOGRAFÍA.....		85
APÉNDICES.....		86

ÍNDICES DE FIGURAS

FIGURA 1.1 FRUTA Y ÁRBOL DE MACADAMIA.....	2
FIGURA 1.2 PRODUCTOS ELABORADOS CON MACADAMIA	3
FIGURA 1.3 PLANTACIONES LOCALES DE MACADAMIA	5
FIGURA 1.4 PRESENTACIÓN DE COMERCIALIZACIÓN	6
FIGURA 1.5 ETAPAS DE PROCESO DE LA MACADAMIA.....	7
FIGURA 2.1 DIAGRAMA DE FLUJO DE LA METODOLOGÍA DE DISEÑO	11
FIGURA 2.2 MAQUINARIA PRINCIPAL	14
FIGURA 2.3 LAVADORA DE NUECES	15
FIGURA 2.4 SEPARADO.....	15
FIGURA 2.5 TRANSPORTADOR DE CANGILONES	16
FIGURA 2.6 DESCASCARADORA	16
FIGURA 2.7 SECADORA DE NUECES.....	17
FIGURA 2.8 BOSQUEJO DEL MECANISMO DE YUGO ESCOCÉS	21
FIGURA 2.9 PLACA IMPACTADORA PARA NUECES GRANDES Y PEQUEÑAS	22
FIGURA 2.10 PLACA IMPACTADORA PARA NUECES MEDIANAS	22
FIGURA 2.11 ESQUEMA CINEMÁTICO DEL MECANISMO DE YUGO ESCOCÉS	24
FIGURA 2.12 F VS T SOBRE EL ELEMENTO 3 DEBIDO A LAS NUECES	27
FIGURA 2.13 ESQUEMA DEL MECANISMO EN QUE SE BASARA EL ANÁLISIS CINÉTICO	28
FIGURA 2.14 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA BARRA IMPACTADORA	28
FIGURA 2.15 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA CORREDERA.....	29
FIGURA 2.16 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EN LA BARRA IMPACTADORA	34
FIGURA 2.17 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA MANIVELA.....	35
FIGURA 2.18 DISCO DE MANIVELA	36
FIGURA 2.19 DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR SOBRE LA MANIVELA.....	36
FIGURA 2.20 ESQUEMA DE LA MANIVELA CON SU RESPECTIVO PASADOR	42
FIGURA 2.21 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA MANIVELA.....	42
FIGURA 2.22 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE PARTE 1	43
FIGURA 2.23 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE PARTE 2	44
FIGURA 2.24 DIMENSIONES DEL PASADOR DE LA MANIVELA.....	44
FIGURA 2.25 ESQUEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA DEL MOTOR	47
FIGURA 2.26 VARIACIÓN I _{CARGA} VS θ_2	48
FIGURA 2.27 ESQUEMA DE LA DISTANCIA ANGULAR DEL MECANISMO	49

FIGURA 2.28 ENERGÍA REQUERIDA POR EL MOTOR Y ALMACENADA POR EL VOLANTE.....	50
FIGURA 2.29 LOCALIZACIÓN DE LA SOLDADURA EN LA BARRA IMPACTORA.....	61
FIGURA 3.1 PLACA IMPACTADORA SOMETIDA A LOS ESFUERZOS.....	75
FIGURA 3.2 SIMULACIÓN REALIZADA A LA PLACA IMPACTADORA	76
FIGURA 3.3 ESTRUCTURA DE LA MESA.....	77
FIGURA 3.4 ESTRUCTURA DE LA MESA CON LAS CONDICIONES DE BORDE	77
FIGURA 3.5 ANÁLISIS NODAL DE LA MESA.....	78
FIGURA 3.6 RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN	79

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1.1 COMPOSICIÓN QUÍMICA DE LA MACADAMIA	3
TABLA 1.2 PRINCIPALES PAÍSES CONSUMIDORES DE NUEZ DE MACADAMIA	4
TABLA 1.3 PRINCIPALES PAÍSES PRODUCTORES DE NUEZ DE MACADAMIA	4
TABLA 2.1 CRITERIOS DE PONDERACIÓN.....	13
TABLA 2.2 SELECCIÓN DEL PROCESO	13
TABLA 2.3 MATRIZ DE SELECCIÓN PARA LAS ALTERNATIVAS PROPUESTAS	18
TABLA 2.4 GEOMETRÍA, FUERZA REQUERIDA EN UNA MUESTRA DE 100 NUECES.....	19
TABLA 2.5 PROPIEDADES MECÁNICAS DEL MATERIAL AISI 8620.....	31
TABLA 2.6 CARGAS MÁXIMAS Y MÍNIMAS EN LA MANIVELA.....	38
TABLA 2.7 PROPIEDADES DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL ESFUERZOS ALTERNANTES Y MEDIOS	38
TABLA 2.8 SECCIONES DE BANDAS EN V ESTÁNDAR	56
TABLA 2.9 CIRCUNFERENCIAS INTERIORES DE BANDAS EN V ESTÁNDAR	56
TABLA 2.10 POTENCIALES NOMINALES DE BANDAS EN V ESTÁNDAR	57
TABLA 2.11 FACTOR DE CORRECCIÓN DEL ÁNGULO DE CONTACTO	59
TABLA 2.12 FACTOR DE CORRECCIÓN DE LONGITUD DE BANDA	59
TABLA 2.13 FACTORES DE SERVICIO SUGERIDOS PARA TRANSMISIÓN DE BANDA EN V	60
TABLA 2.14 CARGA PERMISIBLE PARA VARIOS TAMAÑOS DE SOLDADURA	62
TABLA 2.15 ESFUERZOS PERMISIBLES DEL CÓDIGO AISC PARA METAL DE APORTE	63
TABLA 2.16 PROPIEDADES TORSIONALES DE LAS SOLDADURAS DE FILETE	68
TABLA 2.17 PROPIEDADES MÍNIMAS DEL METAL DE APORTE	70
TABLA 2.18 ESFUERZOS PERMISIBLES DEL CÓDIGO AISC PARA METAL DE APORTE	70
TABLA 3.1 COMPONENTES DEL SISTEMA, CANTIDAD Y SUS CARACTERÍSTICAS	74
TABLA 3.2 COMPONENTES DEL SISTEMA, CANTIDAD Y SUS CARACTERÍSTICAS	76
TABLA 3.3 CONSUMO COSTO HORA DE LA MÁQUINA.....	80
TABLA 3.4 PRESUPUESTO DE LA MÁQUINA QUEBRADORA DE MACADAMIA.....	80

CAPITULO 1

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema

La producción de macadamia (nuez) en el Ecuador en los últimos años ha tenido un crecimiento importante debido a la demanda que está tiene en el mercado extranjero, no solo por su excelente sabor sino también por su contenido nutricional.

Con la finalidad de poder aprovechar esta oportunidad, los productores han implementado plantas para el procesamiento de macadamia con equipos en su mayoría importados debido a que en el país aún no se fabrican maquinarias de gran capacidad, por el desconocimiento de los productores estos equipos no son implementados y distribuidos correctamente en los espacios físicos dentro de la fábrica, esto ocasiona que el proceso de industrialización dentro del país junto con los precios del producto final no representen competencia en el mercado internacional.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivos Generales

Diseñar una máquina quebradora de macadamia para aumentar la capacidad de producción en el país.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Diseñar los componentes de la máquina (mecanismos, materiales, planos de fabricación)
- Determinar la potencia requerida del motor.
- Realizar un modelo 3D del equipo.
- Simulación del funcionamiento del equipo.

1.3 Marco teórico

1.3.1 Macadamia

La macadamia pertenece a la familia de los frutos secos de las potaceas, esta nuez es originario de Australia, y es la más moderna de su especie ya que se descubrió en el siglo XIX por el botánico Ferdinand Von Mueller. Su nombre se debió en honor al naturalista y político australiano, John Macadam.

Por su textura, color, delicado y distintivo sabor, esta nuez es considerada una de las más nutritivas y exquisitas a nivel mundial. Su composición consta de una corteza fibrosa muy difícil de romper.

Los árboles de este fruto pueden llegar hasta los 18 metros de altura, alcanzando a cubrir con sus hojas y ramas hasta 12 metros de diámetro (figura 1.1). Los árboles empiezan a producir macadamia después de cinco años de ser sembrado, y se va incrementando anualmente llegando a alcanzar niveles óptimos a los 13 años; el tiempo de producción puede llegar hasta los 70 años.



Figura 1.1 Fruta y árbol de macadamia

Fuente: (Pérez, 2012)

1.3.2 Composición química de la macadamia

En la tabla 1.1 se muestra las características y calidad nutritiva que presenta este fruto para el consumo humano.

Tabla 1.1 Composición química de la macadamia

Componentes	Contenido por 100 gr
Agua (%)	3,0
Calorías	691,0
Proteína (gr)	7,8
Grasa (gr)	71,6
Carbohidratos totales (gr)	15,9
Fibra (gr)	2,5
Ceniza (gr)	1,7
Calcio (mg)	48,0
Fósforo (mg)	161,0
Hierro (mg)	2,0
Potasio (mg)	264,0

Fuente: (Arias, 2012)

1.3.3 Usos

Este fruto es utilizado mayormente en el mercado gourmet, siendo un ingrediente indispensable en toda clase de comidas, ensaladas, cócteles y repostería (figura 1.2). El aceite que se obtiene en el procesamiento de la nuez, es utilizado en la industria cosmética por su vitamina E, la cual genera beneficios en la piel.



Figura 1.2 Productos elaborados con macadamia

Fuente: (Lavin, 2010)

1.3.4 Macadamia en el Mundo

La producción de la macadamia a nivel mundial ha incrementado en los últimos años, ya sea por el alto rendimiento de frutos que presentan los árboles maduros, como también por la demanda del segmento gourmet y orgánicos, que son comercializados en todas las tiendas de alimentos, en donde esta nuez lidera los estándares de exclusividad.

Los países que más demandan este producto son: Estados Unidos, Europa y Asia (tabla 1.2), en los últimos tiempos Latinoamérica también se ha vuelto un mercado muy importante para la comercialización de la nuez.

Tabla 1.2 Principales países consumidores de nuez de macadamia

PAIS Y PARTICIPACIÓN DE MERCADO	
Estados Unidos	52%
Comunidad Europea	15%
Japón	16%
Australia (autoabastecimiento)	10%
Otros	7%

Fuente: (MAG-SICA, 2011)

En la tabla 1.3 presenta los principales países productores: Australia, Estados Unidos, Sudáfrica, Kenia, Guatemala, Costa Rica y Brasil.

Tabla 1.3 Principales países productores de nuez de macadamia

PAIS Y PARTICIPACIÓN DE MERCADO	
Australia	42%
Estados Unidos (Hawai)	30%
Sudáfrica	15%
Otros: Costa Rica, Kenya, Guatemala, Malawi,Brasil,etc	5%

Fuente: (MAG-SICA, 2011)

1.3.5 Macadamia en el Ecuador

En el año 1976, fue introducida por primera vez la macadamia en el Ecuador, pero en 1988 se realizó la primera importación comercial de ahí en adelante

se incrementó el cultivo hasta llegar a 700 hectáreas, de las cuales solamente la mitad está produciendo, las plantaciones se localizan en zonas húmedas tropicales de la costa como se indica en la figura 1.3.

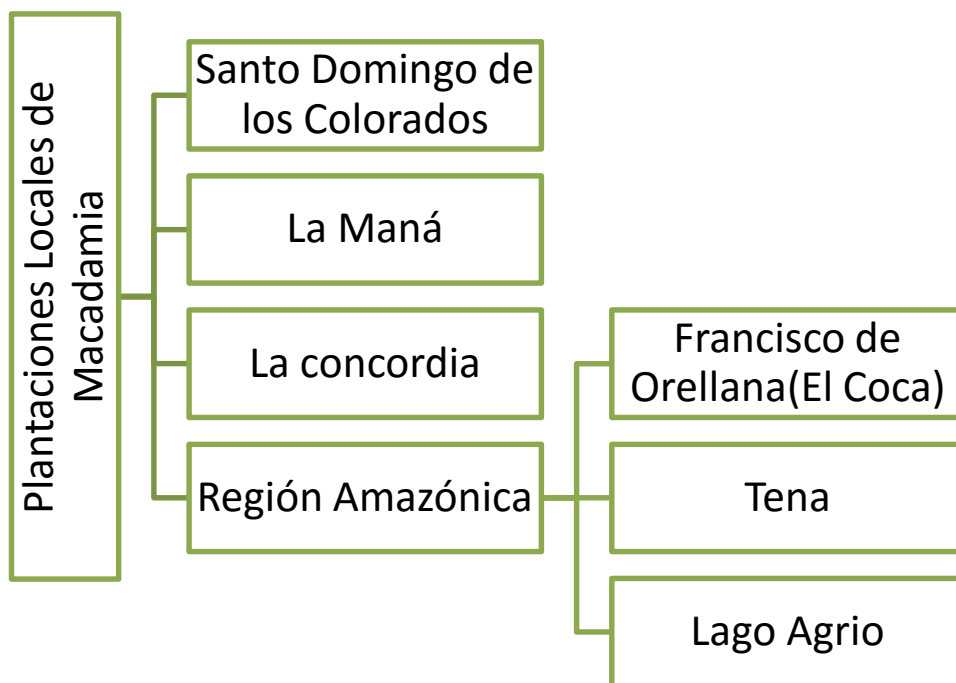


Figura 1.3 Plantaciones locales de macadamia

Fuente: Elaboración propia.

Las condiciones agro-climáticas favorables que posee el Ecuador en la zona Tropical - Húmeda han promovido que en los últimos años empresas privadas como Vía Láctea fomenten la siembra de nuez de macadamia. Esta empresa provee el material vegetativo, además asesora a los productores y se encarga del acopio y la comercialización del producto de esta manera cierra el círculo agro-productivo de la nuez de macadamia. (Jimenez, 2001)

En el mercado local se comercializa la macadamia ya sea en productos frescos como también en productos procesados como se indica en la (figura 1.4).

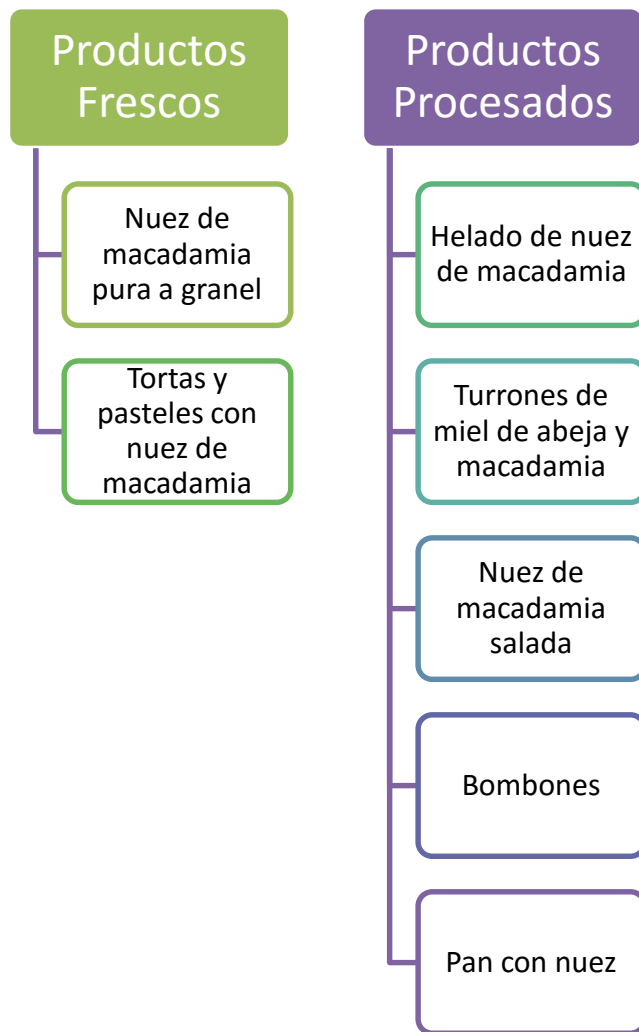


Figura 1.4 Presentación de comercialización

Fuente: Elaboración propia

1.3.6 Etapas

La etapa de pos-cosecha es la más crítica para obtener una nuez crujiente y de excelente sabor, de gran calidad para el mercado, por lo cual se debe tomar en consideración lo siguiente:

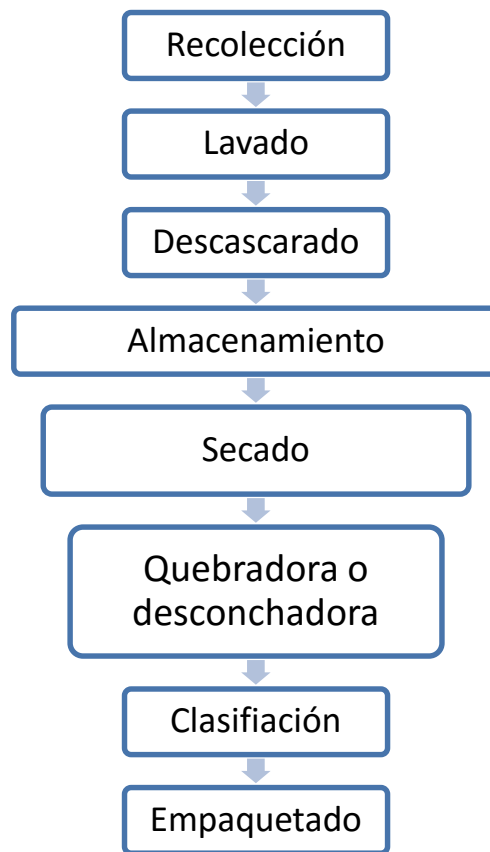


Figura 1.5 Etapas de proceso de la macadamia

Fuente: Elaboración propia.

- **Recolección**

La recolección de la macadamia se realiza de forma manual, una vez el fruto se ha desprendido naturalmente del árbol. Esta labor se realiza una o dos veces por semana, o cada 15 días, dependiendo de la extensión del cultivo. La macadamia es recolectada en canastos de plástico, luego el recolector deposita lo recolectado en sacos, los cuales son llevados hasta la planta para el siguiente proceso.

- **Lavado**

Las nueces de macadamia son lavadas para retirar todas las impurezas que contiene y para lograr humedecer la corteza exterior facilitando así el descascarado de la macadamia.

- **Descascarado**

El proceso de descascarado debe ser realizado dentro de las primeras 24 horas después de recolectado el fruto, para evitar el recalentamiento de la nuez y el deterioro de la misma a causa del calor. Este proceso es realizado con máquinas especialmente diseñadas para esta actividad, las cuales por medio de la fricción separan el pericarpio(cascara) del resto del fruto. En esta fase se merma un 50% del peso del producto en proceso.

- **Almacenamiento**

Una vez descascarado el fruto, este es empacado nuevamente en costales y llevados a un lugar fresco donde se almacenan mientras se realiza el siguiente proceso. Para algunos productores este es el último paso del proceso de producción que realizan, pues los procesos siguientes son realizados en otro lugar.

- **Secado**

El proceso de secado puede ser realizado de dos formas, dependiendo de la cantidad de producción y de la capacidad que tenga el productor de adquirir maquinaria especializada. Los pequeños productores que no tienen la suficiente capacidad económica para adquirir una máquina de secado, realizan este proceso exponiendo la macadamia al sol durante una semana aproximadamente dependiendo de las condiciones climáticas, mientras que otros productores utilizan secadores industriales, los cuales permiten realizar esta actividad en solo 4 días evitando así el moho en la nuez. (Duran, 2013)

- **Quebradora o Desconchadora**

En esta etapa se utiliza máquinas desconchadoras que fracturan y separa el fruto de la concha, para ello la cáscara debe tener un aspecto vidrioso, porque al quebrarse esta no altera ni daña la almendra. El proceso de desconchado se realiza una vez la humedad de la macadamia se haya reducido a un 7%, lo cual permite que la nuez se

desprenda de la concha. Si la cáscara no es separada, entonces esta queda prensada en la nuez.

- **Limpieza y clasificación**

Para la limpieza y clasificación se utiliza los siguientes métodos:

- Trilladora,
- Sopladores,
- Separación electrónica
- Por color
- Separación manual

Antes de empaquetar se quitan cuerpos extraños (piedras, restos de cáscaras). Los estándares de calidad que se siguen a nivel internacional son los establecidos por los productores de nuez de Macadamia de Hawai.

- **Empaquetado**

En esta etapa, el envase juega un papel importante, ya que este protege y mantiene la calidad del producto.

Funciones del envase:

- Proteger al producto contra pérdida de aroma y absorción de olores y sabores indeseados (protección del aroma).
- Proteger el contenido quebradizo contra daños.
- Ofrecer seguridad para conservar el producto, lo que implica que deberá impedir tanto la pérdida como la absorción de humedad.

CAPÍTULO 2

2 METODOLOGÍA DE DISEÑO

2.1 Diseño conceptual

El equipo debe contar con un mecanismo que quiebre la macadamia para así separar la cascara de la fruta(nuez) esto se debe realizar tratando que en su mayoría no se quiebre ni se lastime su fruto. A su vez, debe permitir que al ingresar la macadamia al equipo no exista restricción por su tamaño evitando así una selección manual previa a este proceso.

Se debe considerar que se está trabajando con un producto comestible, por lo que los materiales que estén en contacto con la nuez deben ser de grado alimenticio.

2.2 Estrategia del diseño

Se estableció un plan para diseñar la máquina quebradora de macadamia que cumpla con los requerimientos técnicos mencionados anteriormente. Se definió un diagrama de flujo con todas las etapas de diseño a seguir, mostrado en la sección 2.2.1, reconociendo la relación entre cada una y las retroalimentaciones necesarias que debemos tomar en cuenta en todo el proceso de diseño.

2.2.1 Representación gráfica de la metodología de diseño

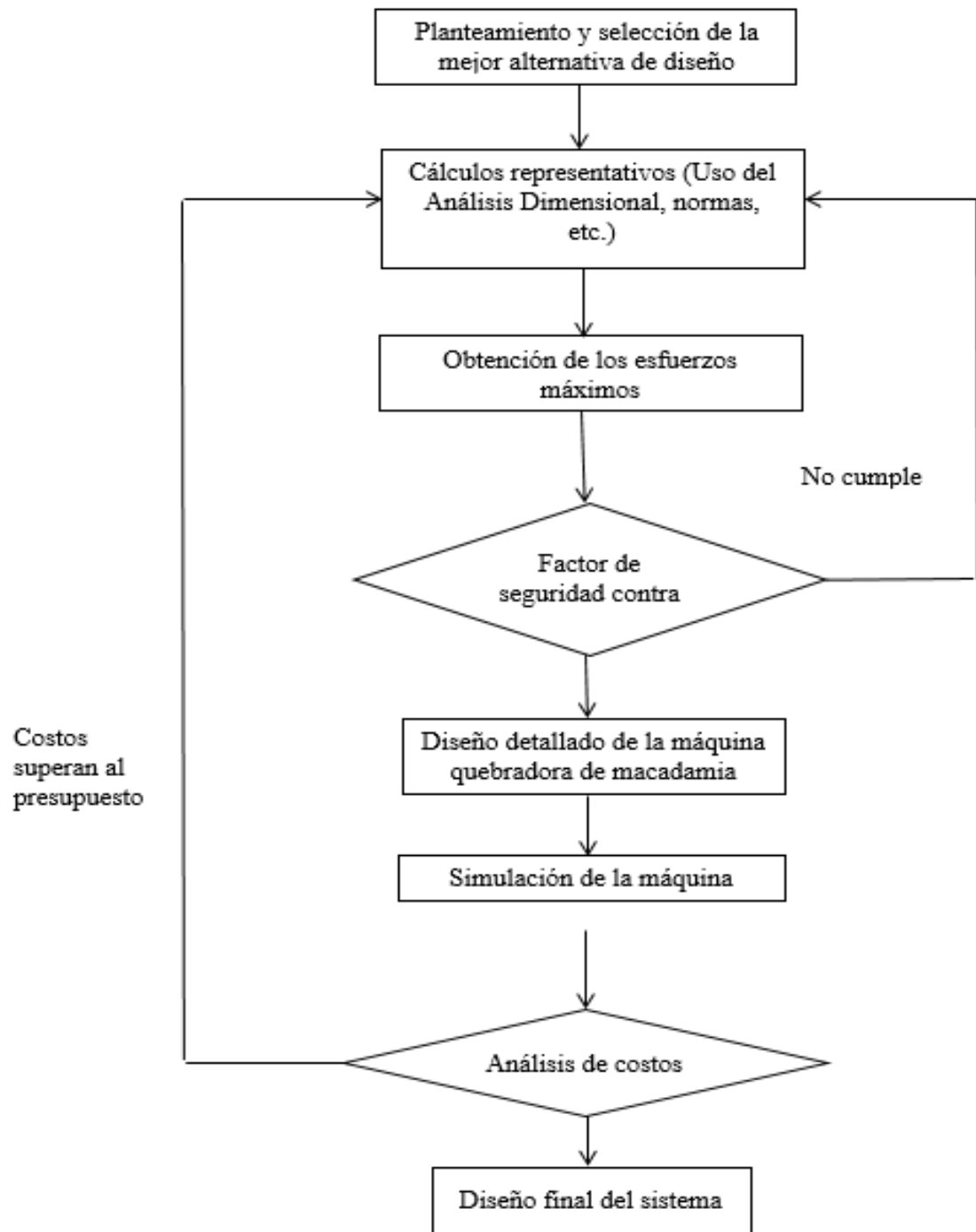


Figura 2.1 Diagrama de flujo de la metodología de diseño

Fuente: Elaboración propia.

2.3 Selección del proceso

Antes del desarrollo del diseño de la maquina descascaradora, es necesario establecer el proceso de la planta el cual puede ser de forma automático o manual.

2.3.1 Proceso Automático

La automatización es un sistema donde se transfieren tareas de producción realizadas habitualmente por operadores humanos a un conjunto de elementos tecnológicos, mejorando la productividad de la empresa, reduciendo los costos de la producción y mejorando la calidad de la misma. El proceso automatizado en la línea de producción de un producto ayuda a proveer las cantidades necesarias en el momento preciso.

2.3.2 Proceso Manual

Este proceso permite la reducción de los costos de mantenimiento, ya que solo se contará con la máquina quebradora. Una desventaja implícita en este proceso es el aumento sustancial en la cantidad de mano de obra y en las obligaciones legales que esto implica, además la producción está muy ligada al rendimiento de los trabajadores.

Al tomar en cuenta las consideraciones descritas en los párrafos anteriores, así como también los parámetros principales en la producción industrial se procede a armar la matriz de decisión, descrita en la tabla 2.2; cuyos resultados nos permitirá conocer que proceso sería el mejor para nuestro objetivo.

Donde los criterios de ponderación son los siguientes:

Tabla 2.1 Criterios de ponderación

Criterio	Numeración
Alto	3
Medio	2
Bajo	1

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 2.2 Selección del proceso

Parámetros	Proceso Manual	Proceso Automático
Capital Inicial	1	3
Mantenimiento	1	1
Número de trabajadores	3	1
Tiempo de producción	3	1
TOTAL	8	6

Fuente: Elaboración propia.

De acuerdo a los datos que arroja la matriz de decisión, el proceso automático será el escogido en este proyecto, pues es el que requiere menos inversión.

2.4 Procesos que intervienen en la planta

Una planta de producción de nueces de macadamia cuenta con procesos que intervienen desde el acopio en las granjas hasta el empaquetamiento.

Sin embargo, este documento solo se enfocará en los siguientes procesos:

- Recolección
- Lavado de las nueces con cascara
- Descascarado
- Almacenamiento
- Secado

- Quebrado
- Separador de cascara y fruta
- Clasificado manual de nueces no aptas para el consumo
- Zaranda separadora de macadamia entera
- Etiquetado

Primero la nuez es recolectada del suelo y con ella vienen elementos no deseados como piedras y ramas; es llevado a la planta en sacos, luego por acción de un elevador de canguilones caen a una máquina encargada del lavado de estas nueces con cascara. Una vez lavadas, haciendo uso de un segundo elevador de canguilones, las nueces pasan a la maquina descascaradora este proceso se debe realizar como máximo 24 horas después de la recolección para evitar que se dañe. En la siguiente etapa la macadamia se puede almacenar para después proceder con el secado.

Luego así mismo un elevador de canguilones lleva la macadamia a la quebradora donde por acción del mecanismo la macadamia es impactado logrando que el fruto y la cascara se separen.

2.5 Maquinarias principales en una planta de proceso de nuez

Las normas y manuales que están basados en la producción de nuez de macadamia sugieren un esquema de planta como el presentado en la figura 2.2.



Figura 2.2 Maquinaria principal

Fuente: Elaboración propia.

2.5.1 Lavadora de nueces

Luego del proceso de separación, se pasa al lavado de las nueces, esta máquina usa un chorro de agua y también un tambor giratorio que hace que

las nueces se golpeen soltando así el lodo que puedan traer consigo, pues son recolectadas desde el piso.



Figura 2.3 Lavadora de nueces

Fuente: (Zhenying, 2015)

2.5.2 Zaranda Separado

Es una máquina de transporte y movimiento que sirve para separar las nueces enteras de las quebradas o partidas esta máquina es importante previo al proceso de etiquetado figura 2.4.



Figura 2.4 Separado

Fuente: (Zhenying, 2015)

2.5.3 Transportador de cangilones

El elevador sirve para el transporte del producto a la altura indicada en los procesos de elaboración de alimentación. El transporte tiene lugar gracias a los cangilones hechos de acero perforado resistente a ácidos.



Figura 2.5 Transportador de cangilones

Fuente: (Zhenying, 2015)

2.5.4 Descascaradora

La descascaradora es la encargada de separar la cascara del fruto de la nuez, esta máquina puede estar accionada por varios tipos distintos de mecanismos y es el objeto de este proyecto, por ello se ampliará en las siguientes paginas su diseño.



Figura 2.6 Descascaradora

Fuente: (Zhenying, 2015)

2.5.5 Secadora de Nueces

Esta máquina sirve para secar las nueces haciendo uso de temperatura de aproximadamente 70°C, las nueces deben tener un tiempo adecuado en el secador, pues si están mucho tiempo en el pueden quemarse y esto sería pérdida.



Figura 2.7 Secadora de nueces

Fuente: (Nasan, 2014)

2.6 Alternativas de Diseño

2.6.1 Mecanismo de 4 barras articuladas.

Este sistema está conformado por 4 barras que forman una cadena cinemática cerrada, el golpe de una de las barras sobre la nuez no es controlable, es decir no sabemos en qué posición de la nuez el mecanismo va a golpear, por ende, puede o no descascarar.

2.6.2 Mecanismo de yugo escoces

Este sistema consiste en una variación del mecanismo de biela manivela corredera, que golpea a la nuez de forma axial, y esto ejerce esfuerzos de compresión sobre la cascara y esta a su vez se rompe correctamente si la fuerza es la correcta.

2.7 Selección de la mejor alternativa

Para determinar la solución más adecuada para cumplir con los requerimientos planteados anteriormente, se procedió a elaborar una Matriz de Decisión para las dos alternativas, que considera varios aspectos de viabilidad con sus respectivos porcentajes de importancia para desarrollar este proyecto, los cuales se detallan a continuación:

- Viabilidad Técnica: Facilidad en el diseño
- Costo de fabricación
- Facilidad de Mantenimiento
- Facilidad de Montaje
- Consumo Energético
- Limitaciones Físicas

Para cada solución y parámetro, se calificó con un valor del 1 al 10, teniendo como resultado una alternativa con un mayor puntaje, la cual se elegirá como el camino más viable para proseguir con el diseño.

Tabla 2.3 Matriz de selección para las alternativas propuestas

Solución	A	B
F Viabilidad	Yugo escoces	4 barras articuladas
Viabilidad Técnica: Facilidad en el diseño (25%)	8	7
Costo de fabricación (20%)	7	6
Facilidad de Mantenimiento (20%)	9	7
Facilidad de Montaje (15%)	8	6
Consumo Energético (15%)	8	8
Limitaciones Físicas (5%)	10	9
Total	8.05	6.80

Fuente: Elaboración propia.

La tabla 2.3 muestra a la alternativa A como mejor solución, por lo que se continuará con las siguientes etapas del proceso de diseño.

Se ha consultado a las empresas exportadoras de macadamia sobre alguna mejora en su proceso actual en lo que se concluyó que se debería hacer un análisis costo beneficio de una máquina quebradora que permita alcanzar una producción estimada: 900Kg / h

Para empezar con el diseño de esta máquina se investigó en varias referencias bibliográficas la geometría de las nueces de macadamia, así como su peso y la fuerza empleada para quebrarla, encontrándose los datos mostrados en la tabla 2.4.

Morfología de la nuez:

Para una muestra de 100 nueces

Tabla 2.4 Geometría, fuerza requerida en una muestra de 100 nueces

Tamaño	Díámetro (mm)	Cantidad
Pequeña	26,49	12
Mediana	28,10	55
Grande	29,85	33

Fuente: (Salazar, 2014)

Además, se determinó que el espesor máximo de la cascara de una nuez es de 7mm, por lo que al hacerle ensayos de compresión se determinó que se necesita emplear una fuerza de 4000 N para romper la cascara de nuez. Por último, se obtuvo que la masa promedio de una nuez con cascara es de $m_{nuez} = 0.010Kg$ (Salazar, 2014).

Con los datos mostrados anteriormente se calculó la producción de nuez quebrada según su tamaño para identificar la geometría preliminar del mecanismo a emplear.

$$Producción\ de\ la\ máquina = \frac{900\ Kg/hr}{0.010\ Kg} = 25\ \frac{nueces}{Seg}$$

2.7.1 Producción según su distribución de tamaño

Con los datos mostrados en la sección anterior, se calculó la producción de nuez quebrada según su tamaño para identificar la geometría preliminar del mecanismo a emplear, utilizando la ecuación 1 y 2.

$$\begin{aligned} & \text{Producción de la máquina[nueces/hr]} \\ &= \frac{\text{Producción general [kg/hr]}}{\text{masa de 1 nuez[kg]}} \quad (\text{Ec. 1}) \end{aligned}$$

$$\text{Producción de la máquina[nueces/hr]} = \frac{900 \text{ kg/hr}}{0.010 \text{ kg}}$$

$$\text{Producción de la máquina[nueces/hr]} = 90000 \text{ nueces/hr}$$

$$\text{Producción por tamaño} = \text{Producción de la máquina} * \% \text{ en tamaño} \quad (\text{Ec. 2})$$

Nuez Pequeña:

$$25 \frac{\text{nueces}}{\text{Seg}} \times 0.12 = 3 \frac{\text{nueces}}{\text{Seg}}$$

Nuez Mediana:

$$25 \frac{\text{nueces}}{\text{Seg}} \times 0.55 = 14 \frac{\text{nueces}}{\text{Seg}}$$

Nuez Grande:

$$25 \frac{\text{nueces}}{\text{Seg}} \times 0.33 = 9 \frac{\text{nueces}}{\text{Seg}}$$

2.7.2 Dimensionamiento de la tolva

Se estableció la geometría de la tolva de alimentación de la máquina quebradora considerando que el diámetro máximo de las nueces es de 29.85 mm y que la producción, por lo que su área transversal mínima se obtuvo con la siguiente relación:

$$\text{Producción: } 25 \frac{\text{nueces}}{\text{sg}}$$

$$\sqrt{25} = 5 \text{ nueces por lado}$$

$$\text{Arista} = 5 D_{\text{máximo}} \simeq 150\text{mm}$$

Por lo que el área transversal mínima de la tolva debe ser un cuadrado de 150 mm de lado. Por otro lado, debido a que la nuez se asemeja a un cuerpo esférico, no se requiere un ángulo muy pronunciado respecto a la horizontal, por lo que estaría en el rango: $\alpha_{\text{inclinación}} = 40^\circ - 60^\circ$

2.8 Cinemática del mecanismo

Existen muchos mecanismos capaces de realizar una acción de quebrado en alimentos con cáscara, escogiéndose para este proyecto el mecanismo de yugo escocés, debido que permitiría dos impactos por ciclo. Se determinó su geometría final, velocidad, aceleración de cada uno de sus componentes utilizando el método de números complejos y considerando la geometría de la nuez y la producción deseada.

El esquema de este mecanismo se muestra en la figura 2.8.

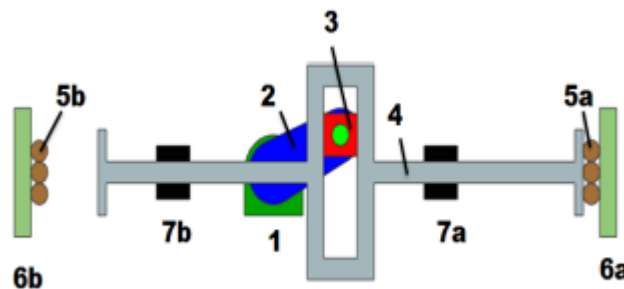


Figura 2.8 Bosquejo del mecanismo de yugo escocés

Fuente: (Alonso, 2014)

2.8.1 Los componentes representativos del mecanismo

Por motivo de que la máquina a diseñar debe permitir el quebrado de las nueces sin restricción de tamaño, se consideró que la barra impactadora deba tener una placa diferente en cada lado dependiendo su tamaño como se muestra en las figuras 2.9 y figura 2.10.

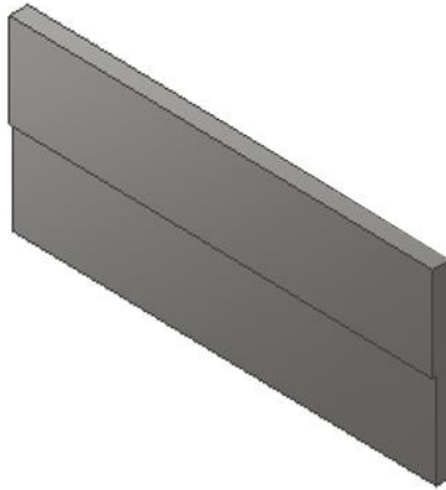


Figura 2.9 Placa impactadora para nueces grandes y pequeñas

Fuente: Elaboración propia.

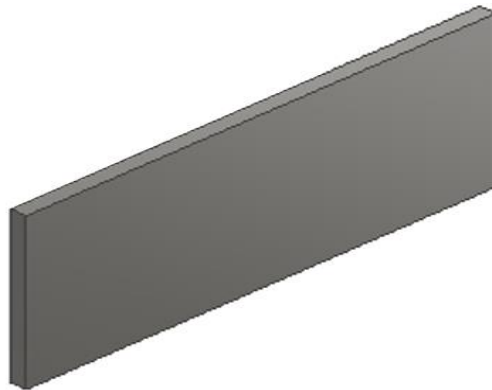


Figura 2.10 Placa impactadora para nueces medianas

Fuente: Elaboración propia.

2.8.2 Dimensionamiento de la placa impactadora

Como la placa de impacto tiene que soportar cargas consideradas de manera ideal como concentradas, debido a que la forma de la nuez se asemeja a una esfera, se escogió un espesor máximo de 5mm de acero inoxidable la cual estaría soldada a la placa base de acero galvanizado, la cual tendría un espesor mínimo de 8mm en la zona en donde se impactaría a la nuez de mayor tamaño. Cabe recalcar que el acero inoxidable que se escogió es el AISI 304, debido a que estaría en contacto directo con la nuez.

$$b_2 = (D_{grande} - D_{mediana}) + 13$$

$$b_2 = 29.85 - 28.10 + 13 = 14.75 \text{ mm}$$

$$b_3 = b_2 + (D_{mediana} - D_{pequeño})$$

$$b_3 = 14.75 + (28.1 - 26.40) = 16.4 \text{ mm}$$

Debido a que las nueces al ser impactadas por las placas estarían en caída libre se estimó el recorrido de la nuez en 1 segundo, asumiendo que la nuez parte con una $V_0 = 0.5 \text{ m/s}$, con la que se empleó la (Ec.3)

$$Y = Y_0 + V_0 t - 4.9 t^2; \quad (\text{Ec.3})$$

$$\text{En } t = 1 \text{ sg}$$

$$h = 0.5(1) - 4.9(1)$$

$$h = 5.4 \text{ m}$$

Una placa de altura de 5.4 metros sería demasiado grande para utilizarla en este mecanismo, por lo que se tomó como variable al tiempo de vuelo, estimándose una altura de la placa de $h = 0.30 \text{ m}$. Utilizando la Ec.3:

$$0.30 = 0 + 0.5t - 4.9t^2$$

$$T = 0.20 \text{ seg}$$

Este tiempo obtenido sería el tiempo máximo entre impactos en cada lado de la barra impactadora, por lo que la velocidad angular de la manivela se obtuvo de la Ec.4

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \quad (\text{Ec.4})$$

$$\omega = 31.42 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$\therefore \omega = 300 \text{ rpm}$$

2.8.3 Análisis de posición del Yugo escocés por método de Números Complejos

Se representaron los vectores de posición de los puntos en común de la manivela (\vec{R}_2), corredera (\vec{R}_4), brazo impactador (\vec{R}_3) para obtener las velocidades y aceleraciones en función del ángulo Θ_2 de la manivela como se muestra en la figura 2.11.

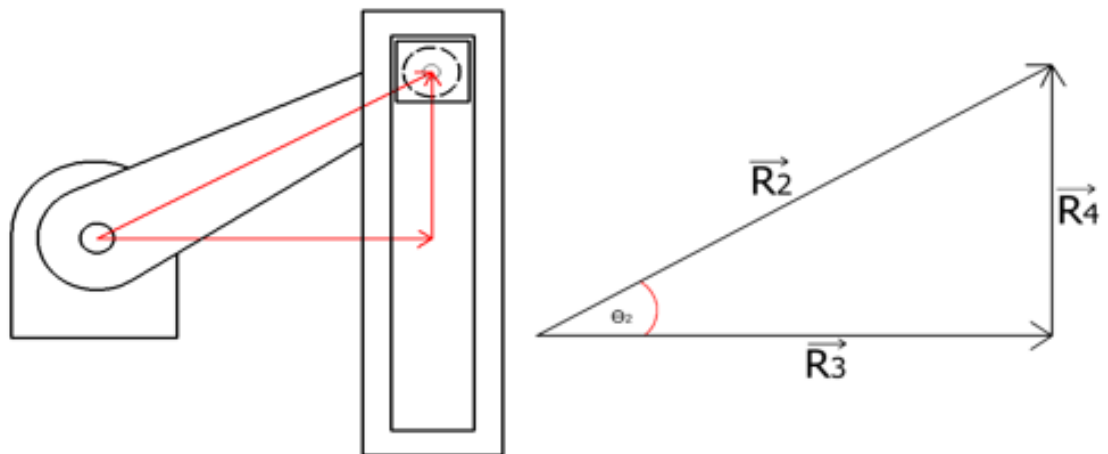


Figura 2.11 Esquema cinemático del mecanismo de yugo escocés

Fuente: Elaboración propia.

Ecuación vectorial

$$\vec{R}_2 - \vec{R}_4 = \vec{R}_3 \quad (\text{Ec.5})$$

Ángulos de los vectores

$$\begin{cases} \theta_2 = \text{variable} \\ \theta_3 = 0^\circ \\ \theta_4 = 90^\circ \end{cases}$$

Expresado en números complejos:

$$\vec{R}_2 e^{j\theta_2} - \vec{R}_4 e^{j\theta_4} = \vec{R}_3 e^{j\theta_3}$$

Por lo tanto:

$$\begin{cases} R_2 \cos \theta_2 - 0 = R_3 \\ R_2 \sin \theta_2 - R_4 = 0 \end{cases} \quad \left[\begin{array}{l} R_3 = R_2 \cos \theta_2 \\ R_4 = R_2 \sin \theta_2 \end{array} \right.$$

Derivando la EC.4 respecto al tiempo, se obtuvo los Vectores de Velocidad:

$$\dot{R}_3 = -R_2 \omega_2 \sin \theta_2 \quad (\text{Ec.6})$$

$$\dot{R}_4 = R_2 \omega_2 \cos \theta_2 \quad (\text{Ec.7})$$

Al derivar las Ec.6 y Ec.7 se obtuvo los Vectores de Aceleración:

$$\ddot{R}_3 = -R_2 (\alpha_2 \sin \theta_2 + \omega_2^2 \cos \theta_2) \quad (\text{Ec.8})$$

$$\ddot{R}_4 = R_2 (\alpha_2 \cos \theta_2 - \omega_2^2 \sin \theta_2) \quad (\text{Ec.9})$$

Se estimó la dimensión de la manivela de manera preliminar, siendo este valor: $R_2 = 0.10 \text{ m}$.

Reemplazando ω_2 en la (EC.6) y (EC.7) se obtuvo:

$$\dot{R}_3 = -(0.10)(31.42) \sin \theta_2$$

$$\dot{R}_3 = -3.14 \sin \theta_2$$

$$\dot{R}_4 = (0.15)(31.42) \cos \theta_2$$

$$\dot{R}_4 = 3.14 \cos \theta_2$$

Considerando el tiempo en que el sistema inicia su movimiento, se debe vencer la inercia de todo el mecanismo, por lo que se investigó el tiempo de arranque de motores eléctricos relacionado a máquinas agrícolas, siendo este valor: $t_{arranque} = 2\text{seg}$ (ABB, 2016). Por lo tanto, la aceleración angular de la manivela se la obtuvo con la Ec.10

$$\alpha_2 = \frac{\omega_f - \omega_0}{t_{arranque}} \quad (\text{Ec.10})$$

$$\alpha_2 = \frac{31.42 - 0}{2}$$

$$\alpha_2 = 15.71 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2}$$

Reemplazando en la ecuación EC.8 y EC.9 se obtuvo:

$$\ddot{R}_3 = -(0.10)[(15.71) \sin \theta_2 + (31.42)^2 \cos \theta_2]$$

$$\ddot{R}_3 = -1.57 \sin \theta_2 - 98.72 \cos \theta_2$$

$$\ddot{R}_4 = (0.10)[(15.71) \cos \theta_2 - (31.42)^2 \sin \theta_2]$$

$$\ddot{R}_4 = 1.57 \cos \theta_2 - 98.72 \sin \theta_2$$

2.9 Análisis Cinético

Se analizó el comportamiento de la fuerza de impacto a través del tiempo, en el que se consideró la fuerza máxima para romper una nuez. Con este valor, se estimaron las cargas sobre cada elemento del mecanismo debido al impacto y a la fricción, tal como se muestra en la Gráfica 2.1.

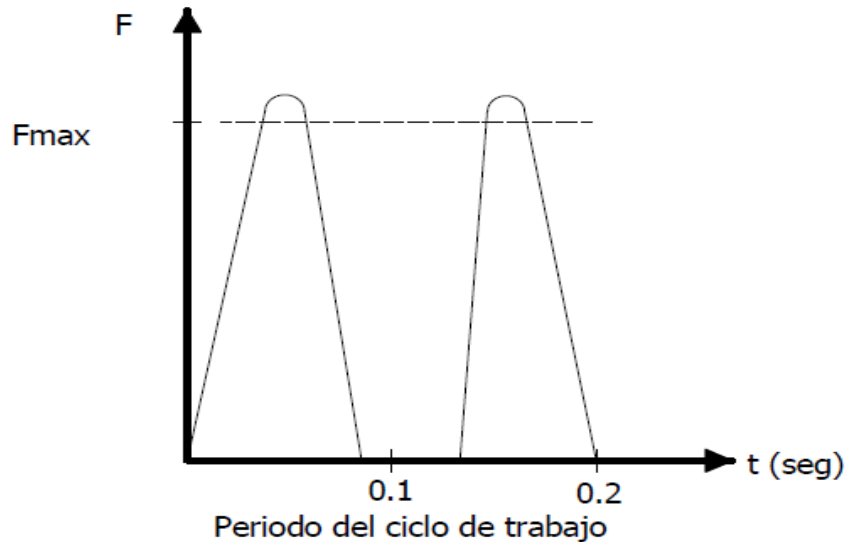


Figura 2.12 F vs t sobre el elemento 3 debido a las nueces

Fuente: Elaboración propia.

De la sección anterior se había estimado que la producción sería de $25 \frac{\text{nueces}}{\text{seg}}$, por lo que, al considerar el periodo del ciclo, se obtuvo el número de nueces que serían impactadas. Entonces, la fuerza total por impacto se obtuvo de la Ec.11.

$$25 \frac{\text{nueces}}{\text{seg}} * 0.1 \text{ seg} = 2.5 \approx 3 \text{ nueces}$$

$$F_{\text{máxima}} = 4000N * (\# \text{ de nueces}) \quad (\text{Ec.11})$$

$$F_{\text{máxima}} = 4000(3) = 12000N$$

Se consideró de manera preliminar el esquema mostrado en la figura 2.1, en el que se basara el análisis de fuerzas sin considerar masas de los eslabones

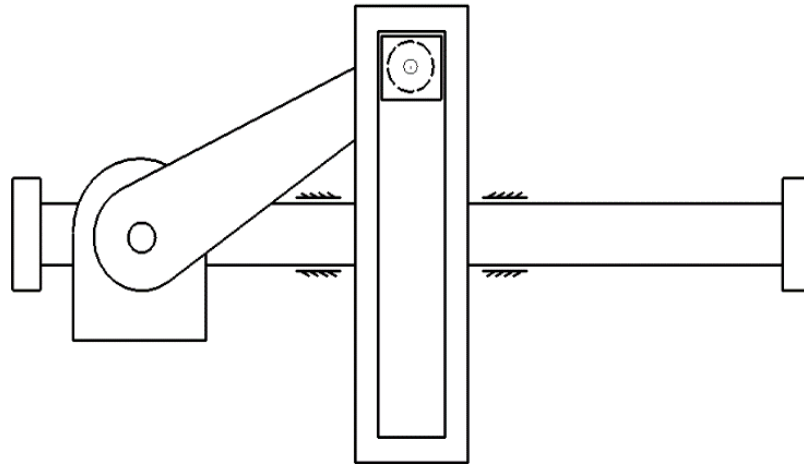


Figura 2.13 Esquema del mecanismo en que se basara el análisis cinético

Fuente: Elaboración propia.

A continuación, se procedió a realizar el diagrama de cuerpo libre con su respectivo análisis de fuerzas y momentos de cada eslabón considerando su soporte con la bancada y las uniones entre los elementos, detalladas en las figuras 2.13,2.14,2.15.

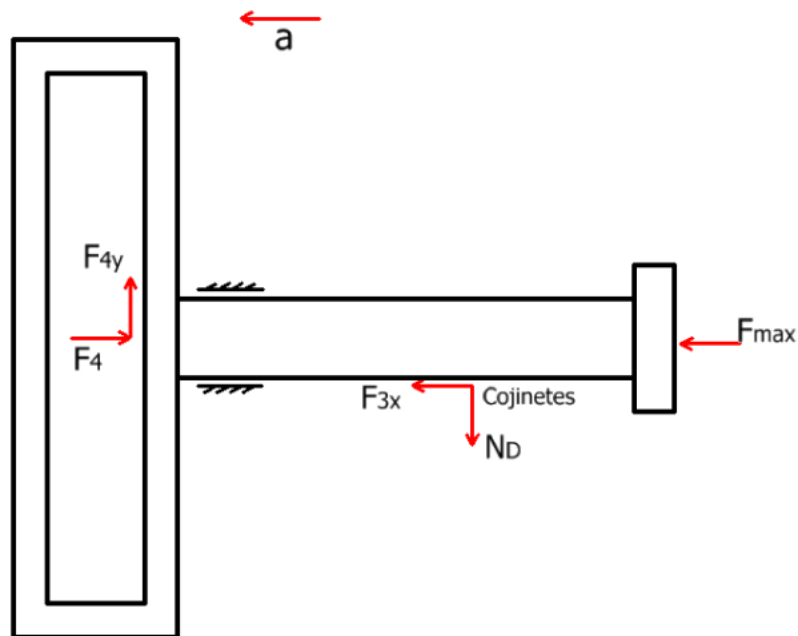


Figura 2.14 Diagrama de cuerpo libre de la barra impactadora

Fuente: Elaboración propia.

$$F_4 - F_{3X} - F_{m\acute{a}x} = 0 \quad \sum \vec{F}_x = 0 \quad (\text{Ec.12})$$

$$F_{4y} = N_D \quad \sum \vec{F}_y = 0 \quad (\text{Ec.13})$$

Considerando la friccion cinetica

$$F_{3X} = \mu_{k_{3-1}} N_D$$

entonces

$$F_{3X} = \mu_{k_{3-1}} F_{4y} \quad (\text{Ec.14})$$

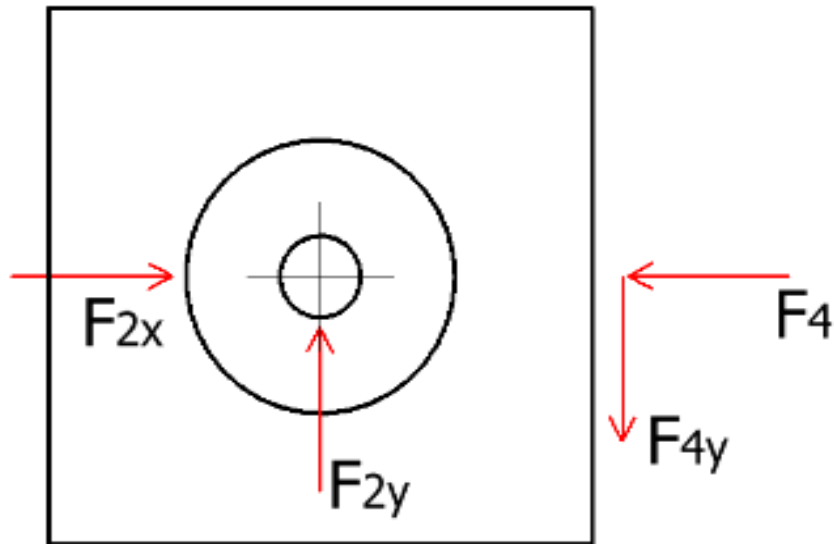


Figura 2.15 Diagrama de cuerpo libre de la corredera

Fuente: Elaboración propia.

$$F_{2y} = F_{4y} \quad \sum \vec{F}_y = 0 \quad (\text{Ec.15})$$

Considerando la fricción cinética en la corredera

$$F_{4y} = \mu_{k_{3-4}} F_4$$

Entonces

$$F_{2y} = \mu_{k_{3-4}} F_4 \quad (\text{Ec.16})$$

Reemplazando en la Ec.12

$$F_1 - \mu_{3-1} \mu_{3-4} F_4 - F_{m\acute{a}x} = 0$$

Asumiendo un coeficiente de fricción cinética entre las uniones de los eslabones de $\mu_{k_{3-1}} = \mu_{k_{3-4}} = 0.45$, se halló el torque requerido para impulsar la manivela utilizando las ecuaciones mostradas anteriormente.

$$F_4 - (0.45)(0.45)F_4 - F_{m\acute{a}x} = 0$$

$$F_4 = \frac{F_{m\acute{a}x}}{0.8} = \frac{12000}{0.8}$$

$$F_4 = 15000N$$

Reemplazando en la Ec.16 se obtiene:

$$F_{2y} = \mu_{k_1} F_4$$

$$F_{2y} = (0.45)(15000)$$

$$F_{2y} = 6750N$$

Hacer figura vista frontal y lateral de la manivela

$$T_{carga} = F_{2y} R_2 \quad (\text{Ec.17})$$

$$T_{carga} = (6750N)(0.10m)$$

$$T_{carga} = 675 N.m$$

2.10 Alternativas de Diseño

2.10.1 Mecanismo de 4 barras articuladas

Según la figura 2.1, se realizó el dimensionamiento del brazo impactador para que resistiera las cargas de pandeo céntrico y excéntrico debido a la fuerza aplicada a las nueces. Para esto se seleccionó un material que resistiera el desgaste por fricción y que tenga una dureza apropiada para esta aplicación.

Se calculó el esfuerzo axial para el brazo impactador con la Ec.16, el cual se estableció de manera preliminar que estaría compuesto del material AISI 8620, de 25mm de diámetro (Bohman, 2016). Este material tiene un esfuerzo de fluencia de $\sigma_y = 440MPa$, tal como se muestra en la tabla 2.5.

Tabla 2.5 Propiedades mecánicas del material AISI 8620

Propiedades mecánicas		
Suministrado laminado en caliente con dureza aproximada de 160 - 200 HB		
En condición de cementado		
Diámetro, mm	16 - 40	40 - 100
Esfuerzo de cedencia (kg/mm^2)	min 61	min 45
Resistencia a la tracción (kg/mm^2)	100 - 120	64 - 100
Elongación, A5	10 %	11 %
Resistencia al impacto, KU	≥ 50	≥ 50
Dureza (HB)	300 - 405	200 - 300

Fuente: Iván Bohman

Cargas y esfuerzos debido al pandeo céntrico (Beer-Johnston, 2010):

$$\sigma_{axial} = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec.18})$$

$$\sigma_{axial} = \frac{15000 \text{ N}}{\frac{\pi(0.025)^2}{4}}$$

$$\sigma_{axial} = 30.6 \text{ Mpa}$$

Se calculó el coeficiente de pandeo crítico para el material seleccionado con la Ec.19, para compararlo con la relación de esbeltez.

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{\sigma_y}} \quad (\text{Ec.19})$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2(200 \times 10^9)}{440 \times 10^6}}$$

$$C_c = 94.72$$

Para calcular la relación de esbeltez se calculó el radio de giro el cual depende de la inercia y el área de la sección transversal de la barra, para estos cálculos se empleó las ecuaciones 20, 21 y 22

Inercia de la sección transversal:

$$I = \frac{\pi D^4}{64} \quad (\text{Ec.20})$$

$$I = 1.92 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

Área de la sección transversal:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (\text{Ec.21})$$

$$A = 4.91 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Radio de giro:

$$R = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (\text{Ec.22})$$

$$R = \sqrt{\frac{1.92 \times 10^{-8} \text{m}^4}{4.91 \times 10^{-4} \text{m}^2}}$$

$$R = 0.00625 \text{m}$$

Se asumió una longitud de barra $L = 0.30 \text{m}$. Por lo tanto:

$$\frac{L}{R} = \frac{0.30 \text{ m}}{0.00625 \text{ m}}$$

$$\frac{L}{R} = 48$$

Debido a que la relación de esbeltez es menor al coeficiente de pandeo crítico C_c la columna se considera corta por lo que se debe calcular el factor de seguridad con la Ec.22

$$F_S = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} \left(\frac{L/R}{C_c} \right) - \frac{1}{8} \left(\frac{L/R}{C_c} \right)^3 \quad (\text{Ec.23})$$

$$F_S = \frac{5}{3} + \frac{3}{8} (0.51) - \frac{1}{8} (0.51)^3$$

$$F_S = 1.84$$

Por último, el esfuerzo permisible se calculó con la Ec.23

$$\sigma_{permisible} = \frac{\sigma_y}{F_S} \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{L/R}{C_c} \right)^2 \right] \quad (\text{Ec.24})$$

$$\sigma_{permisible} = \frac{440}{1.84} \left[1 - \frac{1}{2} (0.51)^2 \right]$$

$$\sigma_{permisible} = 208.03 \text{MPa}$$

2.10.1.1 Verificación del pandeo por carga excéntrica

Debido a que en ciertos instantes existiría una excentricidad en la dirección de la carga resultante, se consideró también diseñar el brazo para que resistiera los esfuerzos axiales por pandeo excéntrico. Por lo tanto, se procedió a hallar la carga crítica y el esfuerzo máximo en la barra para verificar que no falle. (Beer-Johnston, 2010)

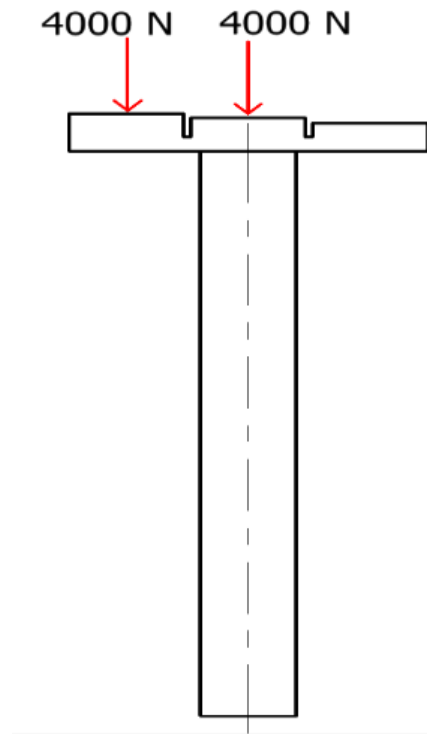


Figura 2.16 Diagrama de cuerpo libre en la barra impactadora

Fuente: Elaboración propia

Donde:

$$P_{Cr} = \frac{\pi^2 EI}{L_e^2} \quad (\text{Ec.25})$$

$$P_{Cr} = \frac{\pi^2 (200 \times 10^9) \left(\frac{\pi (0.025)^4}{64} \right)}{[2(0.30)]^2}$$

$$P_{Cr} = 31.4 \text{ KN}$$

Formula de la secante

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{P}{A} \left[1 + \frac{ec}{R^2} \sec \left(\frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{P}{P_{Cr}}} \right) \right] \quad (\text{Ec.26})$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{8000}{4.91 \times 10^{-4}} \left[1 + \frac{(0.0225)(0.0125)}{(0.00625)^2} \sec \left(\frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{8000}{31500}} \right) \right]$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 183 \text{MPa}$$

2.10.2 Diseño de la manivela

Según la figura 2.16 se realizó el dimensionamiento de la manivela para que resistiera las cargas de torsión y flexión. Para esto se volvió a seleccionar el material AISI 8620 para el cálculo de los esfuerzos medios y alternantes de von Mises y su factor de seguridad ante las cargas de torsión y flexión. (Shigley, 2008)

Se consideró los diagramas de cuerpos libre mostrados en la figura 2.18 y 2.19.

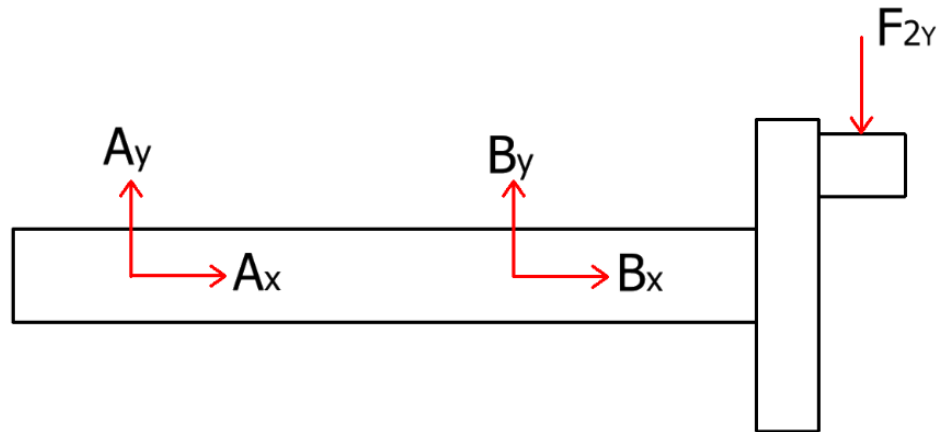


Figura 2.17 Diagrama de cuerpo libre de la manivela

Fuente: Elaboración propia

Sumatoria de fuerzas en Y:

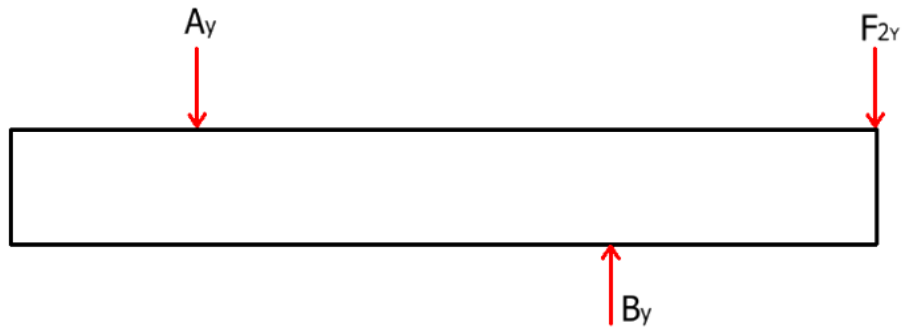


Figura 2.18 Disco de manivela

Fuente: Elaboración propia

$$\sum \overrightarrow{F_y} = 0$$

$$A_y + B_y = F_{2y} = 6750N$$

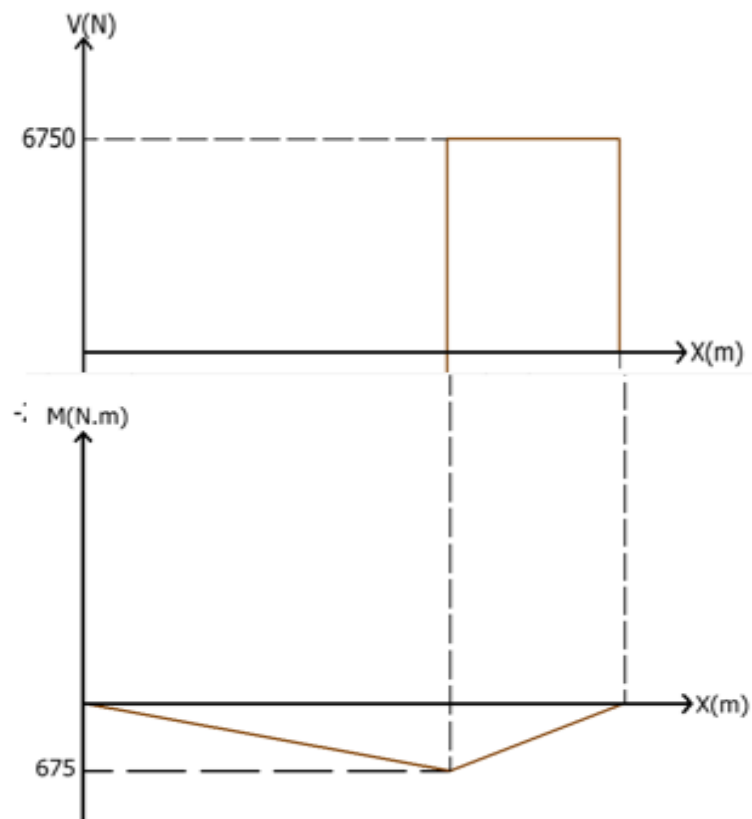


Figura 2.19 Diagrama de fuerza cortante y momento flector sobre la manivela

Fuente: Elaboración propia

$$+\curvearrowright \Sigma \vec{M} = 0$$

$$B_y(0.3) - F_{2y}(0.4) = 0$$

$$B_y = 9000N$$

$$A_y = (6750 - 9000)N$$

$$A_y = -2250N$$

$$\frac{\partial M}{\partial x} = V$$

$$M_B - M_a = V(x_2 - x_1)$$

$$M_B = (2250N)(0.3m)$$

$$M_B = 675N.m$$

Consecuentemente, las cargas externas sobre la manivela son:

$$T_{m\acute{a}ximo} = 675 N.m$$

$$T_{m\acute{in}imo} = 0 N.m$$

$$M_{m\acute{a}ximo} = 675 N.m$$

$$M_{m\acute{in}imo} = 0 N.m$$

Para dise\~{n}ar bajo cargas de fatiga, se utiliz6 el criterio de Goodman (Shigley, 2008)

$$\frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_{ut}} = \frac{1}{N} \quad (\text{Ec.27})$$

$\sigma'_a ; \sigma'_m$ = Esfuerzos m\~{a}ximos alternativos y medios, respectivamente (Mpa)

S_e = Resistencia a la fatiga modificada (Mpa)

S_{ut} = Resistencia ultima a la tensi6n (Mpa)

Los valores $S_y = 440\text{MPa}$, $S_{ut} = 1100\text{MPa}$ se obtuvieron de la figura 2.15, ya que se empleó el mismo material para el árbol de la manivela (AISI 8620)

Se calcularon los momentos alternantes empleando las siguientes ecuaciones:

Tabla 2.6 Cargas máximas y mínimas en la manivela

Variable	Formula	Ecuación	Resultados
$M_{alternante}$	$\frac{M_{máximo} - M_{mínimo}}{2}$	(Ec.28)	337.5 N.m
M_{medio}	$\frac{M_{máximo} + M_{mínimo}}{2}$	(Ec.29)	337.5 N.m
$T_{alternante}$	$\frac{T_{máximo} - T_{mínimo}}{2}$	(Ec.30)	337.5 N.m
T_{medio}	$\frac{T_{máximo} + T_{mínimo}}{2}$	(Ec.31)	337.5 N.m

Fuente: Elaboración propia

Se asumieron los factores de concentración de esfuerzos de flexión y torsión $K_f = K_{fs} = 1.2$ debido a que la transmisión de movimiento hacia la manivela se daría a cabo por medio de una chaveta. Al remplazar las propiedades de la sección transversal del árbol se obtuvieron los esfuerzos medios y alternantes utilizando la Ec.29 y Ec.30.

Tabla 2.7 Propiedades de la sección transversal esfuerzos alternantes y medios

Variable	Fórmula	Ecuación	Resultados
Distancia máxima al eje neutro(C)	$\frac{D}{2}$	Ec.32	0.015m
Inercia(I)	$\frac{\pi D^4}{64}$	Ec.20	$3.18 \times 10^{-8} m^4$
Inercia polar(J)	$\frac{\pi D^4}{32}$	Ec.30	$1.59 \times 10^{-8} m^4$

F	σ_a	$K_f \frac{M_a C}{I}$	Ec.33	152 MPa
	σ_m	$K_f \frac{M_c C}{I}$	Ec.34	152 MPa
t	τ_a	$\frac{K_{fs} T_a (D/2)}{J}$	Ec.35	76 MPa
e	τ_m	$\frac{K_{fs} T_m (D/2)}{J}$	Ec.36	76 MPa

Fuente: Elaboración propia

Se calculó los esfuerzos medios y alternantes equivalente de von Mises con la ecuación 37:

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad (\text{Ec.37})$$

$$\sigma'_a = \sqrt{(152)^2 + 3(76)^2}$$

$$\sigma'_a = \sigma'_m = 201 \text{ MPa}$$

Posteriormente, se calculó el limite a la resistencia a la fatiga de la manivela con la Ec.38

$$S_e = (K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e) S'_e \quad (\text{Ec.38})$$

K_a : Condición superficial del maquinado

K_b : Factor de forma

K_c : Factor de carga

K_d : Factor de temperatura

K_e : Factor de efectos varios

S'_e = Limite de resistencia de la fatiga del material

Para un material laminado de la Tabla 6.2 (Shigley, 2008), se obtuvo los coeficientes $a = 1.58$; $b = -0.085$. Reemplazando en la (Ec.38):

$$K_a = a(S_{ut})^b \quad (\text{Ec.38})$$

$$K_a = 1.58(1100)^{-0.085}$$

$$K_a = 0.88$$

Para obtener K_b se reemplazó el diámetro del árbol en la Ec.39:

$$K_b = 1.24d^{-0.107} \quad (\text{Ec.39})$$

$$K_b = 1.24(30\text{mm})^{-0.107}$$

$$K_b = 0.86$$

Al considerar que el árbol trabajaría en temperatura ambiente y que se emplearon los factores de concentración de esfuerzos, se utilizó $K_c = K_d = K_e = 1$. (Shigley, 2008). Además, el límite a la resistencia de la fatiga se la calculo con la Ec.40

$$S'_e = 0.5S_{ut} \quad (\text{Ec.40})$$

$$S'_e = 0.5(1100\text{MPa})$$

$$S'_e = 550\text{MPa}$$

Por lo tanto, de la Ec.38:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_e$$

$$S_e = [(0.88)(0.86)(1)(1)(1)](550\text{MPa})$$

$$S_e = 416.24 \text{ MPa}$$

De la Ec. 27:

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

$$\frac{201}{416.24} + \frac{201}{1100} = \frac{1}{N}$$

$$N = 1.50$$

El cual es un factor de seguridad aceptable para el diseño contra la fatiga.

Se debe hallar la frecuencia natural del árbol, ya que no se debe realizar el proceso a esta velocidad angular crítica para evitar el fenómeno de resonancia, con la ecuación 2.31. (Budynas, 2008)

$$\omega_{crítica} = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{gEI}{A\gamma}} \quad (\text{Ec.41})$$

Donde, E es el módulo de Young del material del árbol: 200GPa, γ es el peso específico del acero AISI 8620: 78400 N/m³, y l es la longitud del árbol: 0.45m Reemplazando en la ecuación 41:

$$\omega_{crítica} = \left(\frac{\pi}{0.45m}\right)^2 \sqrt{\frac{9.8 \text{ m/seg}^2 (200GPa) 0.03^2}{78400 \text{ N/m}^3 \cdot 16}}$$

$$\omega_{crítica} = 2984 \text{ rad/seg}$$

La velocidad angular de operación de la manivela que se estimó es de 300rpm. Como 31.41 rad/seg (300 rpm) es mucho menor a la $\omega_{crítica}$, no habría peligro de que ocurra la resonancia.

2.10.3 Diseño del disco de la manivela y del pasador

Debido a que el pasador y el disco formarían parte de la manivela, también se cuantificó los esfuerzos a los que estarían sometidos debido al trabajo requerido para mover el mecanismo e impactar las nueces. Su esquema y diagrama de cuerpo libre se muestran en las figuras:

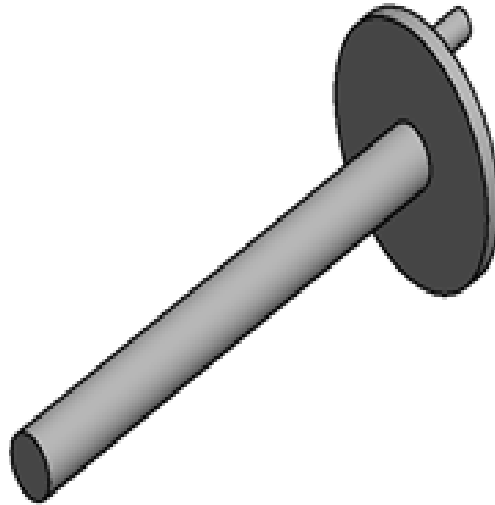


Figura 2.20 Esquema de la manivela con su respectivo pasador

Fuente: Elaboración propia

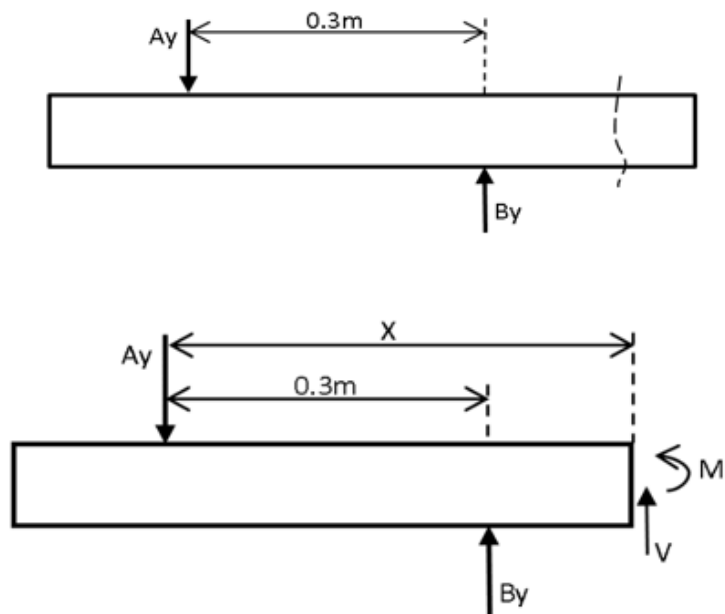


Figura 2.21 Diagrama de cuerpo libre de la manivela

Fuente: Elaboración propia

$$\sum \vec{M} = 0$$

$$A_y \cdot X - B_y(X - 300) + M = 0$$

$$M = B_y(X - 300) - A_y \cdot X$$

$$M = 9000(0.035) - 2250(0.005)$$

$$M = 438.75 \text{ N.m}$$

De la ecuación 32:

$$\sigma = \frac{MC}{I}$$

$$\sigma = \frac{438.75 \text{ N.m} (0.3/2)}{\frac{\pi(0.3)^4}{64}}$$

$$\sigma = 165.5 \text{ KPa}$$

De la ecuación 35:

$$\tau = \frac{Tr}{J}$$

$$\tau = \frac{675 \text{ N.m} (0.3/2)}{\frac{\pi(0.3)^4}{32}}$$

$$\tau = 127 \text{ KPa}$$

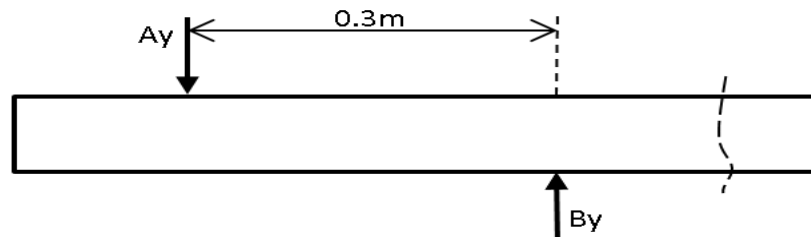


Figura 2.22 Diagrama de cuerpo libre parte 1

Fuente: Elaboración propia

$$+\circlearrowleft \Sigma \vec{M} = 0$$

$$A_y \cdot X - B_y(X - 300) + M = 0$$

$$M = B_y(X - 300) - A_y \cdot X$$

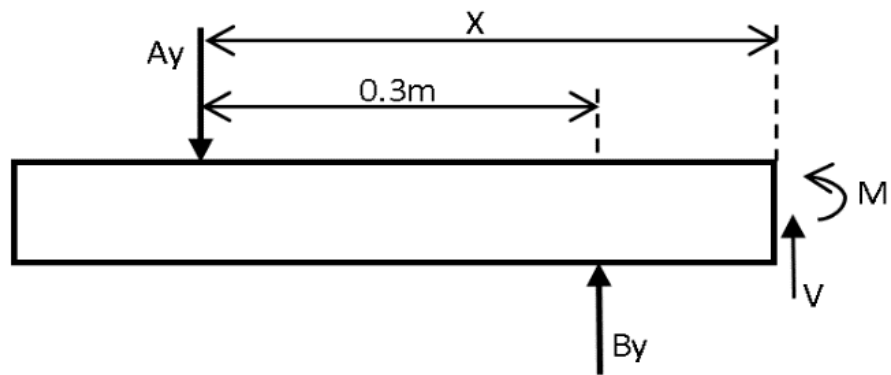


Figura 2.23 Diagrama de cuerpo libre parte 2

Fuente: Elaboración propia

$$M = 9000(0.035) - 2250(0.005)$$

$$M = 438.75 \text{ N.m}$$

2.10.4 Diseño del pasador de la manivela

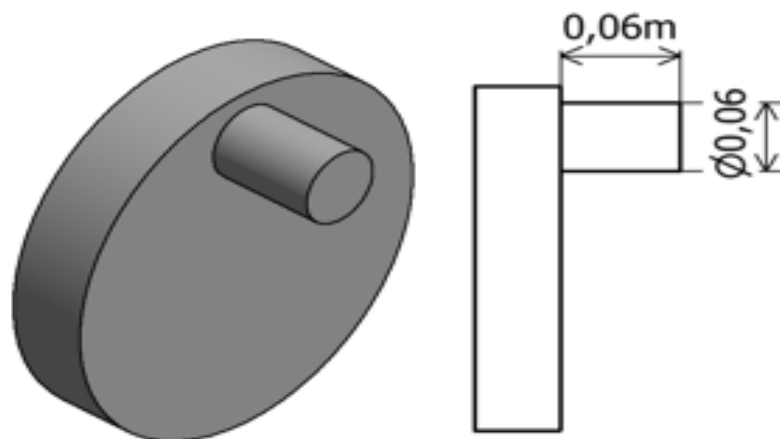


Figura 2.24 Dimensiones del pasador de la manivela

Fuente: Elaboración propia

$$\tau = \frac{Tr}{J}$$

$$\tau = \frac{675 \text{ N.m} (0.04/2)}{\frac{\pi(0.04)^4}{32}}$$

$$\tau = 58 \text{ MPa}$$

$$\sum \vec{M} = 0$$

$$M = By(X - 300) - Ay \cdot X$$

Donde $X = (0.4 - 0.06) = 0.34\text{m}$

$$M = 9000(0.04) - 2250(0.034)$$

$$M = 438.75 \text{ N.m}$$

$$\sigma = \frac{MC}{I}$$

$$\sigma = \frac{405 \text{ N.m} (0.06/2)}{\frac{\pi(0.4)^4}{64}}$$

$$\sigma = 19 \text{ MPa}$$

Debido a que los esfuerzos resultaron ser bajos, se determinó que se había escogido dimensiones apropiadas para estos elementos.

Considerando la energía mecánica de los mecanismos, se verificó si se requeriría dimensionar un volante para reducir la variación del torque de carga requerido para impulsar el sistema. Para ello, se calcularon las masas de cada elemento y sus respectivas velocidades.

Masa del árbol

$$m_{\text{árbol}} = \rho \cdot V \quad (\text{Ec.42})$$

$$m_{\text{árbol}} = \rho \frac{\pi D^2}{4} h$$

Donde $h = 450\text{mm}$ y $D = 30\text{mm}$.

Sustituyendo estos valores:

$$m_{\text{árbol}} = 2.48 \text{ Kg}$$

Calculando la inercia del árbol con la ecuación 43:

$$I_{\text{árbol}} = \frac{1}{2} MR^2 \quad (\text{Ec.43})$$

$$I_{\text{árbol}} = \frac{1}{2} (2.48) \left(\frac{0.03}{2}\right)^2$$

$$I_{\text{árbol}} = 2.79 \times 10^{-4} \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

De las ecuaciones 6 y 7:

$$v_{\text{brazo}} = -0.15 \omega_{\text{carga}} \sin \theta_2$$

$$v_{\text{corredera}} = 0.15 \omega_{\text{carga}} \cos \theta_2$$

Debido a que no se conocía las dimensiones finales de la guía y de la corredera, se estableció que: $m_{\text{corredera}} = 1\text{Kg}$ y $m_{\text{guia}} = 3\text{Kg}$.

Por lo tanto:

$$m_{\text{brazo}} = 2 * m_{\text{barra impactadora}} + m_{\text{guia}}$$

$$m_{\text{brazo}} = 2 \left[7800 \frac{\pi(0.025)^2}{4} (0.3) \right] + m_{\text{guia}}$$

$$m_{\text{brazo}} = 2.30\text{Kg} + 3\text{Kg}$$

$$m_{\text{brazo}} = 5.3 \text{ Kg}$$

Energía requerida para impulsar el mecanismo = Energía cinética de cada elemento

$$\frac{1}{2}I_{carga}\omega_{carga}^2 = \frac{1}{2}I_{manivela}\omega_{carga}^2 + \frac{1}{2}m_{corredera}v_{corredera}^2 + \frac{1}{2}m_{brazo}v_{brazo}^2 \text{ (Ec.44)}$$

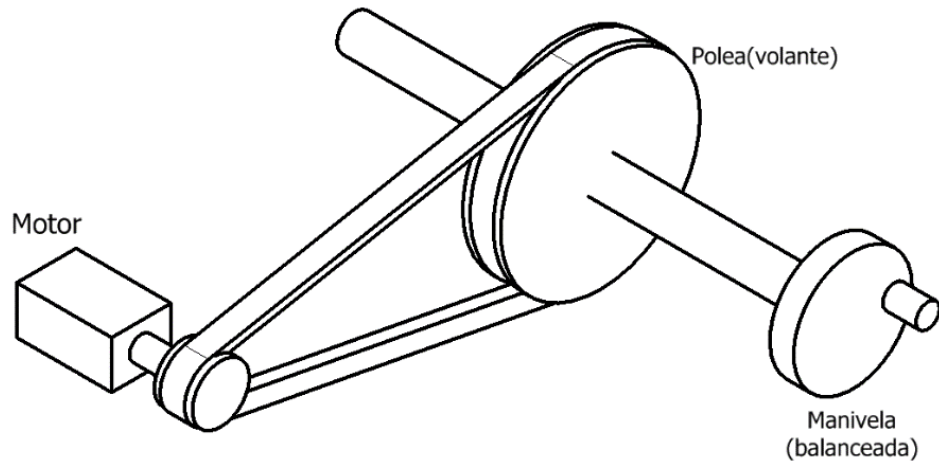


Figura 2.25 Esquema de transmisión de potencia del motor

Fuente: Elaboración propia

$$\frac{1}{2}I_{carga}\omega_c^2 = \frac{1}{2}I_{manivela}\omega_c^2 + \frac{1}{2}m_{corredera}(-0.15\omega_c \text{ sen } \theta_2)^2 + \frac{1}{2}m_{brazo}(0.15\omega_c \text{ cos } \theta_2)^2$$

$$\frac{1}{2}I_{carga}\omega_c^2 = \frac{1}{2}I_{manivela}\omega_c^2 + \frac{1}{2}(0.10)^2\omega_c^2[m_{corredera} \text{ sen }^2 \theta_2 + m_{brazo} \text{ cos }^2 \theta_2]$$

$$I_{carga} = I_{manivela} + (0.10)^2[m_{corredera} \text{ sen }^2 \theta_2 + m_{brazo} \text{ cos }^2 \theta_2]$$

Debido a que la Inercia de la carga depende del ángulo de rotación de la manivela, se realizó una gráfica I_{carga} vs θ_2 , para estimar el menor valor de inercia. Con esto, se aseguraría que el volante permita disminuir la variación de energía entregada por el motor en el caso más crítico, tal como se muestra en el gráfico.

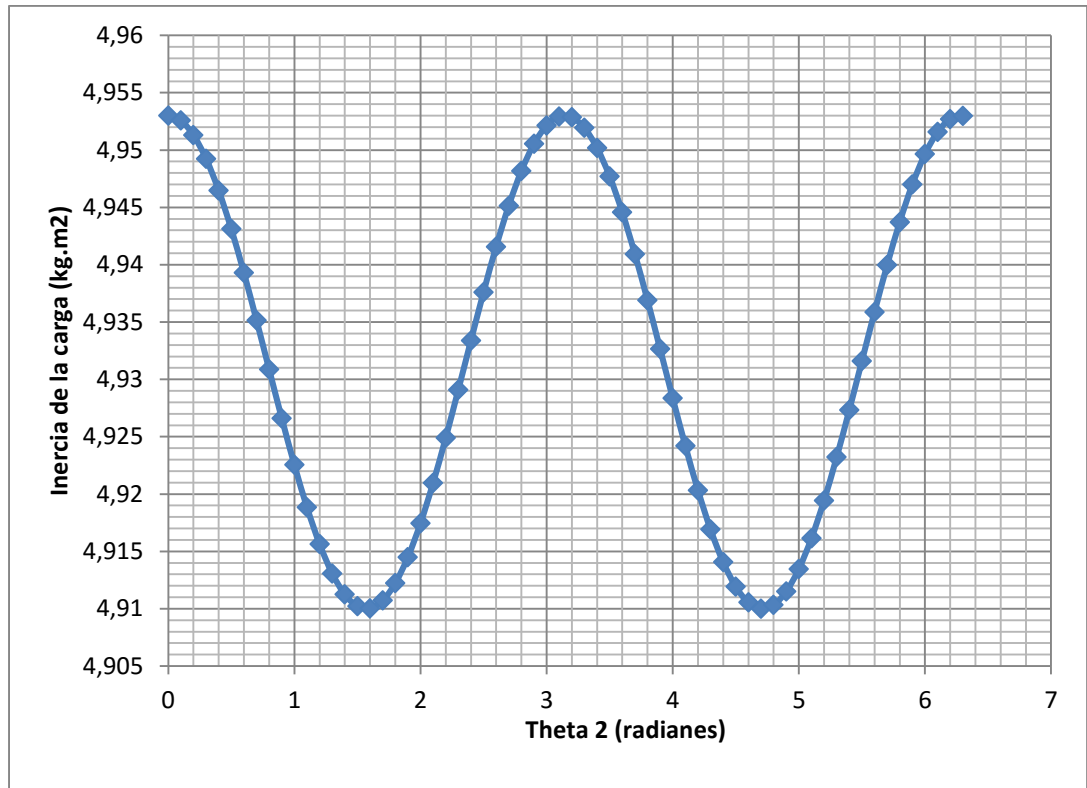


Figura 2.26 Variación I_{carga} vs θ_2

Fuente: Elaboración propia

Por lo tanto, $I_{carga} = 4.91 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Considerando la derivada de la ecuación de la Energía:

$$T_{inercial} \omega_2 = \sum_{i=1}^4 m_i \vec{a}_{G_i} \cdot \vec{v}_{G_i} + \sum_{i=1}^4 I_{G_i} \vec{\alpha}_i \cdot \vec{\omega}_i \quad (\text{Ec.45})$$

Donde:

\vec{v}_{G_i} : Velocidad lineal del centro de masa del elemento

$\vec{\omega}_i$: Velocidad angular del elemento

\vec{a}_{G_i} : Aceleración lineal del centro de masa del elemento

$\vec{\alpha}_i$: Aceleración angular del elemento

Reemplazando:

$$T_{inercial} \omega_2 = 5.3(697.46) \frac{\text{sen}(2\theta)}{2} + (-697.46) (1) \frac{\text{sen}(2\theta)}{2} + (4.9)(31.42)(15.42)$$

$$T_{inercial} \omega_2 = \frac{697.46 \text{ sen}(2\theta)}{2} [(5.3 - 1)] + 4.9(31.42)(15.42)$$

$$T_{inercial} \omega_2 = 1499.54 \text{ sen}(2\theta) + 2374$$

$$T_{inercial} = 47.73 \text{ sen}(2\theta) + 75.56$$

Además, se analizó la duración de la carga necesaria para romper las nueces según la geometría del mecanismo, con lo que se cuantificó la energía que debería ser almacenada por el volante.

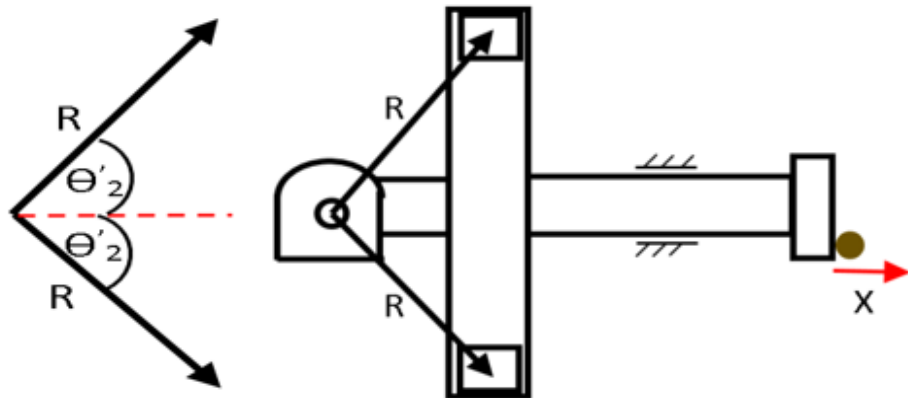


Figura 2.27 Esquema de la distancia angular del mecanismo

Fuente: Elaboración propia

Denominando "X" al espesor promedio de la cáscara, se utilizó la siguiente expresión:

$$R - R\text{Cos}(\theta'_2) = X$$

Reemplazando:

$$0.10 [1 - \text{cos}(\theta'_2)] = 0.005$$

$$\theta'_2 = 19^\circ$$

Por lo tanto, el ángulo total que se recorre para romper las nueces:

$$\Theta = 2\Theta'_2 = 32^\circ$$

$$\Theta = 0.56 \text{ rad}$$

La energía requerida para realizar este proceso se obtuvo de la ecuación 45

$$E_{req} = T_{carga} \cdot \theta \quad (\text{Ec.46})$$

$$E_{req} = 675 \text{ N.m} * (0.56 \text{ rad})$$

$$E_{req} = 378 \text{ J}$$

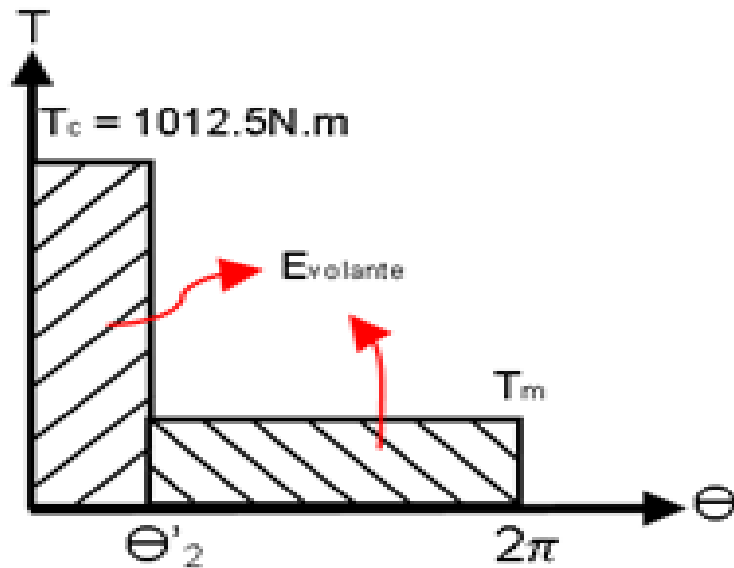


Figura 2.28 Energía requerida por el motor y almacenada por el volante

Fuente: Elaboración propia

Con Volante:

$$P_{motor} = \frac{E_{req}}{t_{ciclo}} \quad (Ec.47)$$

$$P_{motor} = \frac{378 \text{ J}}{0.2 \text{ Seg}}$$

$$P_{motor} = 1890 \text{ W}$$

Al realizar la conversión de unidades en HP:

$$P_{motor} = 2.6 \text{ HP} \rightarrow 3 \text{ HP}$$

Durante el impacto ($\Theta=29.6^\circ$), la energía que debe entregar el motor es:

$$E_{motor} = P_{motor} \cdot t$$

Por cinemática:

$$E_{motor} = P \left(\frac{\theta}{\omega} \right)$$

Reemplazando:

$$E_{motor} = 1890 \text{ W} \left(\frac{32^\circ * \frac{\pi}{180^\circ}}{31.42 \text{ rad/Seg}} \right)$$

$$E_{motor} = 34 \text{ J}$$

Utilizando la ecuación 47 para hallar la energía máxima que debe almacenar el volante por ciclo:

$$E_{m\acute{a}x} \text{ Volante} = E_{requerido} - E_{motor}$$

$$E_{m\acute{a}x} \text{ Volante} = 378 \text{ J} - 34 \text{ J}$$

$$E_{m\acute{a}x} \text{ Volante} = 344 \text{ J}$$

Además, se empleó un coeficiente de fluctuación común en este tipo de maquinaria, el cual es de $C_f = 0.05$. Reemplazando en la ec. 47:

$$I_{eq} = \frac{E_{m\acute{a}xima}}{C_f \omega^2} \quad (\text{Ec.48})$$

$$I_{eq} = \frac{480 J}{0.05(31.42)^2}$$

$$I_{eq} = 6.97 \text{ Kg.m}^2$$

Reemplazando $I_{carga} = 5.04 \text{ Kg.m}^2$ y al estimar que $I_m = 4 \text{ Kg.m}^2$, la inercia equivalente del sistema mecánico se obtuvo de la ecuación 48:

$$I_{eq} = I_m + \frac{W_c}{W_{motor}} (I_{carga} + I_V)$$

Despejando I_V :

$$I_V = (I_{eq} - I_m) \left(\frac{W_c}{W_{motor}} \right) - I_{carga}$$

$$I_V = [(6.97 - 2) (4) - 5.04] \text{ Kg.m}^2$$

$$I_V = 14.84 \text{ Kg.m}^2$$

Esta inercia podría ser de la polea conducida, ya que no fue tomada en los cálculos mostrados.

2.11 Selección de Cojinetes

Para mantener en operación el árbol de la manivela y la barra quebradora, se seleccionaron cojinetes de acuerdo a las cargas ejercidas y al movimiento de cada una. Como el árbol debe ser restringido a solo rotar, se consideró utilizar cojinetes de rodillos cilíndricos. Por otro lado, ya que la barra impactadora solo

tendría movimiento lineal, los cojinetes seleccionados son los denominados “cojinetes lineales de bolas”, tal como se muestra a continuación:

- **Selección de Cojinetes de Rodillos Cilíndricos**

Datos

$$\text{Diámetro del árbol} = \text{Diámetro interior del cojinete} = 30\text{mm}$$

$$F_{r_B} = B_y = 9000N \longrightarrow \text{Se seleccionó el cojinete bajo la carga máxima}$$

$$F_{r_A} = A_y = 2250N$$

Además:

$$F_{axial_B} = 0$$

$$F_{axial_A} = 0$$

Del catálogo NTN, para maquinaria agrícola (Ver Anexos):

$$L_{10}h = 12000\text{horas}$$

Utilizando las reacciones ya calculadas anteriormente, se reemplazó en la ecuación 49 para hallar la Carga Estática Equivalente “ P_r ” (NTN, 2016)

Carga estática equivalente (Ec. 49):

$$P_r = xF_r + yF_a \quad (\text{Ec.49})$$

Se asumió $x=1$; $Y=0$, ya que no existen cargas axiales. Reemplazando:

$$P_r = 1F_r = 1(9000N)$$

$$P_r = 9000N$$

Capacidad básica de carga dinámica

$$C_r = \left(\frac{60nL_{10}h}{10^6} \right)^{3/10} P_r \quad (\text{Ec.50})$$

Donde “n” son las revoluciones por minuto del árbol. Reemplazando:

$$C_r = \left(\frac{60(300)(12000)}{10^6} \right)^{3/10} * (9000)$$

$$C_r = 5.02 * (9000) = 45.15KN$$

Comparando el valor calculado de C_r con el tabulado en la figura 1 de Anexos, se seleccionaron 2 cojinetes con denominación NU306E.

- **Selección de Cojinetes lineales de bolas**

Datos

Diámetro de la barra quebradora=25mm

Del Catálogo NTN:

$$L_{10}h = 2000 \text{ horas}$$

La duración nominal en metros se lo calculó con la ecuación 51:

$$L = 2Sn_s60L_{10}h \quad (\text{Ec.51})$$

Donde S es la carrera de la barra y $n_s = 300$ rpm. Por lo tanto:

$$S = 2 * 0.10m = 0.20 \text{ m}$$

$$L = 2(0.20)(300)(60)(2000)$$

$$L = 108x10^5m$$

Para cojinetes lineales de bola, la capacidad de carga dinámica requerida se calculó con la ecuación 52:

$$C_r = \frac{F_m}{f_H f_t f_L} \quad (\text{Ec.52})$$

Donde:

f_H =Factor de dureza (eje)

f_t =Factor de temperatura

f_S =Factor de carrera

f_L =Factor de duración de vida

F_m = Fuerza radial en el cojinete [N]

Como el eje seleccionado tiene más de 60 HRC de dureza, entonces f_H se tomó como igual a 1. Además, como la barra se trabajaría a temperatura ambiente $T=30^\circ\text{C}$, entonces $F_T=1$. Por último, debido a que la carrera es mayor a 3B, $F_S=1$ (NTN, 2016).

Con $L=108 \times 10^5$ en el diagrama se obtuvo que $F_L=0.21$

$$C_r = \frac{1687.5N}{(1)(1)(0.21)(1)}$$

$$C_r = 8035.7N$$

Debido a que el valor de C_r es mayor al de las tablas, se consideró emplear rieles adicionales para sujetar la barra impactadora. Con esto, se podría emplear los cojinetes LBBR2S de manera satisfactoria.

2.12 Sistema de transmisión de potencia del mecanismo

Al requerirse una velocidad de 300 rpm en la manivela, se consideró no utilizar una reducción mayor que 4 a 1. Además, debido a que 300rpm es un valor relativamente alto, resultó más adecuado utilizar un sistema de polea-banda. De acuerdo con la potencia requerida, se eligió utilizar bandas en V tipo B, ya que son recomendadas cuando la potencia es de 1-25 HP, tal como se muestra en la tabla 2.8.

Tabla 2.8 Secciones de bandas en V estándar

Sección de la banda	Ancho a , pulg	Espesor b , pulg	Diámetro mínimo de polea, pulg	Intervalo de potencias (hp), una o más bandas
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4}$ 10
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15-100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50-250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 y mayores

Fuente: (Shigley, 2008)

Para dimensionar el sistema de banda-polea de forma correcta, se escogió un valor de circunferencia de la figura, para que sea una banda disponible en el mercado, mostrada en la tabla 2.9.

Tabla 2.9 Circunferencias interiores de bandas en V estándar

Sección	Circunferencia, pulg
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300

Fuente: (Shigley, 2008)

Con este valor de circunferencia, se calculó la longitud de paso L_p de la banda, utilizando la ecuación 53.

$$L_p = C + 1.8 \quad (\text{Ec.53})$$

Reemplazando:

$$L_p = 76.8 \text{ plg}$$

De la figura, se escogió el diámetro de paso de la polea motriz: $d_p = 4.2''$.

Utilizando la relación de velocidad: $D_{motriz} = 16.8''$

Tabla 2.10 Potenciales nominales de bandas en V estándar

Sección de la banda	Diámetro de paso de la polea, pulg	Velocidad de la banda, pie/min				
		1 000	2 000	3 000	4 000	5 000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
	5.0 y mayor	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
7.0 y mayor	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90	

Fuente: (Shigley, 2008)

La distancia entre centros de las poleas se las calculó con la ecuación 54 (Shigley, 2008):

$$c = 0.25 \left\{ \left[L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right] + \sqrt{\left[L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right]^2 - 2(D - d)^2} \right\} \quad (\text{Ec. 54})$$

$$c = 0.25 \left\{ [76.8 - 32.99] + \sqrt{[76.8 - 32.99]^2 - 2(12.6)^2} \right\}$$

$$c = 0.25(43.81 + 40.02)$$

$$c = 20.96''$$

Al haber una diferencia en los diámetros de las poleas, se calculó el ángulo de cobertura con la ecuación 55 (Shigley, 2008):

$$\emptyset = \pi - 2\text{Sen}^{-1} \left(\frac{\Delta-d}{2c} \right) \quad (\text{Ec.55})$$

$$\emptyset = \pi - 2\text{Sen}^{-1} \left(\frac{12.6}{2(20.96)} \right)$$

$$\emptyset = 2.53 \text{ rad} = 145^\circ$$

Velocidad

$$V = \frac{\pi(d_{polea\ motriz})}{12} (n)$$

$$V = \frac{\pi(4.2'')}{12} (1800)$$

$$V = 1979.2 \frac{ft}{min}$$

De la figura, a una velocidad de $1979.2 \frac{ft}{min}$, la potencia tabulada es de 1.58 HP

De la figura, con $\theta = 145^\circ$, se encontró el factor de corrección del ángulo de cobertura: $K_1 = 0.83$

Tabla 2.11 Factor de corrección del ángulo de contacto

$\frac{D - d}{C}$	θ , grados
0.00	180
0.10	174.3
0.20	166.5
0.30	162.7
0.40	156.9
0.50	151.0
0.60	145.1

Fuente: (Shigley, 2008)

La longitud de paso, se encontró que el factor de correlación de longitud de la banda es $K_2 = 0.95$, utilizando la figura.

Tabla 2.12 Factor de corrección de longitud de banda

Factor de longitud	Longitud nominal de la banda, pulg				
	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300

Fuente: (Shigley, 2008)

La potencia permitida en cada banda H_a se calculó con la ecuación 56:

$$H_a = k_1 k_2 H_{tab} \quad (\text{Ec.56})$$

$$H_a = 0.83(0.95)(1.58HP)$$

$$H_a = 1.25 HP$$

La potencia de diseño de las bandas H_d se la calculó con la ecuación 57, asumiendo un factor de seguridad $n_d = 1$ y un factor de servicio de $K_s = 1.2$, obtenido de la figura.

Tabla 2.13 Factores de servicio sugeridos para transmisión de banda en V

Maquinaria impulsada	Fuente de potencia	
	Características del par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Impacto ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Impacto medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Impacto pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

Fuente: (Shigley, 2008)

$$H_d = H_{nom}K_s n_d \quad (\text{Ec.57})$$

$$H_d = 5HP(1.2)(1)$$

$$H_d = 6HP$$

El número de bandas mínimo se estimó con la siguiente relación:

$$N_b \geq \frac{H_d}{H_a}$$

$$N_b \geq \frac{6Hp}{1.25HP} = 4.8$$

$$\therefore N_b = 5 \text{ bandas}$$

$$n_{fs} = \frac{H_a N_b}{H_{nom} K_s}$$

$$n_{fs} = \frac{1.25(5)}{5(1.2)}$$

$$n_{fs} = 1.04$$

2.13 Diseño para la soldadura

Se seleccionó el tipo de soldadura a emplear, así como la altura de la garganta del cordón, para que la unión soldada resista los esfuerzos debido al impacto sobre las nueces. Debido a que la barra quebradora tiene alta resistencia mecánica en su superficie, se consideró el utilizar soldadura 110-18M, ya que se cotizó en el mercado nacional (Indura, 2016). En la figura se presenta el esquema de la zona a soldar.

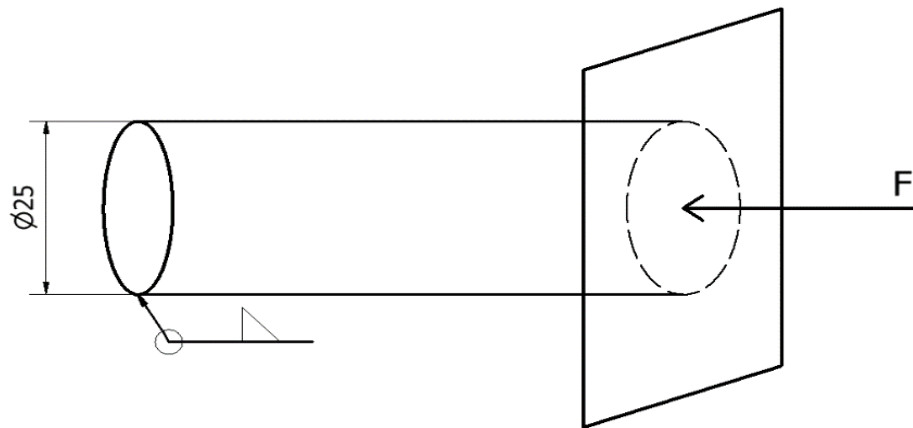


Figura 2.29 Localización de la soldadura en la barra impactora

Fuente: Elaboración propia.

Debido a la resistencia de la barra impactadora se seleccionó un electrodo 110-18M, cotizado en el mercado local. De la figura 2.31 se obtuvo la fuerza unitaria permisible en el cordón para determinar los esfuerzos debido a las cargas de impacto.

Tabla 2.14 Carga permisible para varios tamaños de soldadura

Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete							
Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)							
	60*	70*	80	90*	100	110*	120
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1 000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca con penetración parcial							
$\tau =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal							
$^{\dagger}f =$	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h
Tamaño del cateto h, pulg	Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal						
1	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91
1/2	6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73
7/16	5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54
5/16	3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59

Fuente: (Shigley, 2008)

De la figura $\frac{F}{l} = 23.33h$. La soldadura escogida solo permite soldar con $h = \frac{1}{8}$. Por lo tanto, de la ecuación 58:

$$\frac{F}{l} = 23.33 \left(\frac{1}{8} \right) \quad (\text{Ec.58})$$

$$\frac{F}{l} = 2.92 \frac{\text{Kip}}{\text{plg}}$$

La longitud de la soldadura es el perímetro de la circunferencia de la barra, calculada con la ecuación 59:

$$l = \pi D \quad (\text{Ec.59})$$

$$l = \pi(0.025) = 0.0785$$

$$F_{\text{permisible}} = 2.92 \frac{\text{Kips}}{\text{plg}} \times 3.09 \text{ plg} = 9.03 \text{ Kips}$$

$$F_{\text{máx}} = 12000 \text{ N} = 2.7 \text{ Kips}$$

Tabla 2.15 Esfuerzos permisibles del código AISC para metal de aporte

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n^*
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_u$	

Fuente: (Shigley, 2008)

$$\tau_{\text{permisible}} = 0.40S_y$$

$$\tau_{\text{permisible}} = 0.40(440 \text{ MPa})$$

$$\tau_{\text{permisible}} = 25.6 \text{ Ksi}$$

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

$$\tau = \frac{2.7}{2(1/8")(3.09)} = 3.5 \text{ Ksi}$$

$$\sigma = 0.6S_y$$

$$\sigma = 0.6(64 \text{ Ksi}) = 38.4 \text{ Ksi}$$

Pandeo Concéntrico = $\sigma = 30.6MPa = 4.49Ksi$

Pandeo Excéntrico $\sigma = 183MPa = 26.54Ksi$

Como el esfuerzo debido al pandeo excéntrico y concéntrico es menor no se verá afectado el metal base.

2.14 Estructura de la máquina

La estructura soportaría las fuerzas de reacción para sostener los elementos, fuerzas de impacto y el torque del motor, por lo que se dimensionaron los perfiles de las barras que los compondrían. Se escogió uno que tenga 1200 rpm, por lo que el torque requerido en el sistema se calculó con la ecuación 60.

$$n_{transmisión} = \frac{T_{carga}\omega_{carga}}{T_{motor}\omega_{motor}} \quad (\text{Ec.60})$$

Considerando $n_{transmisión} = 0.85$

$$T_{motor} = \frac{675N.m(300 rpm)}{0.85(1200 rpm)}$$

$$T_{motor} = 199 N.m$$

Reacciones en el bastidor

Pesos conocidos

$$m_{motor} = 11kg$$

$$m_{manivela} = 4.04 kg$$

$$m_{corredera} = 1kg$$

$$m_{brazo} = 5.3 kg$$

$$m_{otros} = 20kg$$

La masa total resultó:

$$m_{total} = 41.34 \text{ kg}$$

$$W_{total} = m_{total} g$$

$$W_{total} = 405.13 \text{ N}$$

Los pernos de anclaje solo causarían reacciones en X, Y y Z, utilizando las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos.

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

$$R_{1y} + R_{2y} + R_{3y} + R_{4y} = 0$$

$$+\uparrow \sum F_z = 0$$

$$R_{1z} + R_{2z} + R_{3z} + R_{4z} = W_{total} + N_{Dtotal} - A_y + B_y$$

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

$$R_{1x} + R_{2x} + R_{3x} + R_{4x} = F_{max} + F_{fricción}$$

$$-(B_y - A_y) \left(\frac{1.1}{2} \right) - N_{Dtotal} \left(\frac{1.1}{2} + 0.3 \right) - W_{total}(0.55) + 298 - F_{max}(1.1) - F_{R3X}(1.05) + (R_{2z} + R_{4z})(1.1) = 0$$

$$R_{2z} + R_{4z} = 23.96 \text{ KN}$$

$$(R_{1z} + R_{3z}) = W_{total} - A_y + B_y + N_D - (R_{2z} + R_{4z})$$

$$(R_{1z} + R_{3z}) = -10.06 \text{ KN}$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$-(R_{4z} + R_{3z})(0.8) - A_y(0.7) + 0.4B_y + (0.2)N_D + 0.4W_{total}$$

$$R_{4z} + R_{3z} = 4421.3 \text{ N}$$

$$\sum M_3 = 0$$

$$(R_{1z} + R_{2z})(0.8) + A_y(0.1) - 0.4B_y - (0.6)N_D - 0.4W_{total} = 0$$

$$R_{1z} + R_{2z} = 9484N$$

Resolviendo este sistema de ecuaciones:

$$R_{4z} = 9451.3N$$

$$R_{2z} = 14514N$$

$$R_{1z} = -5030N$$

$$R_{3z} = -5030N$$

Debido a que R_{2z} es la reacción con mayor magnitud, por lo que se la diseñó bajo pandeo.

Se asumió de manera preliminar que las columnas serían barras cuadradas de 60x60x3mm, cotizadas en una empresa local bajo la norma ASTM A-500 con recubrimiento negro o galvanizado.

Donde

$$S_y = 315MPa$$

$$S_{ut} = 400 MPa$$

$$I = 35.06 cm^4$$

$$A = 6.61cm^2$$

$$radio\ de\ giro = 2.34cm$$

La longitud de la columna se asumió de $L= 1m$, para que la máquina esté a una altura que permita una fácil operación por parte del usuario. Calculando el esfuerzo axial con la ecuación.

$$\sigma_{axial} = \frac{F}{A}$$

$$\sigma_{axial} = \frac{14515 N}{6.61 cm^2}$$

$$\sigma_{axial} = 22 MPa$$

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

$$C_c = 111.95$$

Como la condición de frontera de la columna es del tipo articulada y libre: $L_{ef} = 2L$. Reemplazando:

$$\text{Relación de esbeltez} = 85.48$$

Como $85.48 < C_c$, se concluyó que sería una columna corta.

De la ec. 22, reemplazando C_c y la relación de esbeltez:

$$\text{Factor de seguridad: } 1.9$$

Con la ec. 23, se calculó el esfuerzo permisible de la columna:

$$\sigma_{perm} = 118 MPa$$

Por lo tanto, las columnas si soportarían la carga por pandeo.

2.15 Soldadura en la estructura

Para unir las barras utilizadas para armar la estructura, se analizó que las cargas a las que están sometidas las barras producirían esfuerzos de torsión y flexión.

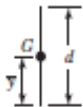
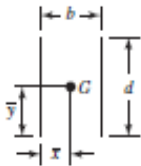
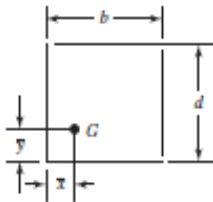
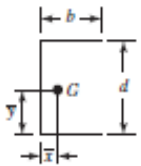
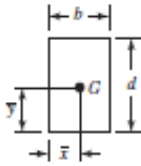

Cortante

$$V = \frac{W_{total} - A_y + B_y + N_D}{4}$$

$$V = 3476.28 \text{ N}$$

El patrón de soldadura elegido fue el mostrado en la tabla 2.16.

Tabla 2.16 Propiedades torsionales de las soldaduras de filete

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento polar unitario del área
	$A = 0.70 \text{ } hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = d^3/12$
	$A = 1.41 \text{ } hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b+d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b+d)}$	$J_u = \frac{(b+d)^4 - 6b^2d^2}{12(b+d)}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b+d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b+d}$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b+d)^3}{6}$
	$A = 1.414 \pi hr$		$J_u = 2\pi r^3$

*G es el centroide del grupo de soldaduras; h es el tamaño de la soldadura; el plano del par de torsión está en el plano de la página; todas las soldaduras son de ancho unitario.

Fuente: (Shigley, 2008)

$$J_u = \frac{(b + d)^3}{6}$$

$$J_u = \frac{(60 + 60)^3}{6}$$

$$J_u = 228 \times 10^3 \text{ mm}^3$$

Se asumió de manera preliminar que la altura de la garganta sería de $h = 1/4$ ".

Por lo tanto:

$$A = 1.41 h (b + d)$$

$$A = 1.41 \frac{25.4 \text{ mm}}{4} \times (60 + 60)$$

$$A = 1074.42 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo Cortante Primario

$$\tau' = \frac{V}{A}$$

$$\tau' = \frac{3476.28 \text{ N}}{1074.42 \text{ mm}^2}$$

$$\tau' = 3.24 \text{ MPa}$$

Centroide del patrón de Soldadura

$$\bar{x} = \bar{y} = \frac{b}{2} = 30 \text{ mm}$$

$$-(B_y - A_y) \left(\frac{1.1}{2} - 0.03 \right) - N_{Dtotal} \left(\frac{1.1}{2} + 0.3 - 0.03 \right) - W_{total} (0.55 - 0.03) + 298 - F_{max} (1.1) - F_{R3X} (0.05) + T_{motor} + M_{total} = 0$$

$$M_{total} = 21368.04 \text{ N.m}$$

Del patrón de soldaduras

$$r_A = r_B = r_C = r_D = \frac{60}{2} \sqrt{2}$$

Esfuerzos Secundarios:

$$\tau''_A = \tau''_B = \tau''_C = \tau''_D = \frac{Mr}{4J}$$

$$J = 0.707$$

$$\tau''_A = 87.5 \text{ MPa}$$

Para determinar que la soldadura no falle, se utilizaron los parámetros indicados en la tabla 2.16 y 2.17 para compararlos con mis esfuerzos permisibles

Tabla 2.17 Propiedades mínimas del metal de aporte

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)
E60xx	62 (427)	50 (345)
E70xx	70 (482)	57 (393)
E80xx	80 (551)	67 (462)
E90xx	90 (620)	77 (531)
E100xx	100 (689)	87 (600)
E120xx	120 (827)	107 (737)

Fuente: (Shigley, 2008)

Tabla 2.18 Esfuerzos permisibles del código AISC para metal de aporte

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n*
Tensión	A tope	0.60S _y	1.67
Aplastamiento	A tope	0.90S _y	1.11
Flexión	A tope	0.60-0.66S _y	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	0.60S _y	1.67
Cortante	A tope o de filete	0.30S _w	

Fuente: (Shigley, 2008)

$$\tau = \sqrt{\tau'_A{}^2 + \tau''_A{}^2}$$

$$\tau = 88 \text{ MPa}$$

$$\tau_{perm} = 0.30 S_{ut}$$

$$\tau_{perm} = 0.30 (427)$$

$$\tau_{perm} = 128.1 \text{ MPa}$$

Debido a que el esfuerzo por cargas externas es menor al esfuerzo permisible la soldadura no fallara.

2.16 Vibraciones en el sistema

Debido a los impactos por cada ciclo, se genera una vibración forzada en la estructura de la máquina, por lo que se estimó la rigidez de este sistema y su frecuencia natural, para verificar que no ocurra el fenómeno de resonancia.

Para obtener la constante de elasticidad del sistema, se utilizó la ecuación:

$$\frac{1}{2} k_{eq} x^2 = 6 \left[\frac{1}{2} k_1 x^2 \right] + 4 \left[\frac{1}{2} k_2 x^2 \right]$$

Donde:

k_1 : Constante de resorte de las columnas debido a la flexión.

k_2 : Constante de resorte de las vigas debido a una carga axial

Siendo:

$$k_1 = \frac{EI}{l_1^3}$$

$$k_2 = \frac{EA}{l_2}$$

Reemplazando:

$$\frac{1}{2}k_{eq}x^2 = 6 \left[\frac{1}{2} \left(\frac{EI}{l_1^3} \right) x^2 \right] + 4 \left[\frac{1}{2} \left(\frac{EA}{l_2} \right) x^2 \right]$$

$$k_{eq} = 6 \frac{EI}{l_1^3} + 4 \left(\frac{EA}{l_2} \right)$$

Para obtener la masa equivalente del sistema, se consideró la energía cinética de todos los elementos, como se muestra en la ecuación

$$\frac{1}{2}m_{eq}\dot{x}^2 = 6 \frac{1}{2}I\omega^2 + 4 \frac{1}{2}m_2\dot{x}^2$$

$$I = \frac{1}{3}m_1l_1^2$$

$$\omega = \frac{\dot{x}}{l_1}$$

$$\frac{1}{2}m_{eq}\dot{x}^2 = 6 \left(\frac{1}{3}m_1l_1^2 \right) \left(\frac{\dot{x}}{l_1} \right)^2 + 4 \left(\frac{1}{2}m_2\dot{x}^2 \right)$$

$$\frac{1}{2}m_{eq}\dot{x}^2 = 2m_1\dot{x}^2 + 2m_2\dot{x}^2$$

$$\therefore m_{eq} = 4m_1 + 4m_2$$

Por lo tanto, la frecuencia natural se calculó con la ecuación:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_{eq}}}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{6 \frac{EI}{l_1^3} + 4 \left(\frac{EA}{l_2} \right)}{4m_1 + 4m_2}}$$

Datos:

$$m_1 = 5.42 \text{ kg}$$

$$m_2 = 2.17 \text{ kg}$$

$$E = 200 \text{ GPa}$$

$$I = 35.06 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$A = 6.61 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$l_1 = 1 \text{ m}$$

$$l_2 = 0.4 \text{ m}$$

Reemplazando:

$$\omega_n = 6600 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

La fuerza actúa cada $T = 0.1$ seg. Entonces, de la ecuación 4:

$$\omega = 62.83 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

Esto indica que no existiría peligro de que la máquina entre en resonancia.

CAPÍTULO 3

3 RESULTADOS

3.1 Elementos diseñados y seleccionados para este sistema

En la siguiente tabla se presenta los resultados obtenidos del análisis cinemático, cinético y los esfuerzos, además del sistema de transmisión y motor seleccionado.

Tabla 3.1 Componentes del sistema, cantidad y sus características

Nombre	Descripción	Cantidad
Barra AISI 8620	D=25mm L=300mm	2
Barra AISI 8620	D= 30mm L=500mm	1
Barra 60x60x3	AST A36 L=1000mm	6
Barra 60x60x3	AST A36 L=800mm	6
Plancha de Acero Inoxidable AISI304	1220X2440mm Espesor:5mm	1
Motor eléctrico	3 HP	1
Sistema de banda polea	Reducción 4-1 Banda en V Sección en B	1
Cojinetes lineales de bola	D=25mm	2
Cojinetes de rodillos cilíndricos	D=30mm	2

Fuente: Elaboración propia

3.2 Simulación de las cargas sobre el mecanismo

3.2.1 Análisis de la placa impactadora

En esta sección se someterá a la placa impactadora a una simulación de esfuerzo estático con la finalidad de poder comprobar los cálculos obtenidos en las secciones anteriores al documento.

Según los parámetros de diseño establecidos la placa debe soportar 12000 N distribuidos de manera uniforme. También se asume una restricción fija en el extremo del eje que se conecta a la corredera.

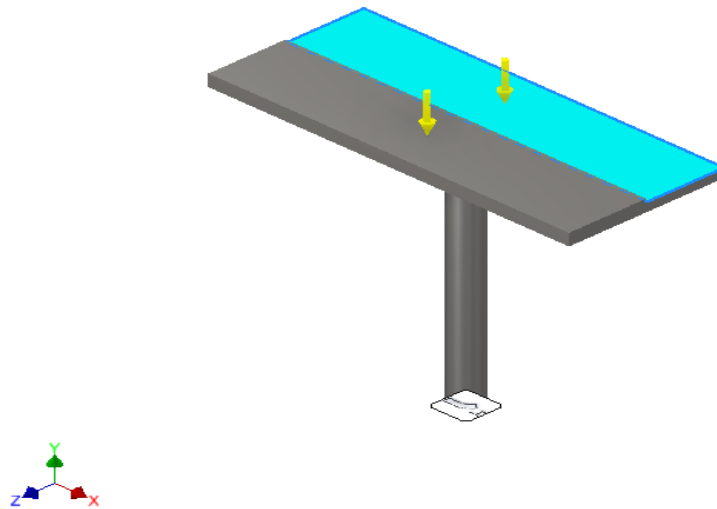


Figura 3.1 Placa impactadora sometida a los esfuerzos

Fuente: Autodesk Inventor

Haciendo uso de la simetría con la cual se diseñó la maquina en ambas caras se colocaron fuerzas de 6000 N, posteriormente se procede al mallado del elemento mecánico y se corrió la simulación obteniendo como resultado la siguiente lo siguiente:

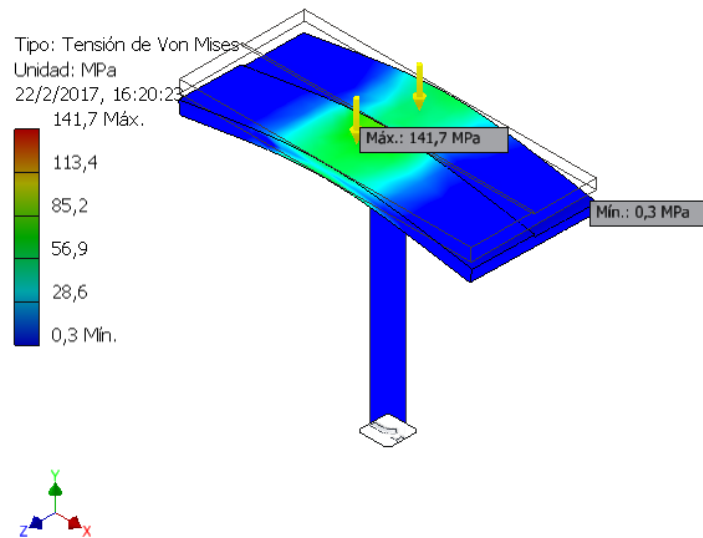


Figura 3.2 Simulación realizada a la placa impactadora

Fuente: Autodesk Inventor

Resultados Obtenidos en la simulación

Tabla 3.2 Componentes del sistema, cantidad y sus características

Nombre	Mínimo	Máximo
Masa	7,41088 kg	
Tensión de Von Mises	0,260257 MPa	141,747 MPa
Primera tensión principal	-54,6954 MPa	110,468 MPa
Tercera tensión principal	-185,647 MPa	17,5829 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,637564 mm
Coficiente de seguridad	1,76371 su	15 su
Tensión XY	-62,48 MPa	63,5627 MPa
Tensión XZ	-15,8141 MPa	14,5909 MPa
Tensión YZ	-12,2528 MPa	15,188 MPa
Desplazamiento X	-0,0359677 mm	0,036247 mm
Desplazamiento Y	-0,63686 mm	0 mm
Desplazamiento Z	-0,00417926 mm	0,011512 mm
Deformación equivalente	0,00000116873 su	0,000675773 su
Primera deformación principal	0,0000000381333 su	0,000534315 su
Tercera deformación principal	-0,000754235 su	-0,00000110123 su

Fuente: Elaboración propia

De acuerdo a los resultados el esfuerzo máximo equivalente de Von Mises es de 141.747 MPa que es inferior al esfuerzo permisible del material.

3.2.2 Análisis de la estructura de la mesa

Una de las partes más críticas de la maquina quebradora de nuez, es la mesa donde se apoyan los elementos mecánicos y la estructura que soporta el tambor.

Los pesos de estos elementos son:

- 1.- tambor y estructura: 470 N
- 2.- Mecanismo de Yugo Escoces: 147 N

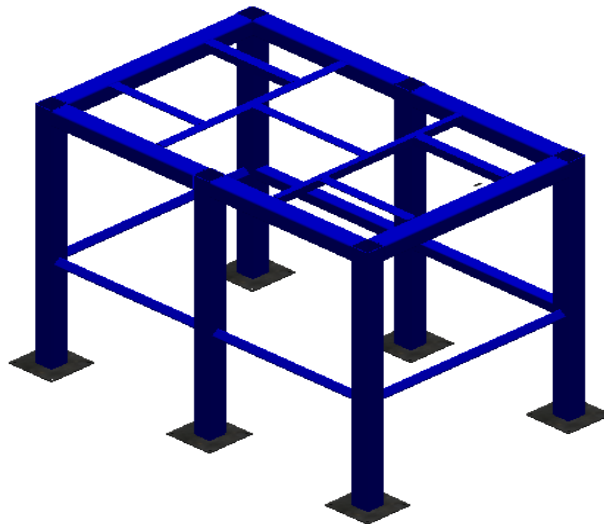


Figura 3.3 Estructura de la mesa

Fuente: Autodesk Inventor

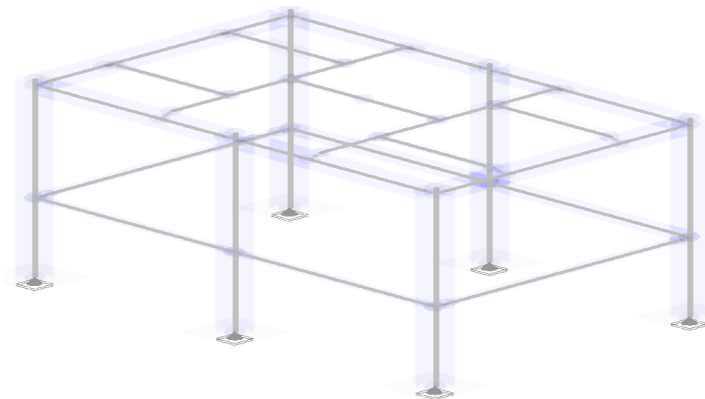


Figura 3.4 Estructura de la mesa con las condiciones de borde

Fuente: Autodesk Inventor

Una vez estimados los pesos de los elementos se debe proceder al ingreso de las condiciones de borde de la mesa. Para este caso al tener la mesa apernada el tipo de condición requerida se conoce como flotante, e indica una reacción vertical.

Una vez colocadas las condiciones de borde se procede a la colocación de las cargas que se enumeraron líneas arriba, estas son, tambor y estructura, mecanismo. Se observa que ambas cargas poseen simetría con respecto al plano medio razón por la cual en el caso del tambor la carga se divide para las cuatro esquinas de la mesa en la cual este peso está apoyado.

En el caso del mecanismo, al ser este plenamente simétrico se puede puntualizar la carga en el centro de la mesa. Se incluye la gravedad, es decir el peso propio de la mesa.

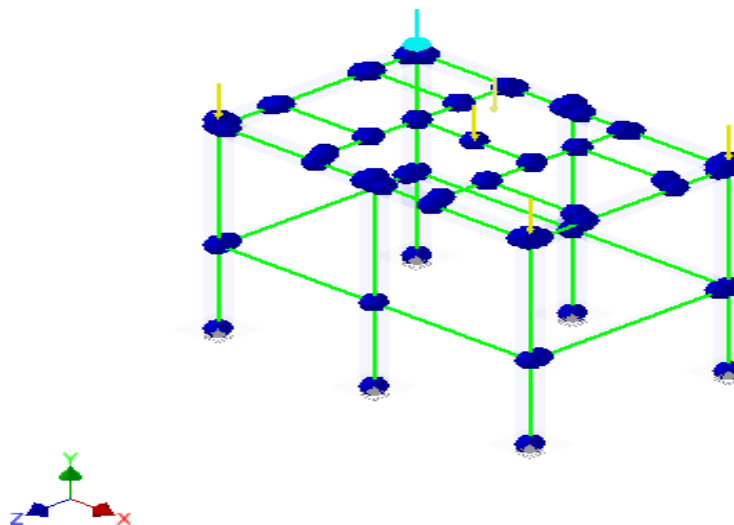


Figura 3.5 Análisis nodal de la mesa

Fuente: Autodesk Inventor

Una vez puestas las condiciones de borde y de carga sobre la mesa, se mandó a correr la simulación. El programa haciendo uso de un análisis estático se encarga de arrojar un valor muy importante en el diseño de las estructuras, este es la deflexión máxima.

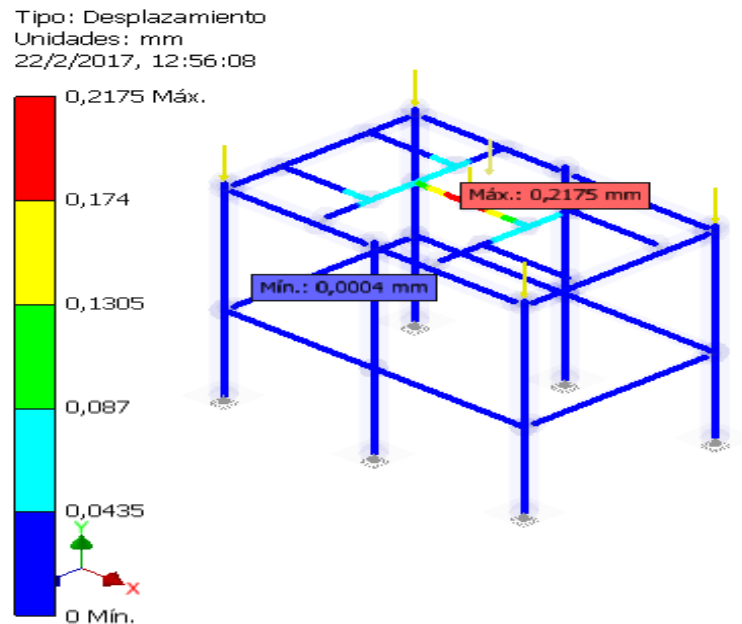


Figura 3.6 Resultados de la simulación

Fuente: Autodesk Inventor

Según se observa en la figura los valores máximo y mínimo de la deflexión en la mesa son respectivamente: 0.2175 mm y 0.0004 mm.

Esto nos indica que la mesa no tendrá mayor problema en resistir las cargas a la cual está siendo sometida pues la deflexión es sumamente baja.

3.3 Análisis de Costo

La construcción de nuestra maquina presentaría costos tanto por la compra de materiales, como por la fabricación de la estructura y el montaje de elementos mecánicos.

Consumo Energético

La quebradora tiene una sola entrada de potencia, un motor de 3 HP que transmite potencia tanto al mecanismo como al tambor. En la siguiente tabla se presenta el costo de operación por hora.

Tabla 3.3 Consumo costo hora de la máquina

Potencia Instalada	Hora de Operación	Precio Kwh
2.4 Kw	5h	\$0.09
Total	\$1.08 por 5 hr de operación	

Fuente: Elaboración propia

El tiempo de operación por día será de 5 hr, la hora del kw en el país es de \$ 0.09 dólares, por consiguiente, el costo diario de operación es de \$ 1.08 el día de trabajo y el costo mensual \$ 32.4.

3.4 Análisis Financiero

La implementación de la maquina tiene costos que van desde la construcción hasta el montaje de los mecanismos. En la siguiente tabla se muestra el presupuesto para la construcción de la quebradora de nuez de macadamia

Tabla 3.4 Presupuesto de la máquina quebradora de macadamia

ELEMENTO	DETALLES	CANTIDAD	PRECIO UNIT.	VALOR TOTAL
Tolva	Planchas de acero ASTM A36 e=2 mm	2	\$26,97	\$53.94
	Planchas de acero <u>inox</u> e=2mm	1	\$155	\$155
Soporte de tolva	Planchas de acero ASTM A36 e=6 mm	2	\$93,31	\$186.62
	Perfil en L 50x50x6 de largo de 6 m	3	\$34,77	\$104,31
	Bisagra	4	\$50	\$200
Rodamiento	De bolas de contacto angular de diámetro de eje 30.	8	\$18	\$144
Soporte de la quebradora	Perfil cuadrado de 60x60x3 de largo 6 m	6	\$	\$123.2
	Plancha de acero ASTM A36 e=3 mm	2	\$77,81	\$155,62
Soporte de Chumaceras	Plancha de acero ASTM A36 e=5 mm	1	\$155,61	\$155,61
Soporte del motor	Plancha de acero ASTM A36 e=5 mm	1	\$155,61	\$155,61

Fuente: Elaboración propia

Por medio de la tabla 3.4 se determina que el costo total de fabricación de una trituradora es de \$4178.746; comparada con la cotización realizada de diferentes quebradoras de macadamia las cuales oscilan alrededor de \$5500, se determina que nuestra quebradora es económicamente accesible para la pequeña industria ecuatoriana en un 25%.

CAPÍTULO 4

4 DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

La geometría establecida en cada uno de los componentes del mecanismo permitió obtener factores de seguridad ante la fatiga acorde a las normas consultadas, lo que significa que resultó ser un diseño confiable.

Con el fin de alcanzar una capacidad de quebrado de 900 kg/hr y al considerar que la nuez ingresaría a la cámara de impacto en caída libre, se determinó que la velocidad de la manivela del mecanismo debería ser de 300 rpm. Esto conllevaría a que el fruto de cada nuez, sin importar su tamaño, descienda hacia el conducto de salida sin su cáscara.

Debido a que el torque de inercia, calculado con la ecuación 42, resultó ser bajo en comparación al torque de carga requerido para impactar a las nueces en cada ciclo, no influyó de manera importante en el diseño del volante ni en el cálculo de esfuerzos debido a la fatiga. Esto se debe a que los factores de seguridad utilizados contemplan de manera implícita un incremento en la magnitud de las cargas. Además, el valor máximo del torque inercial ocurriría en un ángulo o tiempo diferente al del máximo valor del torque de carga, por lo que no se sumarían en magnitud, lo que se muestra en la figura.

Considerando que la fuerza necesaria para impactar a las nueces se aplicaría casi instantáneamente, resultó indispensable el realizar el diseño de un volante. De esta manera, se redujo considerablemente la potencia requerida para impulsar al sistema, determinándose que el motor a seleccionar debería de ser de 3HP, calculado con la ecuación 46.

Por motivo de diseñar una máquina que permita realizar el quebrado a las nueces sin restricción de su tamaño, se dimensionó a las placas impactadoras de tal forma de que se adapten de manera satisfactoria al diámetro promedio de las nueces según sus dimensiones. Paralelamente, las placas fijas al bastidor se las colocó a una distancia

del punto muerto acorde al espesor de la cáscara mínimo, obtenido de las referencias bibliográficas.

El modelo matemático utilizado para analizar las vibraciones en la estructura de la máquina permitió obtener de manera aproximada la frecuencia natural del sistema, estimada en 6600 rad/s. Debido a que este valor es mucho menor al relacionado con el periodo de las fuerzas externas ($\omega = 31.42 \text{ rad/s}$), se determinó que el sistema no entraría en resonancia debido a estas cargas, debido a que tendría la rigidez adecuada. Además, la frecuencia natural de la manivela debido a su propia masa también resultó ser mucho mayor a la frecuencia de la fuerza excitadora, por lo que tampoco habría peligro de resonancia.

De la simulación del comportamiento de los elementos principales de este sistema, mostradas en las figuras, se pudo apreciar que las cargas externas ejercidas no los afectarían de manera considerable, ya que los factores de seguridad respecto a las posibles fallas por flexión, torsión y pandeo resultaron ser mayores a 1.

4.1 Conclusión

Utilizando el diseño considerado, se generaría la fuerza necesaria para quebrar 900 kg nueces de Macadamia por hora, sin importar el tamaño de las mismas.

Se consideraron los aspectos morfológicos de la nuez de Macadamia para realizar el diseño final de este sistema, así como los materiales adecuados para el contacto o impacto de las nueces.

La máquina permitiría quebrar las nueces con un porcentaje muy bajo de nueces “no enteras”, lo que resultaría en un máximo aprovechamiento económico de los frutos.

Se realizó el diseño y selección de cada componente de este sistema, considerando las normas pertinentes, tales como AISC, AISI, INEN, AFBMA, etc.

Esta máquina, de ser construida, resultaría en una solución viable para elevar la producción de una planta procesadora de nueces de Macadamia a 900 kg/hr, ya que los costos totales para construir la máquina compiten con las máquinas importadas. Además, se asegura que los repuestos de la máquina puedan ser adquiridos localmente.

Se realizó la simulación del movimiento de la máquina, así como de los esfuerzos dinámicos en los elementos, para comparar los resultados obtenidos teóricamente.

La máquina diseñada permitiría realizar el quebrado de otros tipos de nueces, debido a que solamente implicaría intercambiar la placa impactadora, modificando su espesor y la distancia entre los puntos muertos del mecanismo y las placas fijas de la cámara de quebrado. Cabe recalcar que, de darse el caso antes mencionado, se debería verificar de manera preliminar que la fuerza necesaria para romper totalmente la cáscara de la nuez sea igual o inferior a la requerida por la nuez de Macadamia.

4.2 Recomendaciones

Se recomienda el realizar pruebas con el prototipo construido, enfocándose en el estado del fruto de las nueces al ser impactadas con ayuda del mecanismo diseñado, ya que es el aspecto económico con mayor relevancia en el mercado.

Se debería considerar el diseño apropiado de la clasificadora de las nueces de Macadamia, ya que es una máquina antecesora a la máquina quebradora.

Debido al ruido ocasionado por quebrar las nueces, se debería utilizar protección auditiva o mejorar el aislamiento sonoro de la máquina, en caso de que al construirse este sistema y realizar pruebas se presente ese problema.

Realizar una simulación de las vibraciones producidas por las fuerzas de impacto sobre la estructura del mecanismo para comprobar que la amplitud de vibración en estado estable y el pico de amplitud en la respuesta transitoria no sean muy altos.

BIBLIOGRAFÍA

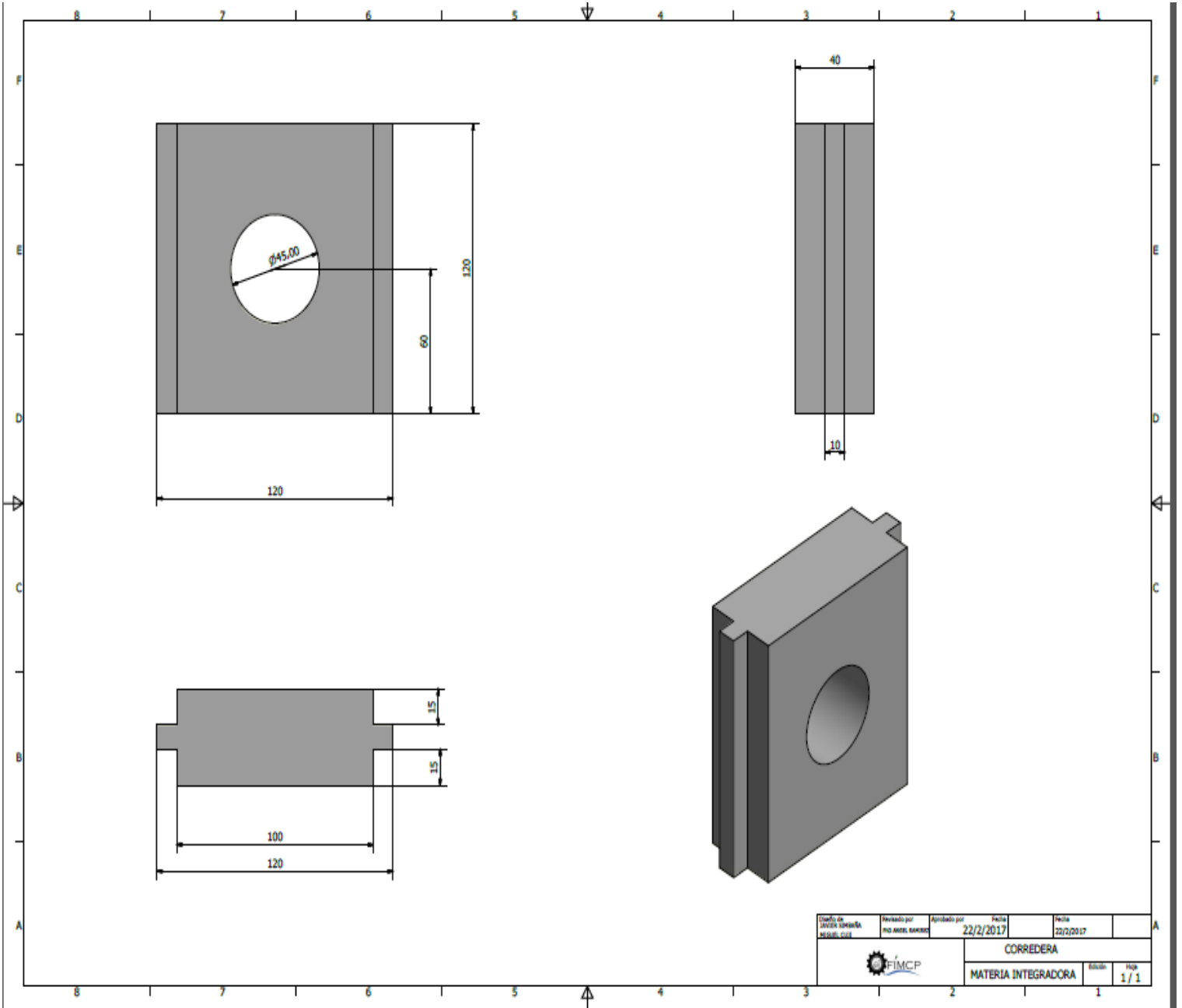
1. ABB. (2016). *ABB*. Obtenido de [http://www02.abb.com/global/boabb/boabb011.nsf/0/6e806ea8a5210e29c12578e0007e6a7f/\\$file/Gu%C3%ADa+del+motor+ES.pdf](http://www02.abb.com/global/boabb/boabb011.nsf/0/6e806ea8a5210e29c12578e0007e6a7f/$file/Gu%C3%ADa+del+motor+ES.pdf)
2. Alonso, S. G. (2014). Análisis mecánico y geométrico de la nuez de macadamia . *Revista Digital*, 43.
3. Arias, V. d. (2012).
4. Beer-Johnston. (2010). *Mecánica de materiales para ingenieros*. McGraw-Hill.
5. Bohman, I. (2016). *Ivan Bohman*. Obtenido de <http://www.ivanbohman.com.ec/wp-content/uploads/2016/02/7210.pdf>
6. Budynas, R. G. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. Madrid: Mc Graw Hill.
7. DIPAC. (2014). Obtenido de <http://www.dipacmanta.com/>
8. Duran, E. M. (2013). *Maka: Sistema de recolección y transporte de macadamia*.
9. Indura. (2016). *Indura*. Obtenido de <http://www.indura.com.ec/Web/EC/Biblioteca/Catalogos>
10. Jimenez, M. (2001).
11. Lavin, A. (2010).
12. MAG-SICA. (2011).
13. Nasan, E. (2014). *Nasan Industry*.
14. NTN. (2016). *NTN*. Obtenido de <http://www.ntnamericas.com/es/folletos-y-material-informativo/catalogos>
15. Pérez, C. (2012). *Agrimex*.
16. Salazar, A. (2014). Analisis fff. *Revista digital*.
17. Shigley. (2008). *Diseño de Ingeniería Mecánica*.
18. Zhenying, D. (2015). *Agrimex*.


APÉNDICES

APÉNDICE A

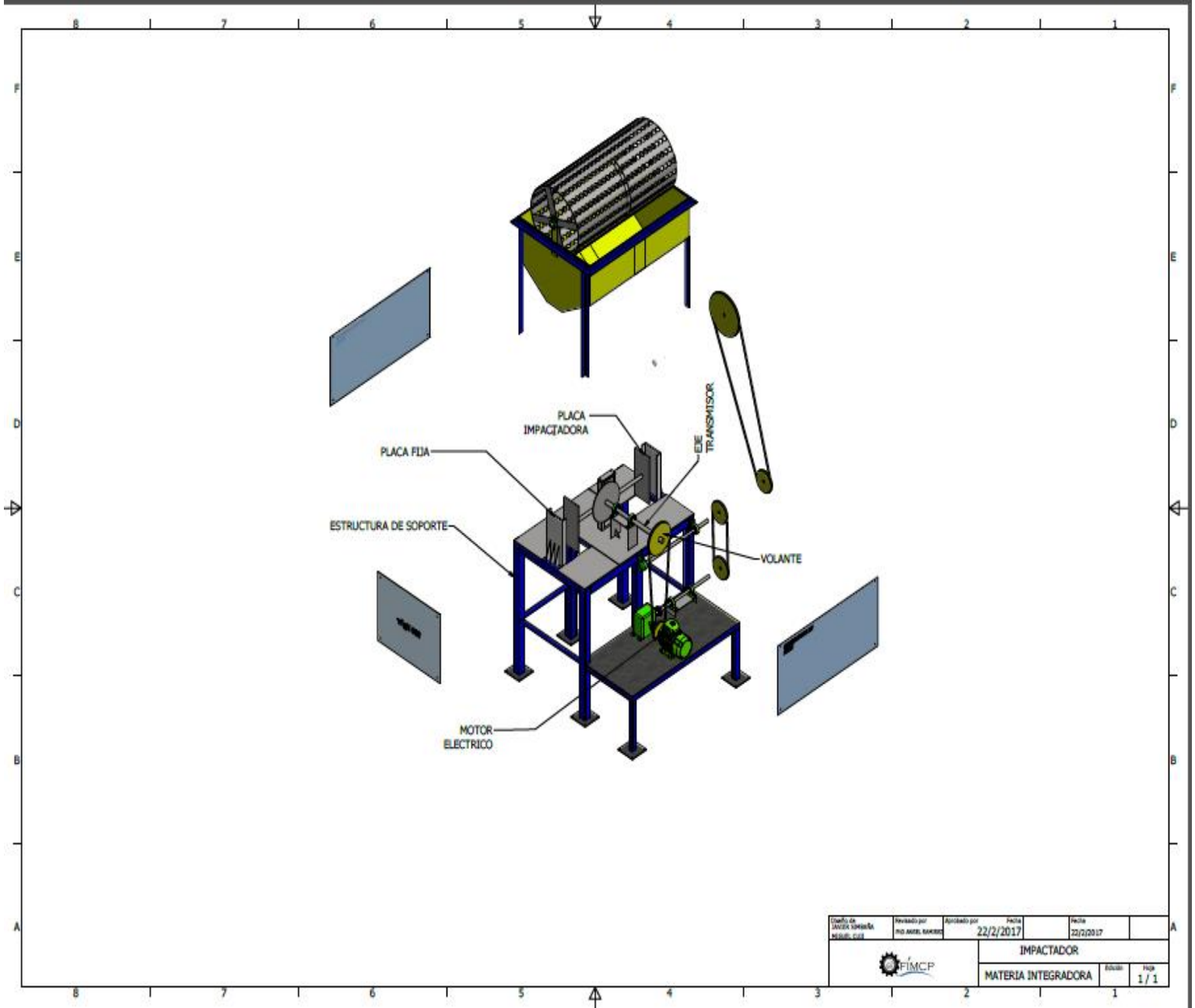
Planos Esquemáticos

Corredora

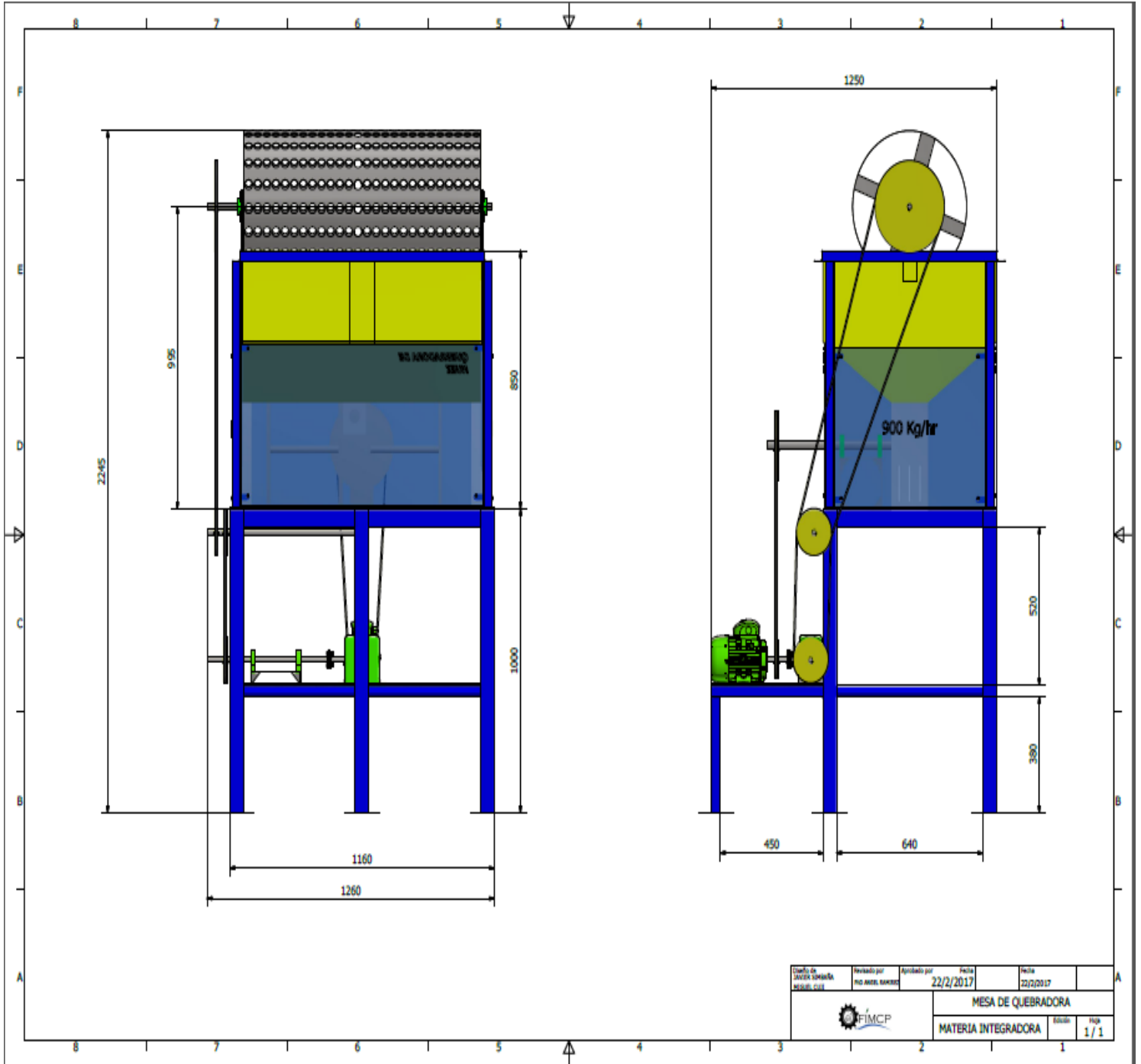


Elaborado por JAVIER VERAÑA MISOL, CUI	Revisado por PABLO ANTONIO SANCHEZ	Aprobado por Fecha 22/2/2017	Fecha 22/2/2017	
		CORREDERA		
		MATERIA INTEGRADORA	Edición	Página 1 / 1

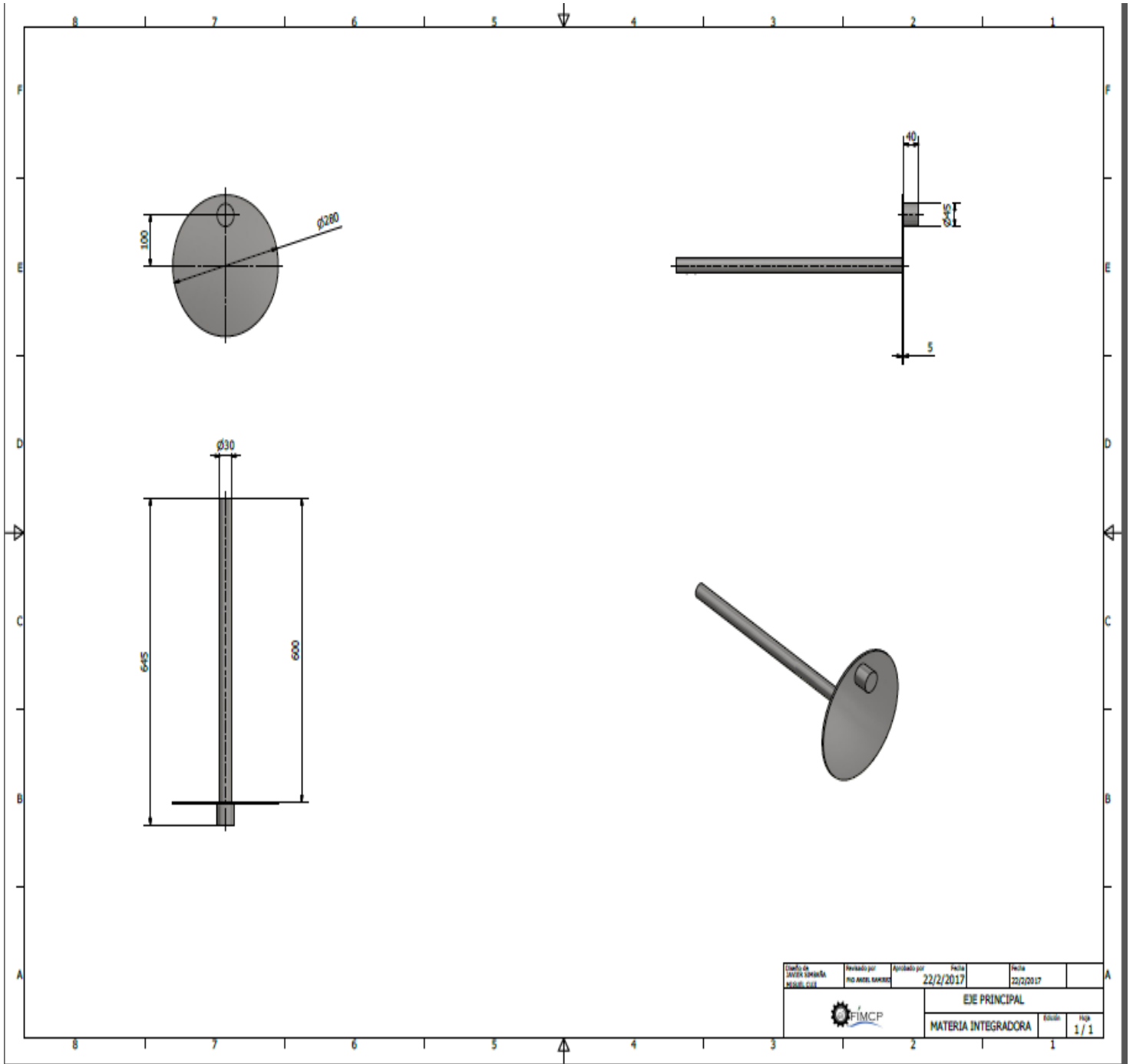
Despiece




Dimensiones de ensamble

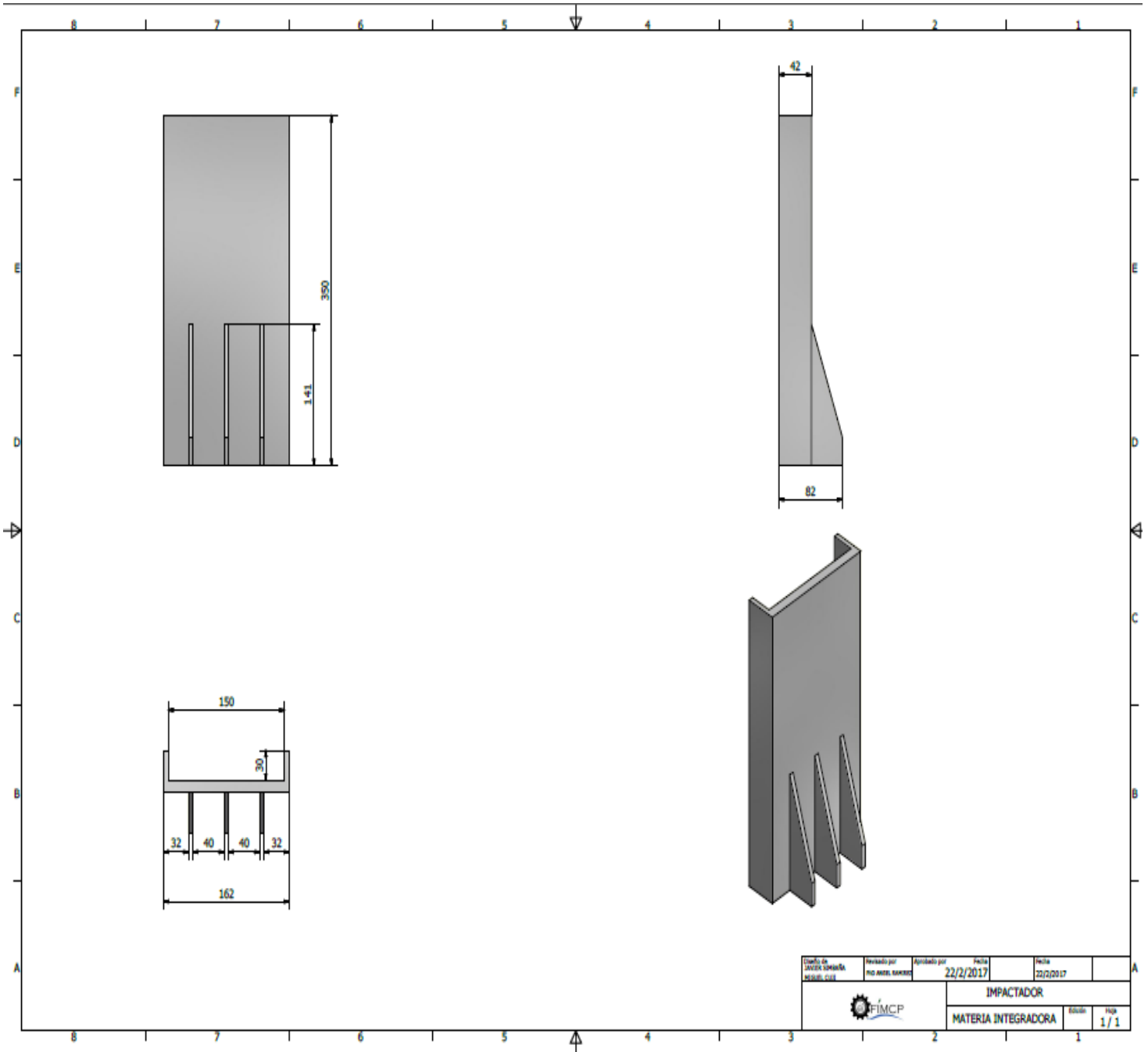



Disco



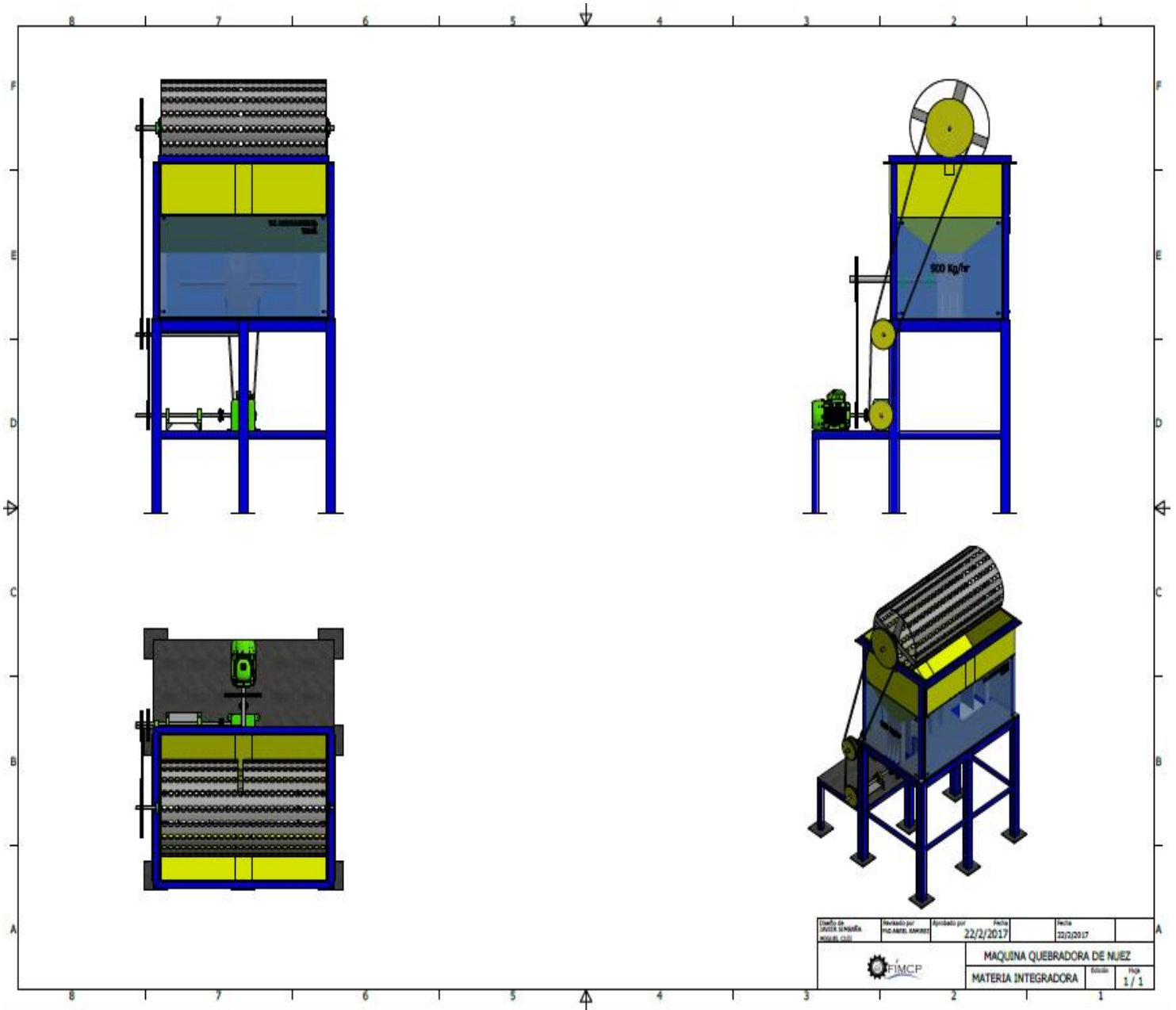
Elaborado por JAVIER SERRANO 20170101	Revisado por FIDEL RAMIREZ	Aprobado por 22/2/2017	Fecha 22/2/2017	Hoja 1 / 1
		EJE PRINCIPAL		
		MATERIA INTEGRADORA		

Impactador

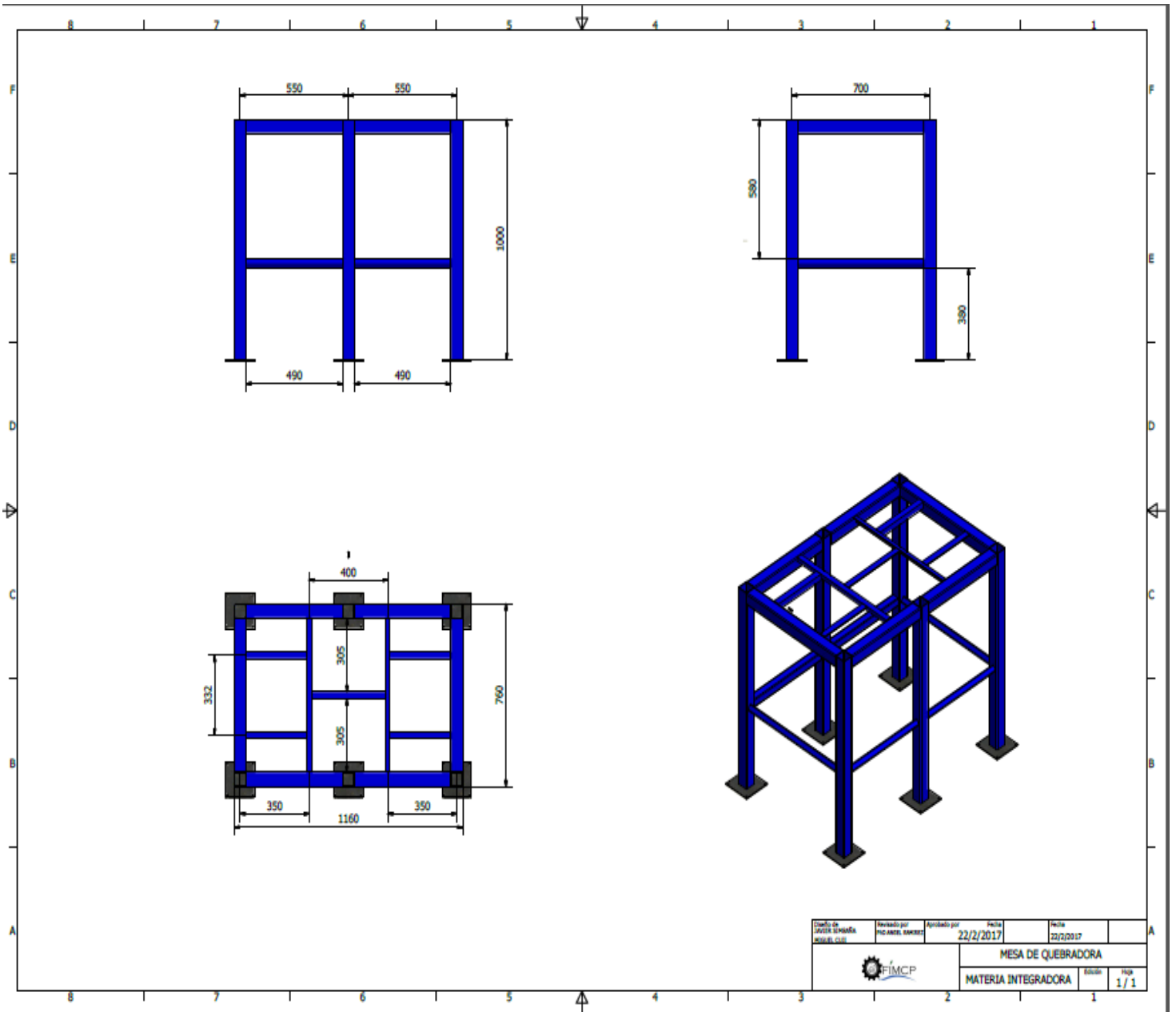



Elaborado por LIVIA SERRANO MORALES	Revisado por ING. ANDRÉS SERRANO	Aprobado por	Fecha 22/2/2017	Fecha 22/2/2017
 FIMCP			IMPACTADOR	
			MATERIA INTEGRADORA	Escala 1/1

Mesa

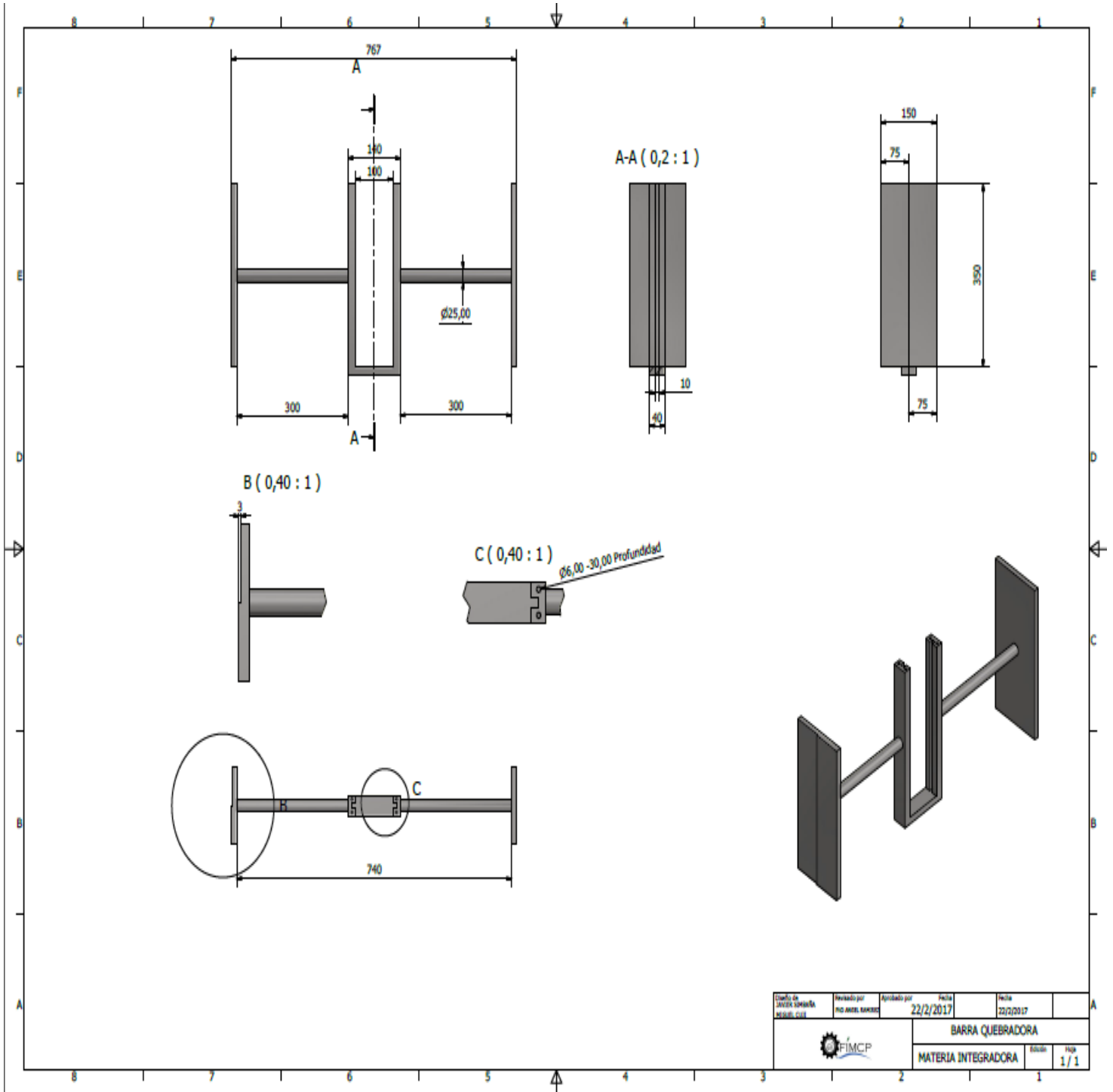



Plano de mesa



Diseñado por JAVIER SERRANO INGENIERO CIVIL	Revisado por RICARDO RAMIREZ	Aprobado por 22/2/2017	Fecha 22/2/2017	Fecha 22/2/2017
 FIMCP			MESA DE QUEBRADORA	
			MATERIA INTEGRADORA	

Rompedor



Elaborado por INGENIERO CIVIL	Revisado por INGENIERO CIVIL	Aprobado por INGENIERO CIVIL	Fecha 22/2/2017	Fecha 22/2/2017	
			BARRA QUEBRADORA		
			MATERIA INTEGRADORA		Escala
				1 / 1	

APÉNDICE B

Tabla de tiempo de vida requerida de maquinarias.

Clasificación del servicio	Aplicaciones en maquinarias y vida requerida (referencia) L_{10h} $\times 10^3 h$				
	~4	4~12	12~30	30~60	60~
Máquinas usadas por periodos cortos q utilizadas sólo ocasionalmente.	<ul style="list-style-type: none"> ● Aplicaciones domésticas ● Herramientas de mano eléctricas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Maquinaria agrícola ● Equipos de oficina 			
Utilización durante periodos cortos e intermitentemente, pero con requerimientos de alta confiabilidad.	<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos médicos ● Instrumentos de medición 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores de acondicionadores de aire residenciales ● Equipos de construcc. ● Elevadores ● Grúas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Grúas (Poleas) 		
Máquinas que no se usan constantemente, pero se utilizan por periodos largos.	<ul style="list-style-type: none"> ● Automóviles ● Vehículos de dos ruedas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores pequeños ● Buses/camiones ● Transmisiones de engranes en general ● Máquinas madereras 	<ul style="list-style-type: none"> ● Husillos de máquinas ● Motores industriales ● Trituradores ● Cribas vibratorias 	<ul style="list-style-type: none"> ● Transmisiones de engranes principales ● Máquinas de caucho/plástico ● Rodillos de calandrias ● Máquinas de impresión 	
Máquinas en constante uso durante las 8 horas del día.		<ul style="list-style-type: none"> ● Laminadores ● Escaleras eléctricas ● Transportadores ● Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de vehículos ferroviarios ● Acondicionadores de aire ● Motores grandes ● Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de locomotoras ● Motores de tracción ● Elevadores mineros ● Volantes a presión 	<ul style="list-style-type: none"> ● Máquinas de fabricación de papel ● Equipos de propulsión para barcos
24 horas de operación continua, no interrumpible.					<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos de abastecimiento de agua ● Bombas de drenaje/ventiladores para minería ● Equipos para generación de potencia