



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE  
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

---

---

PROGRAMA DE MAESTRIA Y DOCTORADO EN  
INGENIERIA

REDISEÑO DEL SISTEMA SUJETADOR DE MAZORCA  
PARA UN PROTOTIPO DE UNA MAQUINA CORTADORA  
DE MAIZ

**T E S I S**

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

**MAESTRO EN INGENIARIA**

INGENIERIA MECANICA - DISEÑO MECANICO

P R E S E N T A :

**ROMERO PLANCARTE ULISES ESTEBAN**

TUTOR:

**GONZALEZ GONZALEZ LEOPOLDO ADRIAN**

**2012**

## **JURADO ASIGNADO**

Presidente: **Dr. Borja Ramírez Vicente**

Secretario: **Dr. Ramírez Reivich Alejandro C.**

Vocal: **Dr. González González Leopoldo Adrián**

1er. Suplente: **Dr. Velázquez Villegas Fernando**

2do. Suplente: **Dr. Cuenca Jiménez Francisco**

Lugar o lugares donde se realizó  
la tesis: Facultad de Ingeniería – División de Posgrado

### **TUTOR DE TESIS:**

**Dr. González González Leopoldo Adrián**

---

**FIRMA**

## ÍNDICE

RESUMEN .....	3
CAPÍTULO 1. ....	4
INTRODUCCIÓN.....	4
1.1 ANTECEDENTES .....	5
1.2 OBJETIVOS.....	5
1.3 HIPÓTESIS.....	5
1.4 ESTRUCTURA DE LA TESIS .....	6
CAPÍTULO 2. ....	7
INTERPRETACIÓN DE LA MÁQUINA CORTADORA DE MAÍZ.....	7
2.1 DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA .....	7
2.2 IDENTIFICACIÓN DE SISTEMAS .....	11
2.2.1 DESCRIPCIÓN DE LAS FUNCIONES DE CADA SISTEMA .....	14
CAPÍTULO 3 .....	15
REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.....	15
3.1 REVISIÓN DE ARTÍCULOS Y BÚSQUEDA DE PATENTES.....	15
3.2 METODOLOGÍAS DE INGENIERÍA INVERSA Y REDISEÑO .....	18
3.3 HERRAMIENTAS PARA HACER INGENIERÍA INVERSA Y REDISEÑO .....	25
3.4 CONCLUSIÓN DE LA INFORMACIÓN RECOPIADA.....	29
3.5 PROPUESTA METODOLÓGICA .....	29
3.6 METODOLÓGIA PROPUESTA PARA EL REDISEÑO. ....	30
CAPÍTULO 4 .....	32
REDISEÑO DEL SISTEMA SUJETADOR. ....	32
4.1. ESTUDIO .....	32
4.2. CONCRETAR EXPERIENCIAS: FUNCIÓN Y FORMA .....	34
4.3 ESTUDIO DE MERCADO .....	38
4.4 COMPARACIÓN DE PATENTES CON EL PROTOTIPO DE LA MÁQUINA CORTADORA DE MAÍZ. ...	43
4.5 SUGERENCIAS DE MEJORAMIENTO .....	44

---

4.6. ANÁLISIS DEL DISEÑO Y PROPUESTA DE MODELOS .....	50
4.7 IDENTIFICACIÓN DE PIEZAS PARA EL SISTEMA SUJETADOR.....	55
4.8 LISTA DE PIEZAS.....	61
4.9 DESARROLLO EXPERIMENTAL PARA DIMENSIONAR EL SISTEMA SUJETADOR DE MAZORCA (REVÓLVER) .....	63
4.10 BASE TEORICA PARA EL DISEÑO DE TORNILLOS DE POTENCIA.....	68
4.11 BASE TEORICA PARA EL DISEÑO DE ENGRANES RECTOS .....	79
4.12 PROPUESTA DEL MECANISMO DE SUJECIÓN Y CONDUCCIÓN .....	89
4.13 PROPUESTA DEL MECANISMO REVOLVER.....	94
4.14 ANÁLISIS FUNCIONAL DEL NUEVO PROTOTIPO .....	105
4.15 RESULTADOS Y CONCLUSIONES.....	109
REFERENCIAS.....	111
ANEXOS.....	114

## RESUMEN

El propósito de este trabajo es revisar y analizar diferentes metodologías de rediseño con la finalidad de llevar a cabo el rediseño de un prototipo de una máquina cortadora de maíz.

Lo anterior con la finalidad de rediseñar el sistema sujetador de mazorca, que es uno de los sistemas más importantes del prototipo.

El mercado al que se dirige el producto es básicamente, a pequeños grupos de agricultores, por lo que algunas de las características que debe cumplir el prototipo son:

- Bajo costo
- Facilidad de operación
- Alta productividad
- Bajo mantenimiento

La razón por la cual se plantea diseñar y rediseñar el prototipo de una máquina cortadora de maíz, observando el método artesanal que emplea el agricultor, es porque conlleva una actividad de alto riesgo, exponiendo principalmente dedos, mano y brazo.

La forma en la que actualmente el operador desgrana el maíz, es por medio de una sierra de corte, un desarmador el cual es introducido en el corazón o centro del olote, para posteriormente hacerlo girar de forma manual alrededor de la sierra de corte, esto produce polvo que es inhalado por el operador, expulsión de viruta la cual corre el riesgo de afectar los ojos del trabajador. Por tal motivo surge la necesidad de automatizar el proceso, o de mejorar la interacción operador-máquina, reduciendo factores de riesgo y mejorando la productividad.

# CAPÍTULO 1.

## INTRODUCCIÓN

El interés de rediseñar el primer prototipo de la máquina cortadora de maíz surge para facilitar al productor de maíz una forma alterna de cortar el grano, debido a que en el mercado nacional se encuentra una gran cantidad de productos que desgranar el maíz, pero ninguno que corte el grano de la mazorca sin su raíz.

Debido a que en nuestro país se tiene un alto consumo de maíz, el cual utiliza el grano para elaborar el platillo típico conocido como pozole, éste requiere que el maíz tenga un proceso de deshidratación de nueve meses después de su corte de cosecha, posteriormente se selecciona la mazorca por categorías de tamaño, ya que no tiene una forma estándar la cual varía de diámetro, longitud y tamaño de grano.

Este proceso se realiza de forma manual por un trabajador que bajo su criterio empaca costales de maíz clasificados por su tamaño y forma.

Actualmente existen métodos y mecanismos que ayudan a realizar esta actividad de forma automática, con la desventaja de que requieren de un presupuesto mayor debido a que son tecnologías caras [Beland, 2008].

El problema que tiene el agricultor mexicano es que su producto no es muy bien remunerado, por lo que requiere bajar costos en el corte de grano de maíz y aumentar la productividad para mejorar la rentabilidad, teniendo como limitante el presupuesto para invertir en tecnologías que impliquen un costo mayor al que es generado por el producto mismo.

Las condiciones en las que actualmente se trabaja implican factores de riesgo para los operadores que realizan el corte de grano, exponiendo miembros y afectando el sistema respiratorio con el polvo que se origina de este proceso, por tal motivo surgió hace un par de años el interés de diseñar un primer prototipo de una máquina cortadora de maíz que reduzca los factores de riesgo y además sea económica para el agricultor nacional.

Por lo anterior, el presente trabajo se enfoca en mejorar el prototipo actual utilizando metodologías de ingeniería inversa y rediseño, identificando oportunidades de rediseño con la finalidad de mejorar la eficiencia del primer prototipo de la máquina y su interacción con el operador.

## 1.1 ANTECEDENTES

Para entender el problema, se toma como antecedente el trabajo “Diseño y fabricación de un prototipo de una máquina cortadora de grano de maíz cacahuazintle [Ortiz, 2009]”.

En el trabajo citado se abordan las necesidades principales del agricultor y la condición de operación actual con la que cortan el grano de maíz.

Actualmente se cuenta con el prototipo de la máquina, elemento sustancial para evaluar su efectividad.

Lo que se puede apreciar del prototipo actual, es que se mejoró el factor de seguridad que hay entre el operador y la máquina, eliminando el contacto directo con la sierra, permitiendo que un mecanismo trabaje por el operador.

En primera instancia se observa que el tema de la eficiencia de agilizar el proceso de sujeción de la mazorca para mejorar la productividad, aún no se ha logrado, por tal motivo en esto se basará la propuesta de rediseño del prototipo de la máquina cortadora de maíz.

## 1.2 OBJETIVOS

- Aplicar una propuesta metodológica para el rediseño del sistema sujetador de la mazorca con la finalidad de mejorar el funcionamiento.
  - Investigar patentes existentes y metodologías de ingeniería inversa y rediseño.
  - Analizar el funcionamiento del prototipo actual y el proceso de corte de maíz.

## 1.3 HIPÓTESIS

En este trabajo de investigación se plantean tres hipótesis:

- Es posible mejorar la interacción existente entre operador-máquina reduciendo la complejidad de operación.
- Es posible mejorar la eficiencia reduciendo el tiempo en el proceso para sujetar la mazorca.
- Es posible aumentar la productividad en una jornada de trabajo.

## 1.4 ESTRUCTURA DE LA TESIS

Este trabajo está dividido en dos etapas, la primera consiste en investigar metodologías y herramientas de ingeniería inversa y rediseño, la segunda etapa consiste en aplicar una propuesta metodológica a un sistema crítico para mejorar la funcionalidad del prototipo.

Para desarrollar el trabajo se ha estructurado de la siguiente forma:

En el capítulo 2 se describe el funcionamiento del prototipo de la máquina cortadora de maíz, identificando los sistemas que la conforman.

En el capítulo 3 se investigan metodologías y herramientas de ingeniería inversa y rediseño. Se plantea una propuesta metodológica de rediseño, la cual será estructurada de la investigación previa, con la finalidad de aplicarla en un sistema crítico identificado.

En el capítulo 4 se aplica la propuesta metodológica para generar el rediseño del sistema identificado como crítico. Se analiza los resultados obtenidos en el rediseño del sistema sujetador de mazorca contra el primer sistema sujetador del prototipo de la máquina cortadora de maíz, para finalmente dar respuestas a las hipótesis planteadas inicialmente.

## CAPÍTULO 2.

# INTERPRETACIÓN DE LA MÁQUINA CORTADORA DE MAÍZ.

## 2.1 DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA

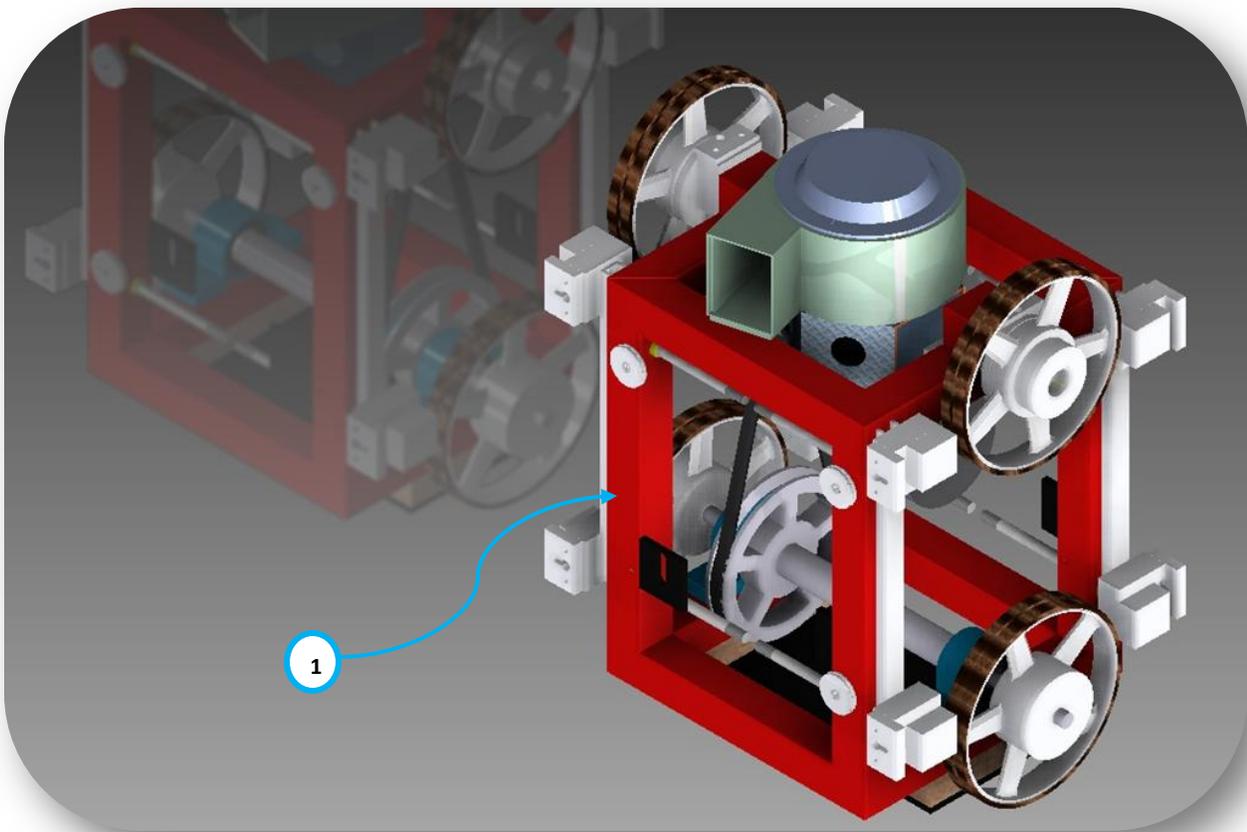


Fig.2.1. 1. Prototipo inicial de la máquina cortadora de maíz.

En la Fig.2.1.1 se muestra el primer prototipo de la máquina cortadora de maíz, en la imagen se ilustra la configuración, en color rojo se presenta el bastidor principal (1), el cual está fabricado con un perfil rectangular (PTR) de 1.5" X 1.5".

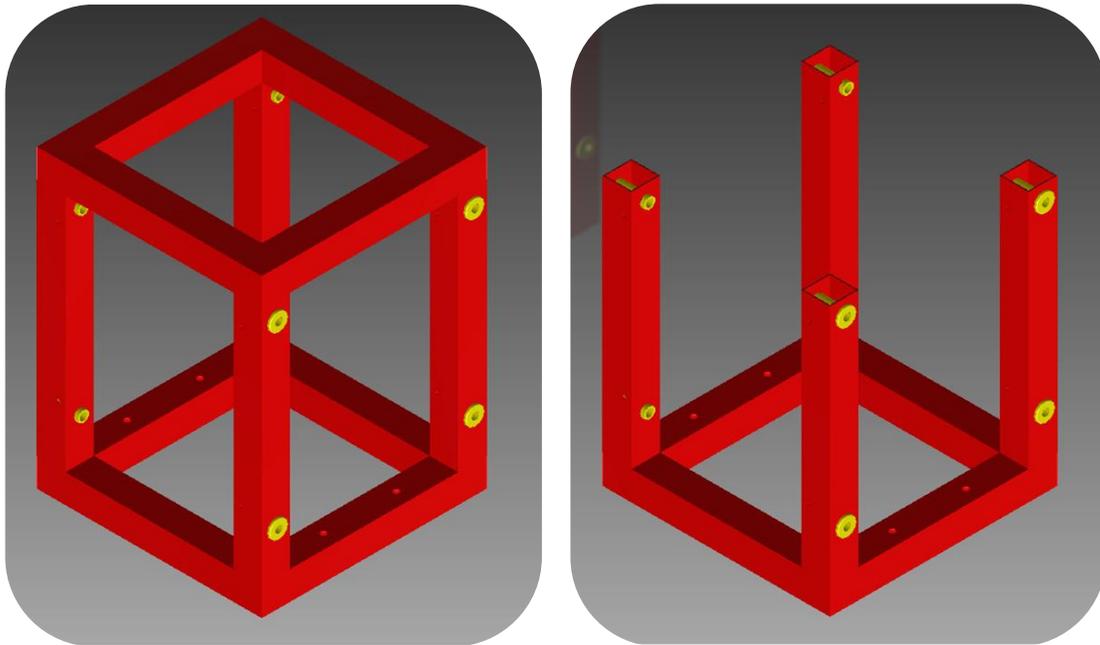


Fig.2.1.2 Bastidor de (PTR)

En la Fig.2.1.2 se observa de forma aislada el bastidor el cual está integrado por dos marcos cuadrados, superior e inferior, los cuales están unidos a los postes longitudinales mediante soldadura. Los bujes de color amarillo tienen la función de permitir el deslizamiento del eje del mecanismo sujetador de la mazorca.

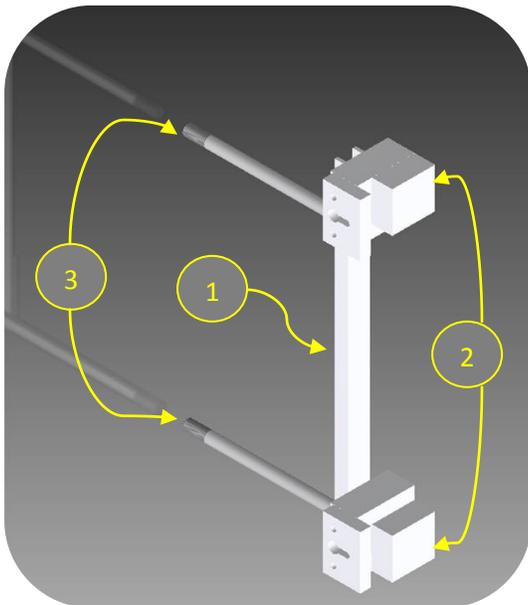


Fig.2.1.3. Mecanismo sujetador de la mazorca.

En la Fig.2.1.3 se ilustra el mecanismo que sujeta la mazorca, en la configuración del prototipo de la máquina cortadora de maíz, se necesitan cuatro mecanismos, lo que permite cortar las mazorcas de forma paralela y al mismo tiempo. Este mecanismo está fabricado de un perfil en "U" (1), tres piezas maquinadas de aluminio (2), dos varillas de acero (3), las cuales se deslizan a lo largo de los bujes mencionados en la Fig.2.1.2, un pequeño motor eléctrico que permite girar a la mazorca en su eje longitudinal, un cono en la parte inferior, en la parte superior se utiliza un tornillo sin fin para controlar la profundidad de corte del grano como lo ilustra la Fig.2.1.4.

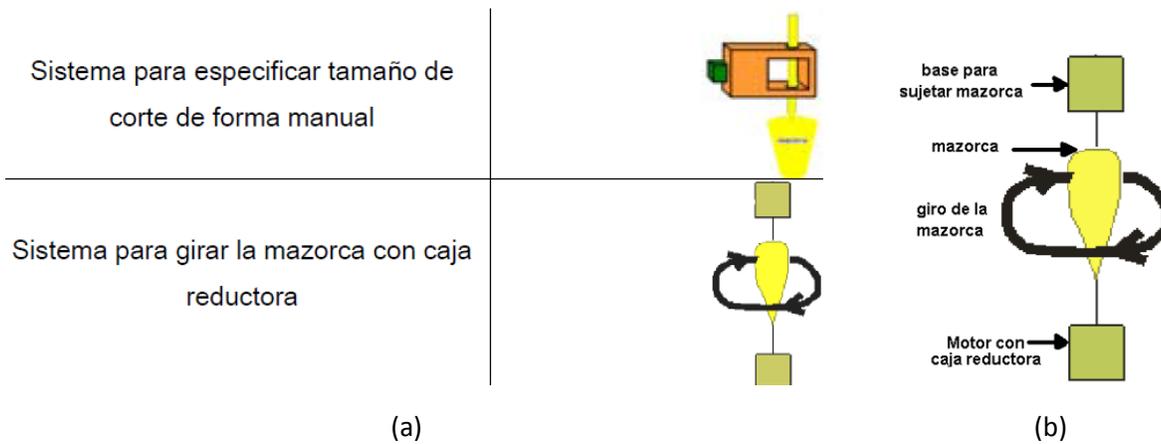


Fig.2.1. 4 En la figura (a) se muestra los sistemas que forman el mecanismo; en la figura (b) la configuración del mecanismo. [Ortiz, 2009]



Fig.2.1. 5 Disco o poleas de aluminio.

en los costados de los perfiles de PTR longitudinales. Las poleas permiten el deslizamiento del cable de acero que tensa los mecanismos que sujetan las mazorcas con la finalidad de deslizarlos equitativamente. En la Fig.2.1.6 se muestra el esquema de su funcionamiento.

En el prototipo de la máquina se puede observar unas pequeñas poleas como la mostrada en la Fig.2.1.5 las cuales son colocadas



Fig.2.1. 6 Esquema de funcionamiento. [Ortiz, 2009].

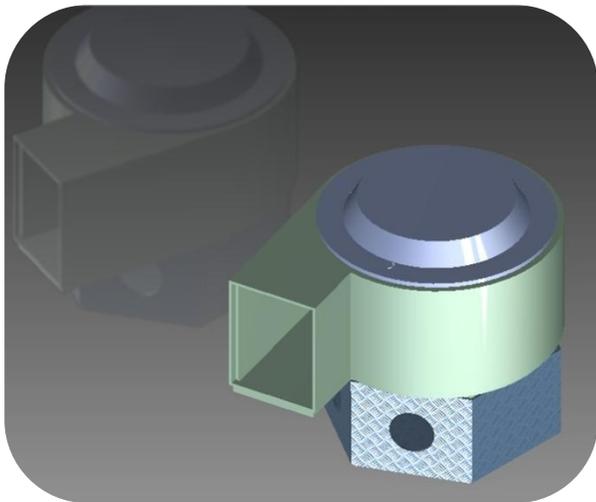


Fig.2.1. 7 Extractor de polvos

En la Fig.2.1.7 se muestra el ventilador, que se utiliza como extractor con la finalidad de absorber el polvo originado por el corte, en los orificios de la base hexagonal se montan mangueras para canalizar los residuos y expulsarlos por la parte lateral del extractor.

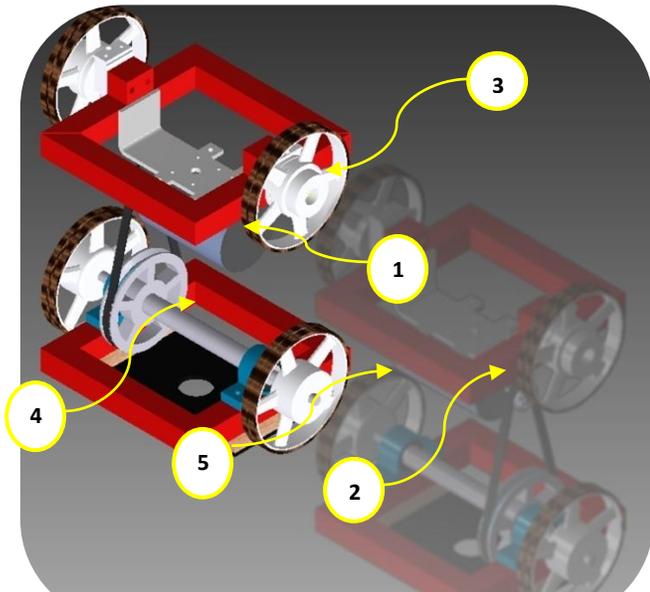


Fig.2.1. 8 Mecanismo de corte

Finalmente se muestra en la Fig.2.1.8 el mecanismo que mueve la sierra de corte, se observa que el mecanismo está conformado por un motor eléctrico (1), una banda (2) que mueve a las poleas (3) de forma paralela, un eje de acero (4) que trasmite el par a las poleas, dos chumaceras (5), y sobre las poleas se monta la sierra (6) de corte.

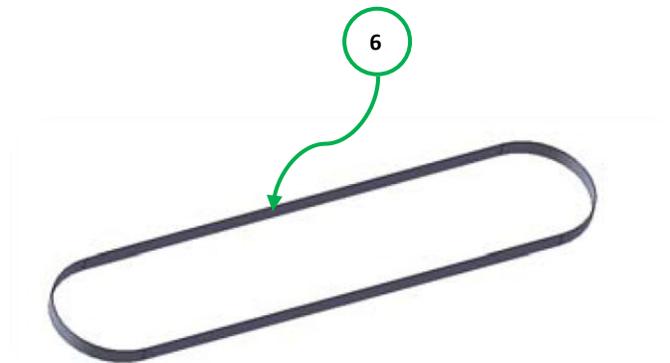


Fig.2.1. 9 Sierra cinta tipo comercial [Ortiz, 2009].

## 2.2 IDENTIFICACIÓN DE SISTEMAS

Una vez que se ha comprendido el funcionamiento de la máquina, el siguiente paso es identificar los sistemas que lo conforman, por lo que es necesario realizar una descomposición funcional como se muestra en la Fig.2.2.1.

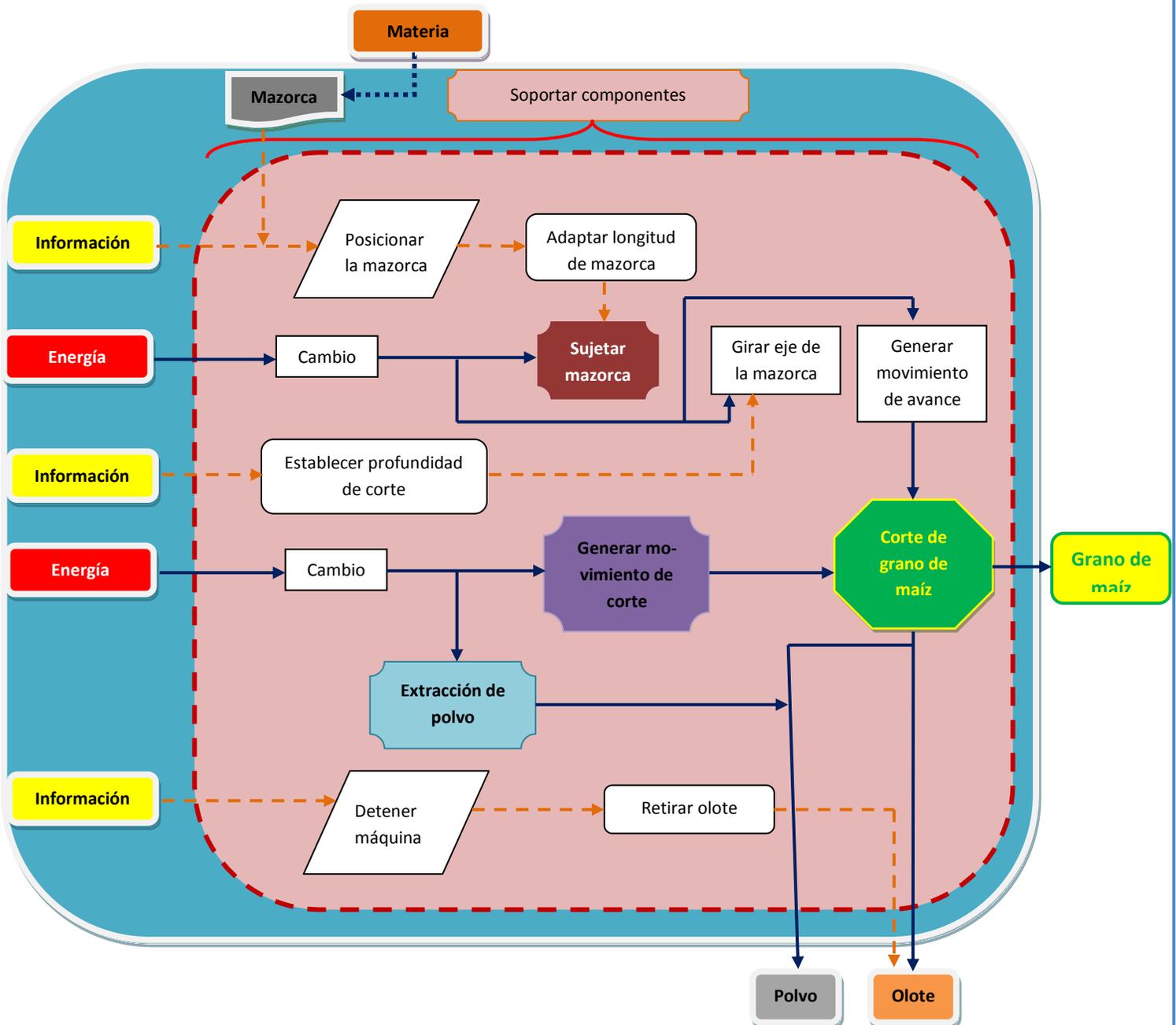


Fig.2.2.1 Diagrama de funciones

Del diagrama mostrado en la Fig.2.2.1 se presenta un arreglo que relaciona la información que hay entre las funciones, con la finalidad de definir los sistemas que conforman a la máquina.

La Tabla 2.2.1 es de gran utilidad para ver las relaciones que se tienen entre sus funciones y poder identificar los sistemas que conforman a la máquina.

FUNCIONES		A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K
Soportar componentes	A	A	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Sujetar mazorca	B	X	B									
Posicionar mazorca	C	X	X	C								
Establecer profundidad de corte	D	X	X	X	D	X						
Regular profundidad	E	X			X	E						
Transmitir y regular potencia	F	X					F	X	X	X	X	
Generar movimiento de las sierras	G	X					X	G				
Generar movimiento de avance	H	X					X	X	H	X		
Mantener velocidad de corte	I	X					X	X	X	I		
Extraer polvo	J	X					X				J	
Extraer bagazo	K	X										K

Tabla 2.2.1 Funciones de la máquina y su relación entre ellas

En la Tabla 2.2.2 se organizan los sistemas, con base en la interpretación del funcionamiento de la máquina y su relación funcional, en la Figura 2.2.2 se pueden observar los cinco sistemas.

Número	Nombre del sistema	Funciones que realizan
1	Estructura	Soporta todos los componentes que conforman a la maquina.
2	Sujetador de mazorca	Sostiene la mazorca, controla la profundidad de corte, gira la mazorca.
3	Transmisión de Energía	Provee de energía mecánica al mecanismo de corte y extracción de polvo.
4	Mecanismo de corte	Corta el grano de maíz sin raíz.
5	Extracción de polvo	Capturar los residuos volátiles de la acción de corte del grano.

Tabla 2.2 2 Sistemas de la máquina cortadora de maíz

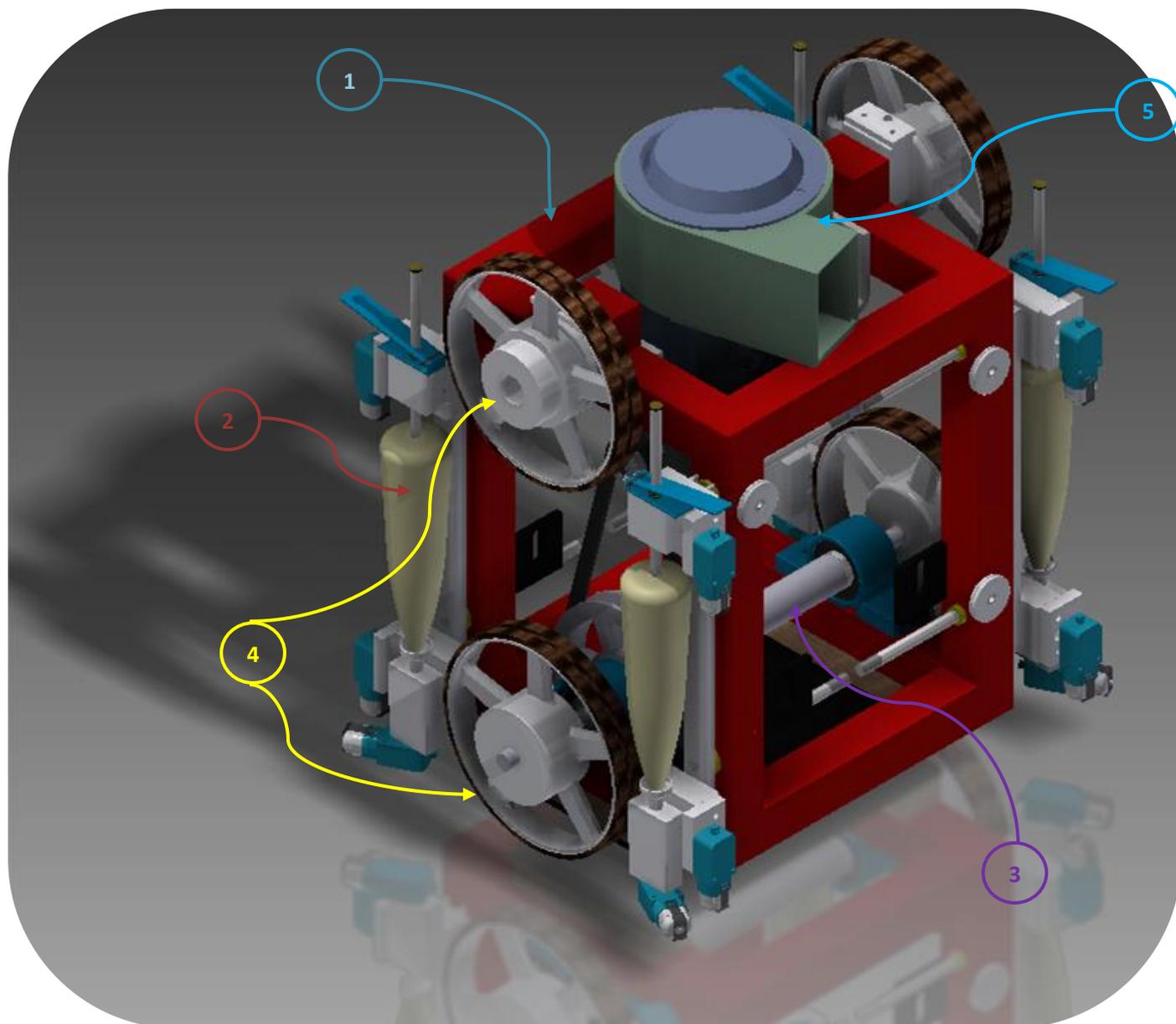


Fig.2.2 2 Identificación de Sistemas. (1) Estructura, (2) Sujetador de mazorca, (3) Transmisión de energía, (4) Mecanismo de corte, (5) Extracción de polvo.

### 2.2.1 DESCRIPCIÓN DE LAS FUNCIONES DE CADA SISTEMA

En la Tabla 2.2.3 se hace una breve descripción de las funciones de los sistemas con su correspondiente imagen.

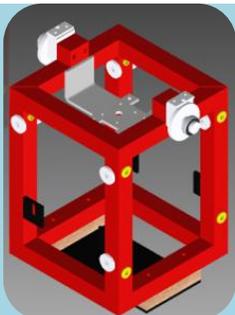
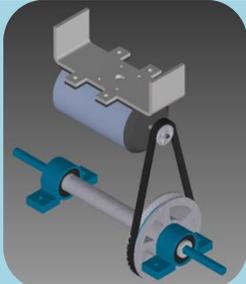
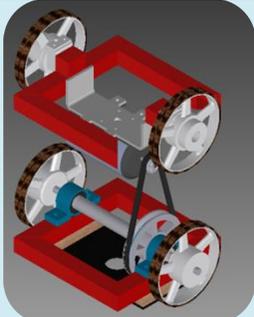
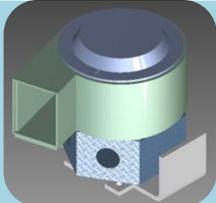
Número	Imagen del sistema	Nombre del sistema	Descripción
1		Estructura	Es el encargado de soportar los sistemas para su correcto funcionamiento, con la posibilidad de ser montado en un espacio destinado de trabajo.
2		Sujetador de mazorca	Es el encargado de sujetar la mazorca, controlar la profundidad de corte, el giro de la mazorca y el desplazamiento para controlar el grosor del olote.
3		Transmisión de Energía	Es el encargado de transmitir la energía a la máquina por medio de un motor eléctrico, una banda, dos poleas y un eje de acero al mecanismo de corte.
4		Mecanismo de corte	Utiliza la energía mecánica para generar el corte del grano de maíz en forma paralela.
5		Extracción de polvo	Absorbe el polvo generado por el corte de grano de maíz.

Tabla 2.2. 3 Tabla descriptiva de los sistemas que conforman a la máquina cortadora de maíz.

## CAPÍTULO 3

# REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

Con la interpretación del funcionamiento e identificación de los sistemas que conforman al prototipo de la máquina cortadora de maíz, la siguiente tarea a realizar es investigar en fuentes científicas las metodologías actuales y existentes para realizar ingeniería inversa y rediseño.

De igual forma se investiga en patentes con la finalidad de comprender cómo se ha resuelto el problema del corte de maíz y cuál es la tendencia de solución.

El objetivo de esta investigación bibliográfica será recabar información de diversas fuentes científicas para proponer una metodología y aplicarla en el rediseño de un sistema que sea identificado como crítico y el cual ofrezca oportunidades de rediseño para mejorar la eficiencia del prototipo de la máquina cortadora de maíz.

De igual forma se investigan las herramientas necesarias propuestas por las metodologías, con la finalidad de aprender a aplicarlas y utilizarlas de forma adecuada en el rediseño del prototipo de una máquina cortadora de maíz.

### 3.1 REVISIÓN DE ARTÍCULOS Y BÚSQUEDA DE PATENTES

Se realizó una búsqueda de patentes de máquinas cortadoras de maíz con la finalidad de investigar si existen productos similares que realizan el proceso de corte, para entender cómo es que lo hacen, en qué fecha lo patentaron, y ver si hay un patrón de diseños o tendencias de mecanismos.

Lo que se encontró fue lo siguiente:

En la patente [No. 2,169,963, Agosto 15, 1939](#), se puede observar que el mecanismo que realiza el corte, es un núcleo compuesto de tres cuchillas que contienen dos navajas cada una acomodadas de forma circular para contornear la silueta de la mazorca, las cuchillas abren y cierran dependiendo del diámetro de la mazorca, en el esquema se observa que se colocan dos de estos mecanismos, uno enseguida del otro con la finalidad de cortar de forma adecuada los granos que están en la periferia diametral de la mazorca, las cuales son conducidas hacia los núcleos por medio de una banda transportadora, éstas entran en la máquina sujetadas por unos rodillos, al final de la línea de alimentación se observa que cuenta con una canaleta por donde sale el desperdicio, los granos cortados caen por gravedad en un contenedor.

Aug. 15, 1939.

C. E. KERR  
GREEN CORN CUTTING MACHINE  
Filed Sept. 16, 1935

2,169,963

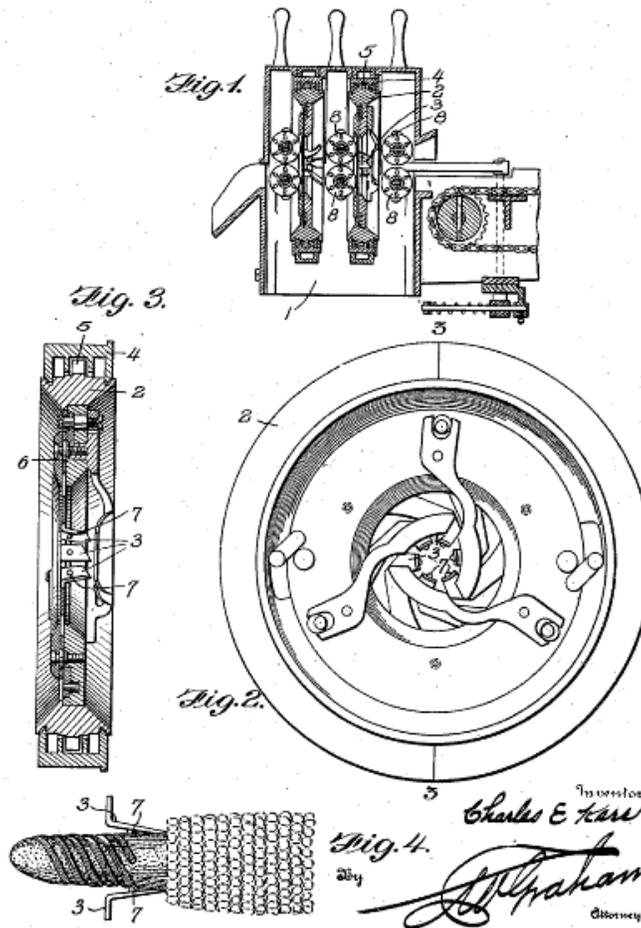


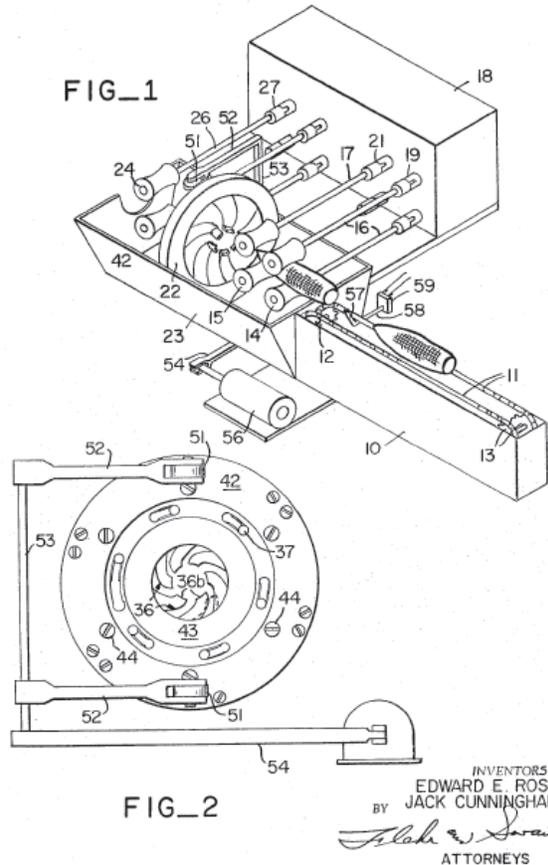
Fig.3.1. 1 (No 2,169,963,Agusto 15, 1939).

Treinta años después se presenta la patente No. 3,455,307, julio 15,1969 correspondiente a una máquina con características similares a la patente No. 2,169,963,Agusto 15, 1939 , en ésta la máquina mejora el mecanismo de corte, esto se observa en el núcleo donde se montan las cuchillas, utilizando sólo un núcleo de corte que contornea de manera más eficiente el perímetro diametral de la mazorca, las cuchillas controlan la profundidad de corte por medio de un mecanismo que es instalado en los rodillos que sujetan la mazorca, al parecer reduce la robustez de la máquina.

# REDISEÑO DEL SISTEMA SUJETADOR DE MAZORCA PARA UN PROTOTIPO DE UNA MÁQUINA CORTADORA DE MAÍZ

2012

July 15, 1969  
E. E. ROSS ET AL  
CORN CUTTING MACHINE  
3,455,307  
Filed Nov. 4, 1966  
3 Sheets-Sheet 1



July 15, 1969  
E. E. ROSS ET AL  
CORN CUTTING MACHINE  
3,455,307  
Filed Nov. 4, 1966  
3 Sheets-Sheet 2

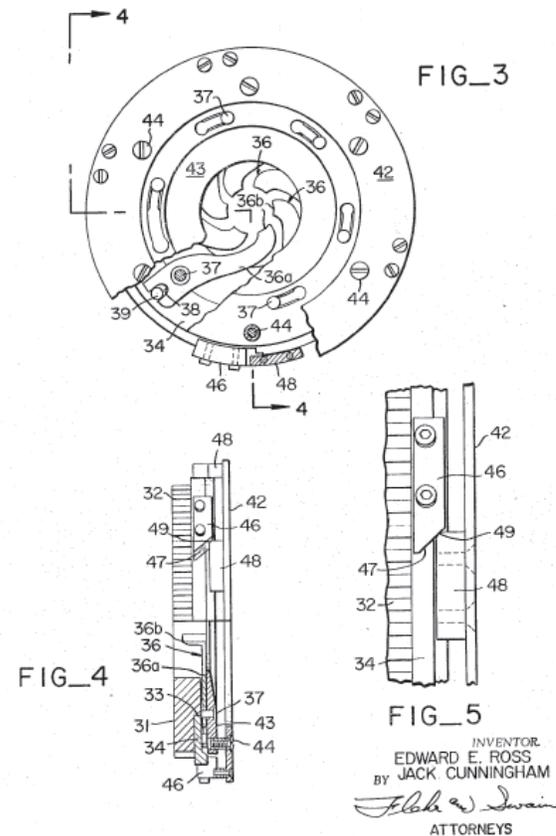


Fig.3.1. 2 (CUNNINGHAM, 1969) A la izquierda se observa la configuración de la maquina, a la derecha el núcleo que contiene las cuchillas de corte.

Después de casi treinta y nueve años, es patentada una máquina cortadora de maíz que mejora la eficiencia de corte, ésta utiliza un sensor que mide el contorno y forma de la mazorca para controlar la profundidad de corte, se observa una reducción de tamaño de la máquina, elimina los rodillos que sujetaban a la mazorca, esto se observa en la Fig.3.1.3, las mazorcas son conducidas a una especie de tobera que gira de forma axial, el sensor realiza un muestreo del contorno y forma. Las cuchillas se abren o cierran según la información que envía el sensor.

Se observa que el mecanismo de corte, con el núcleo que contiene a las cuchillas, en general presenta la misma tendencia, sólo se mejoró la forma en la que éste recibe la información para que abra o cierre las cuchillas.

Es evidente que al paso del tiempo y con el desarrollo de nuevas tecnologías, con el sistema de control, se logró controlar aparentemente la profundidad de corte, pero se elevó el costo del producto debido al incremento de componentes que la conforman.



(15) **United States**  
 (12) **Patent Application Publication** (10) **Pub. No.:** US 2008/0261669 A1  
 Neidigh et al. (43) **Pub. Date:** Oct. 23, 2008

(54) **AUTOMATIC CORN CUTTER APPARATUS AND METHOD** (52) **U.S. CL.** 460/48

(76) **Inventors:** Ronnie Charles Neidigh, Pueblo, CO (US); Dwight Allen Blickensderfer, Pueblo, CO (US); Denis Ralph Beland, Owatonna, MN (US)

**Correspondence Address:**  
 Bruce H. Johnsonbaugh  
 Eckhoff & Hoppe  
 Suite 2806, 191 Montgomery Street  
 San Francisco, CA 94104 (US)

(21) **Appl. No.:** 12/048,169  
 (22) **Filed:** Apr. 17, 2008

**Related U.S. Application Data**

(60) Provisional application No. 60/925,780, filed on Apr. 23, 2007.

**Publication Classification**

(51) **Int. Cl.** A01F 11/06 (2006.01)

**ABSTRACT**  
 An apparatus and method for automatically cutting kernels off ears of corn with reduced damage to the kernels are provided. A circular array of movable kernel cutting knives rotates around an axis of rotation. Singulated ears of corn are conveyed along the axis of rotation into and through the array of kernel cutting knives. A sensor is provided for sensing the size and shape of each ear of corn prior to the ear being conveyed into the array of cutting knives and a knife controller moves the array of cutting knives relative to the axis of rotation in response to input from the sensor to efficiently cut the kernels off the cob with reduced damage to the kernels. The ears may be presented to the kernel cutting knives either up-and or both end first. The cutting depth of the knives may be varied to compensate for variations in thickness of the kernels. In one embodiment, the ears may be presented to the kernel cutting knives with their husks attached. In this embodiment, the husks are sliced longitudinally parallel to the axis of rotation and are again sliced transversely simultaneously with cutting the kernels off the ear. A kernel singulator is provided wherein a disc rotating around an inclined axis utilizes centrifugal force to separate and transfer ears of corn onto a choker conveyor which transports the singulated ears to the remainder of the machine.

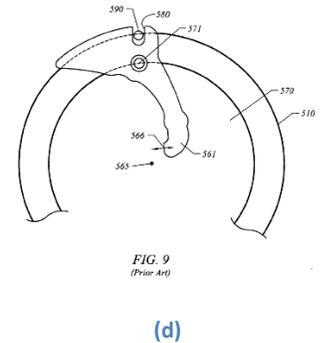
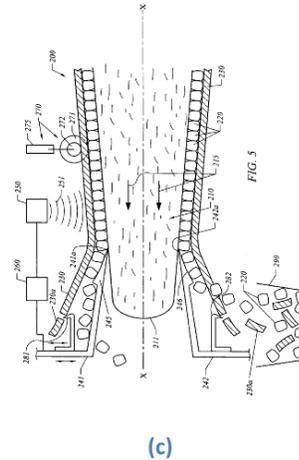
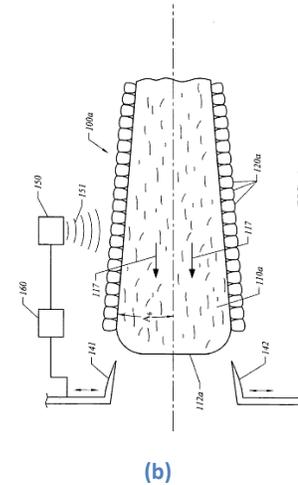
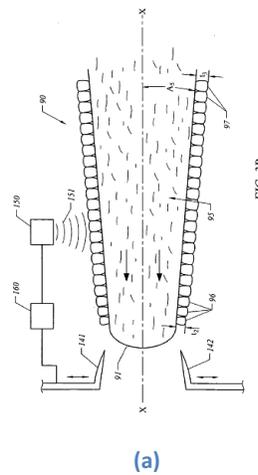
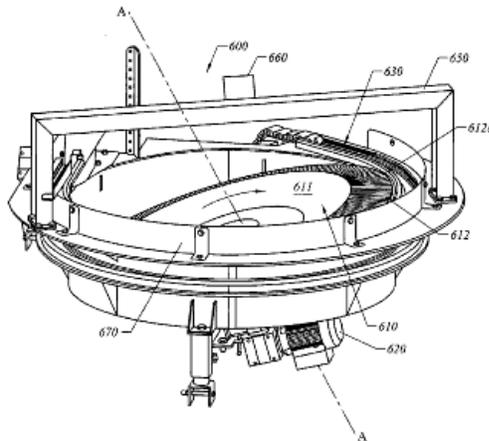
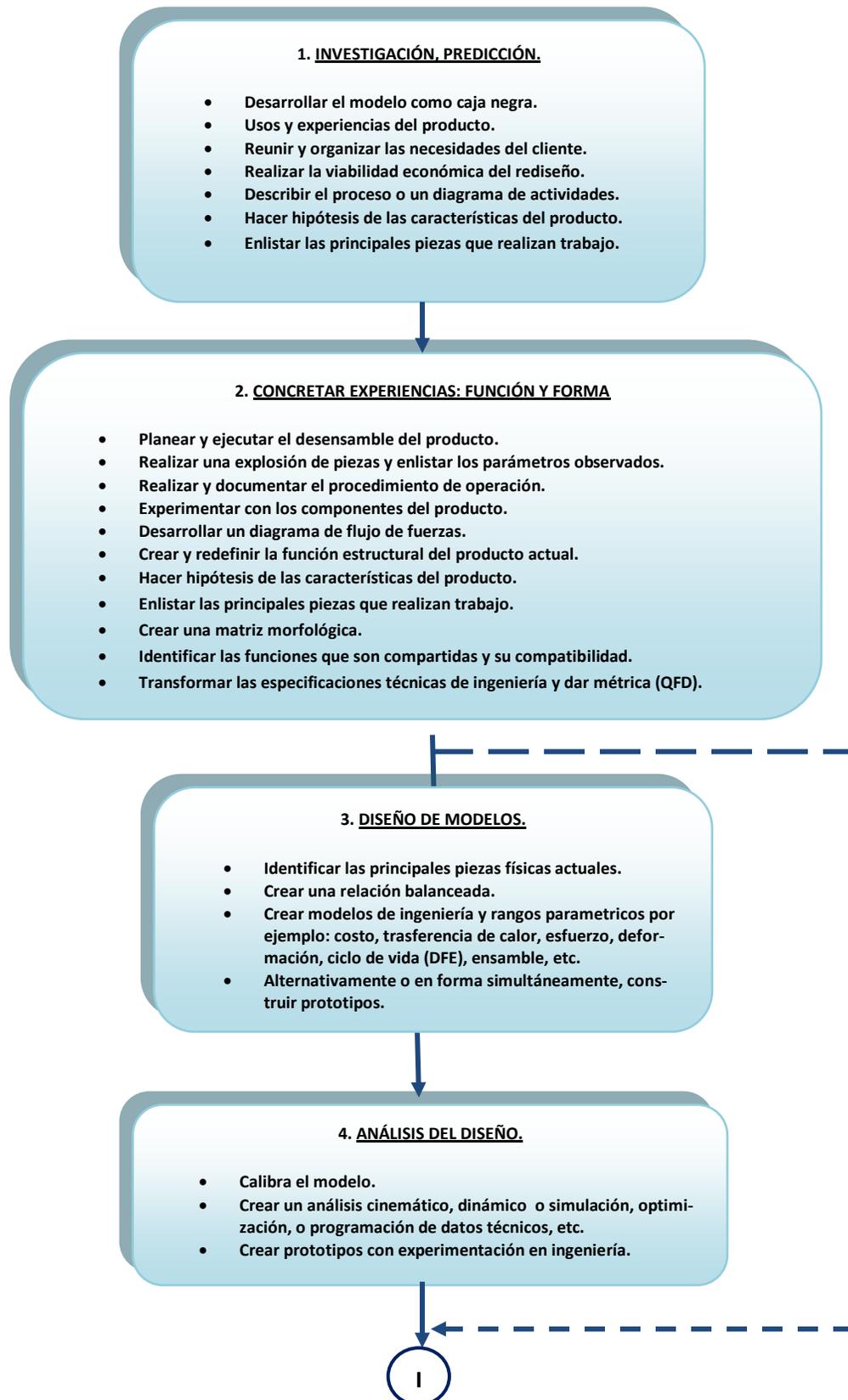


Fig.3.1. 3 (Beland, 2008) En la figura (a) y (b) observamos que el sensor recaba la información de la mazorca, en la figura (c) cómo corta los granos la máquina y en la figura (d) el núcleo que contiene las cuchillas.

## 3.2 METODOLOGÍAS DE INGENIERÍA INVERSA Y REDISEÑO

En el artículo [Reverse Engineering and Redesign: Courses to Incrementally and Systematically, July 2001] se compara la forma en que universidades de USA como: The University of Texas, MIT, and the United States Air Force Academy, enseñan ingeniería inversa y rediseño, lo cual es resumido en la Figura.3.2.1, la cual, representa la metodología propuesta que tienen en común.



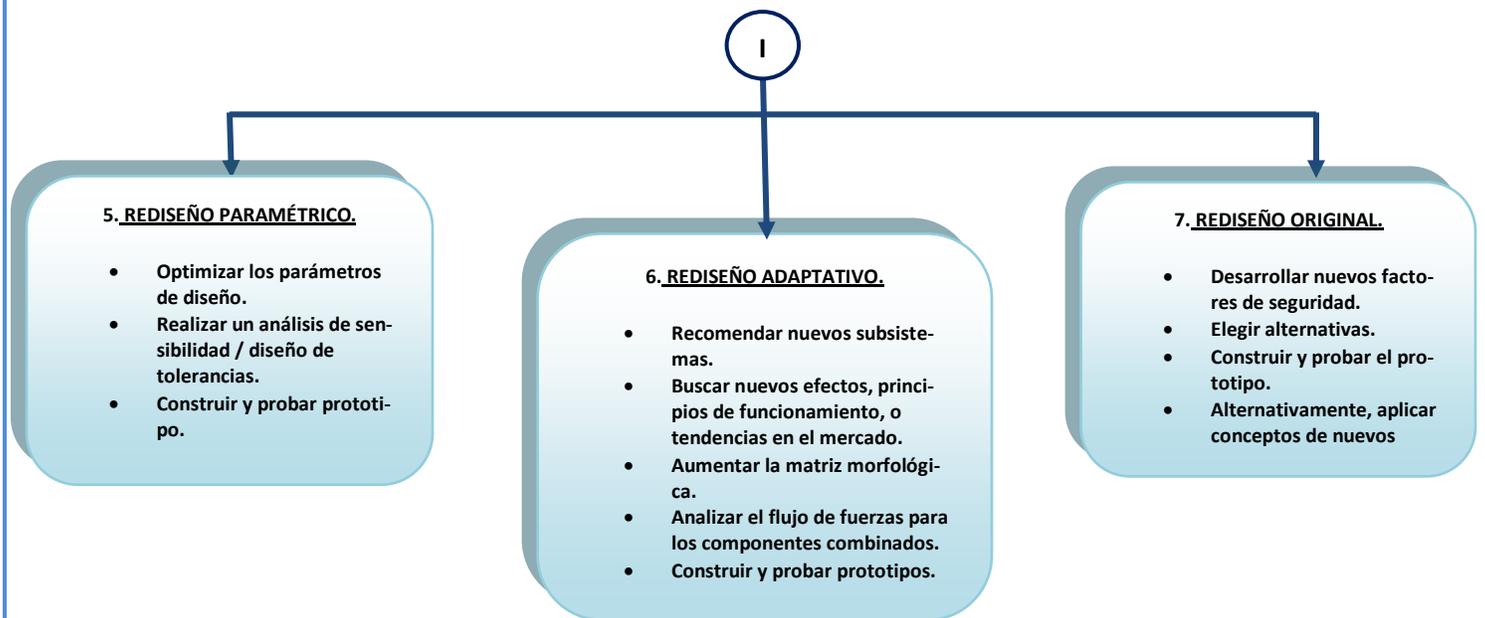


Figura.3.2.1 Metodología para hacer ingeniería inversa y rediseño, [Reverse Engineering and Redesign: Courses to Incrementally and Systematically, July 2001]

En el diagrama 3.2.1 se resume en tres fases principales:

- La primera etapa de ingeniería inversa inicia con la investigación, predicción e hipótesis de un producto a rediseñar. Junto con este enfoque el producto es tratado figuradamente y literalmente como una caja negra para evitar equivocación en la física interna.
- Posteriormente se realizan predicciones sistemáticas de la función y principales soluciones a las necesidades.
- La fase de ingeniería inversa termina con el desensamble del producto y su experimentación, donde el producto es desarmado completamente con la finalidad de entender su funcionamiento y forma.
- Para realizar estas actividades se recomienda utilizar QFD y Matrices Morfológicas, usando las partes y su correspondiente función.

En [Affordance-based design methods for innovative design, redesign and reverse engineering, 2009] describe una metodología basada en oportunidades de diseño en la cual el autor define una oportunidad como una relación entre dos subsistemas en los que un comportamiento potencial no es posible que ocurra en forma aislada en un subsistema.

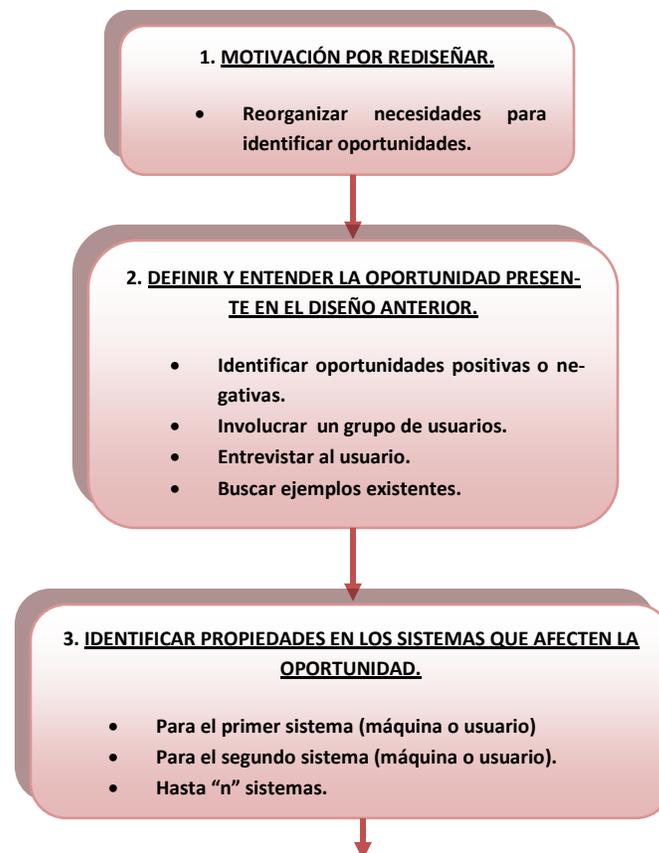
Esta relación es especialmente apropiada para describir la posible interacción entre los usuarios humanos y la interacción con la máquina, que se llaman oportunidades usuario -máquina con sus siglas en inglés (AUA) artifact–user affordances.

Sin embargo, la oportunidad también puede describir los comportamientos potenciales entre dos subsistemas de la máquina, que luego se denominan oportunidad máquina –máquina con sus siglas en inglés (AAA) artifact–artifact affordances.

Esto nos lleva a realizar una serie de actividades:

- **La primer tarea** es determinar las (AUA) que la máquina debiera tener o no tener.
- **La segunda tarea** es idear y generar conceptos para los sistemas de la máquina con su arquitectura general y componentes.
- **La tercer tarea** es analizar y mejorar la potencialidad de los conceptos generados en previas etapas.
- **La cuarta tarea** es seleccionar la arquitectura preferida.
- **La quinta tarea** es determinar la potencialidad máquina-máquina (AAA) que pudiera existir entre los subsistemas en la arquitectura elegida.
- **La sexta tarea** es diseñar las potencialidades en forma individual.

Dicha metodología se muestra en el diagrama 3.2.2 con la secuencia de actividades a realizar.



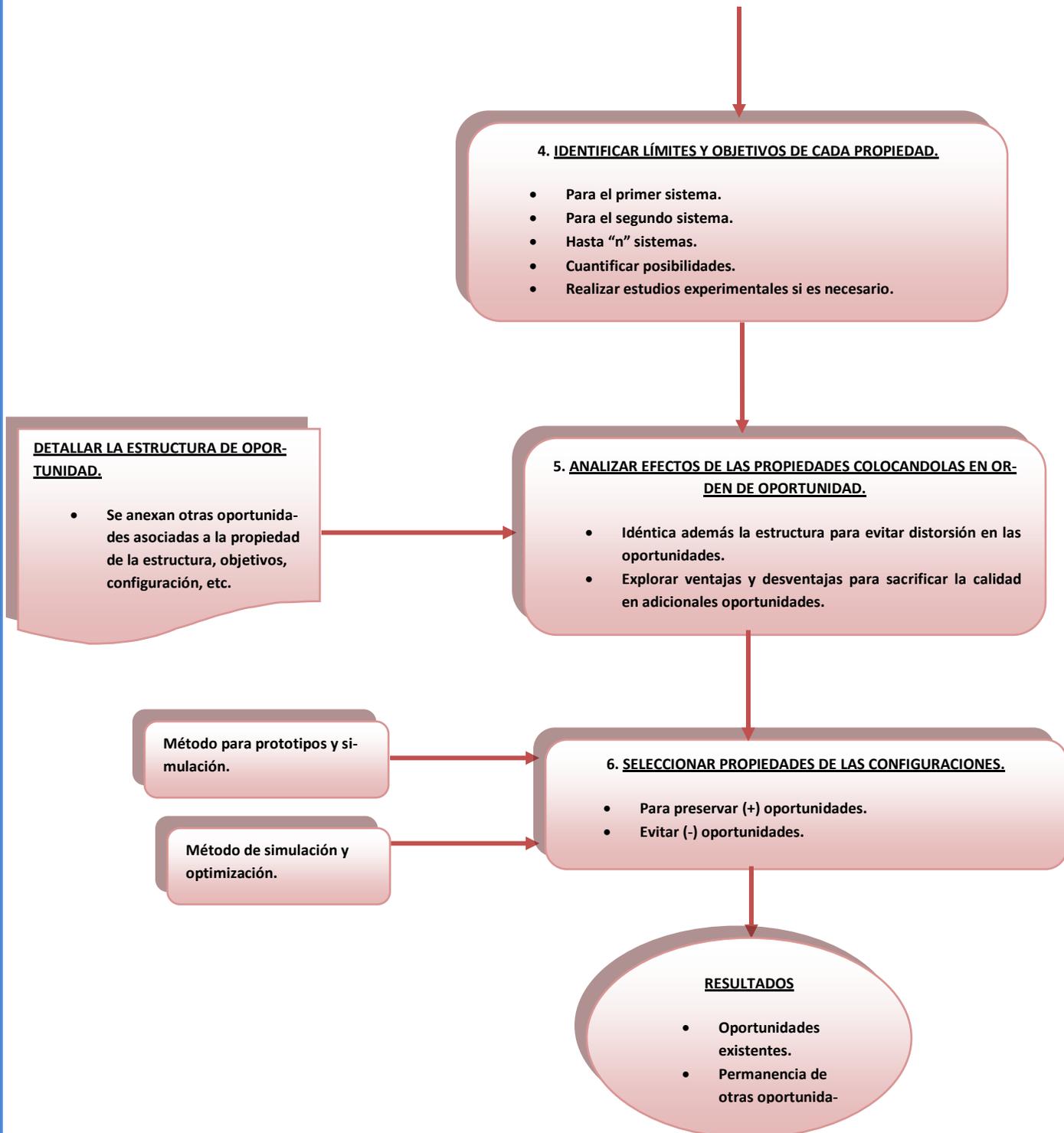


Figura.3.2.2 Metodología basada en oportunidades tomada del artículo (Affordance-based design methods for innovative design, redesign and reverse engineering, 2009)

Una de los primeros pasos para estimar la potencialidad basada en sus funciones, consiste en diseñar un método sistemático que ayude a identificar funciones estructuradas con una representación gráfica del requerimiento de las funciones y sus relaciones. Posteriormente se revisa brevemente los tipos de funciones estructurales más sobresalientes, una forma de organizar esta estructura de funciones, la cual se conoce como estructura de árbol, en ésta se organizan las funciones de forma jerárquica como se muestra en la Fig3.2.3. Otra forma de organizar la estructura de funciones es en términos del flujo, por ejemplo: especificaciones, flujo de energía, material, la información que tienen en conjunto entre la función y el producto esto se muestra en la Fig.3.2.4.

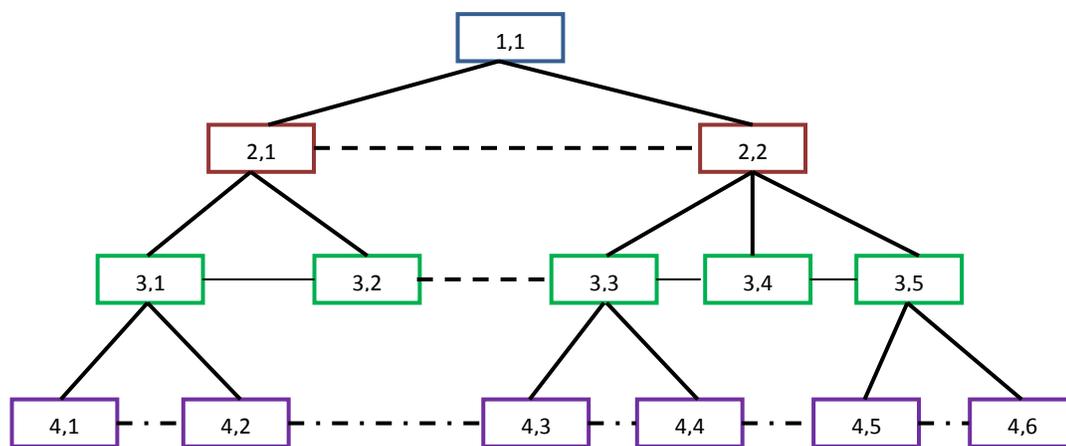


Fig.3.2.3 Ejemplo de diagrama de árbol (Shupe J, 1987)

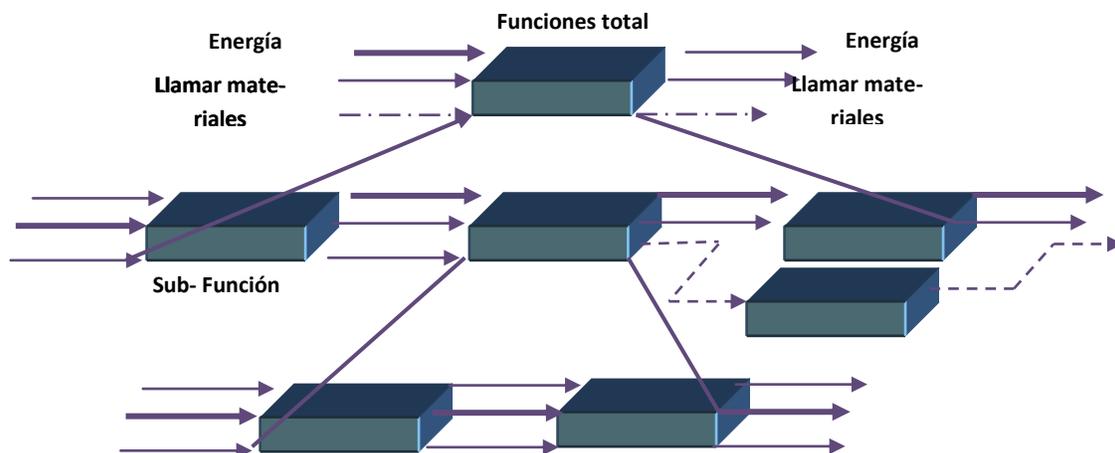


Fig.3.2.4 Ejemplo de diagrama de flujo (Pahl G, Beitz W, 1996)

El siguiente paso es construir una estructura de potencialidades que exprese las necesidades y demandas del usuario, en esta fase se sugiere agrupar las oportunidades en dos categorías: oportunidades positivas (qué podría hacer o no hacer la máquina) y en oportunidades negativas (qué es lo que la máquina no permite hacer). El resultado de este paso es una lista desordenada de oportunidades positivas y negativas.

Con la lista generada se organiza una plantilla de funciones genéricas que resume las oportunidades de la máquina como se muestra en el Figura.3.2.5.

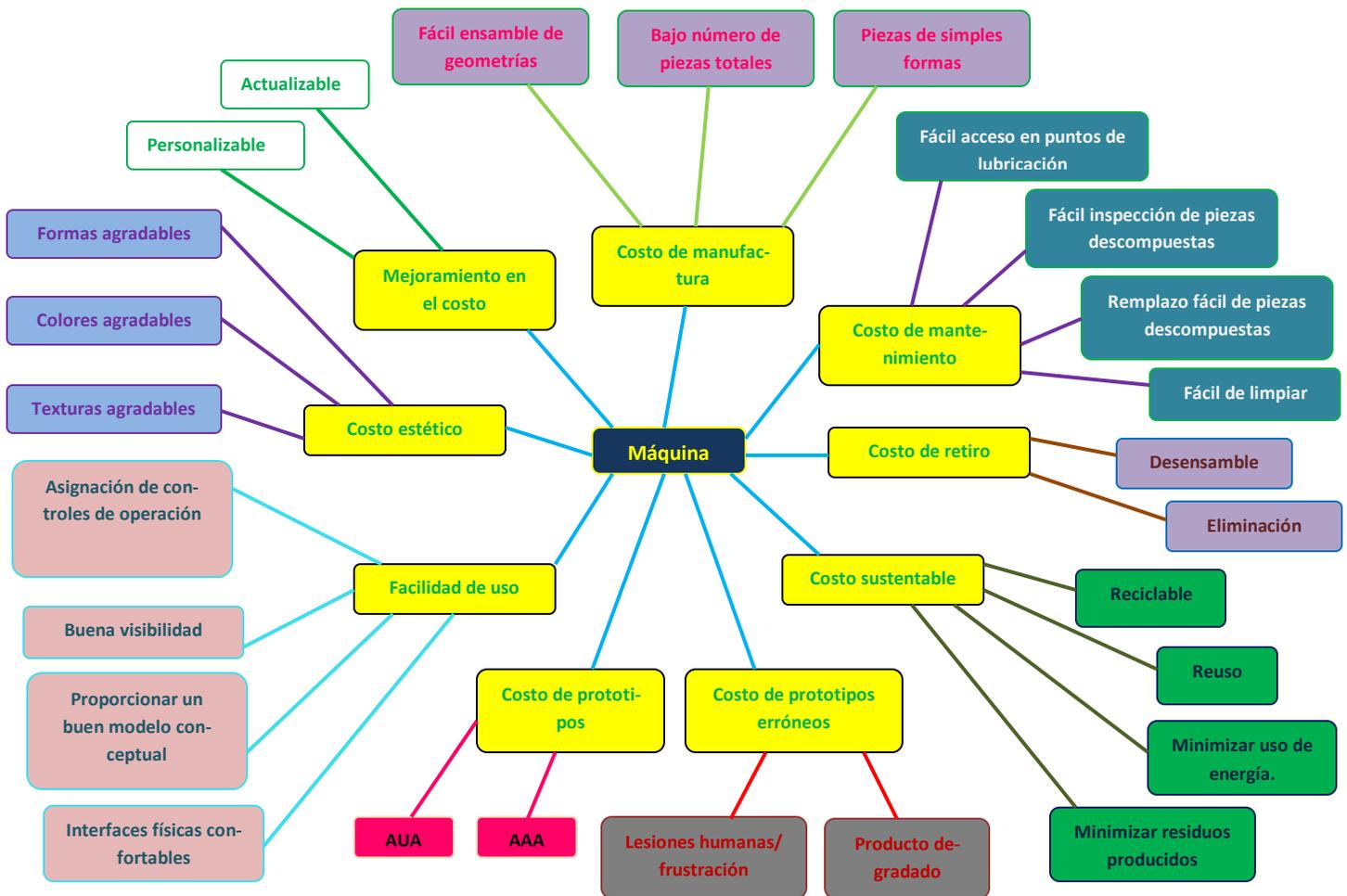


Figura.3.2.5 Lista potencial genérica en el diseño de una máquina (Affordance-based design methods for innovative design, redesign and reverse engineering, 2009)

En el Figura 3.2.5 se observan las funciones que implica el desarrollo de un producto, y en nuestro caso en estudio, las funciones en que se enfocará este trabajo es la función del mantenimiento y su fuerte relación con diseño para ensamble, junto con la función de manufactura.

### 3.3 HERRAMIENTAS PARA HACER INGENIERÍA INVERSA Y REDISEÑO

En el artículo [An integrated approach to desing for manufacturing and assembly based on reduction of product development time and cost., 2008] los autores explican la importancia que tiene el diseño para ensamble y la relación existente con diseño para manufactura.

El éxito de un producto se ve reflejado en recortar el tiempo de manufactura de piezas para ensamble, conociendo los recursos existentes para su maquinado, por lo que es necesario reducir el número de piezas esenciales que permitan realizar la misma función con la ventaja de facilitar el ensamble pero sin complicar el maquinado.

Esto es logrado con un análisis de integración de partes, por lo que se deben reunir los requerimientos de mantenimiento y su relación con las piezas adyacentes al ensamble, se analizan las formas geometrías con la finalidad de conocer las características y requerimientos geométricos como son por ejemplo, barrenos, cuerdas, sujetadores, esquinas redondas, contactos planos o superficiales, etc.

Para realizar estas tareas los diseñadores emplean software de CAD (Diseño Asistido por Computadora), CAM (Manufactura Asistida por Computadora), para simular las formas geométricas de piezas y el procedimiento de ensamble, también se puede estimar el tiempo de maquinado y la complejidad para fabricar la pieza.

Esta metodología se divide en tres etapas:

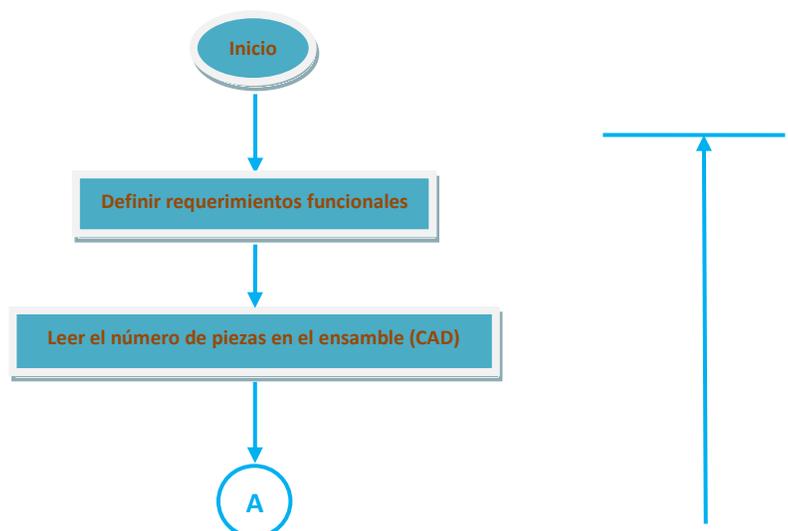
1. Leer y analizar ensambles/piezas. Esto se refiere a la interpretación del dibujo el cual es auxiliado por el diseño asistido por computadora.
2. Reducción de piezas. En esta etapa se analiza si es posible la integración de piezas sin complicar el ensamble y funcionamiento.
3. Módulo de decisión para la integración de piezas. En esta etapa se toman decisiones de la viabilidad de la integración de piezas tomando en cuenta sus procesos de manufactura.

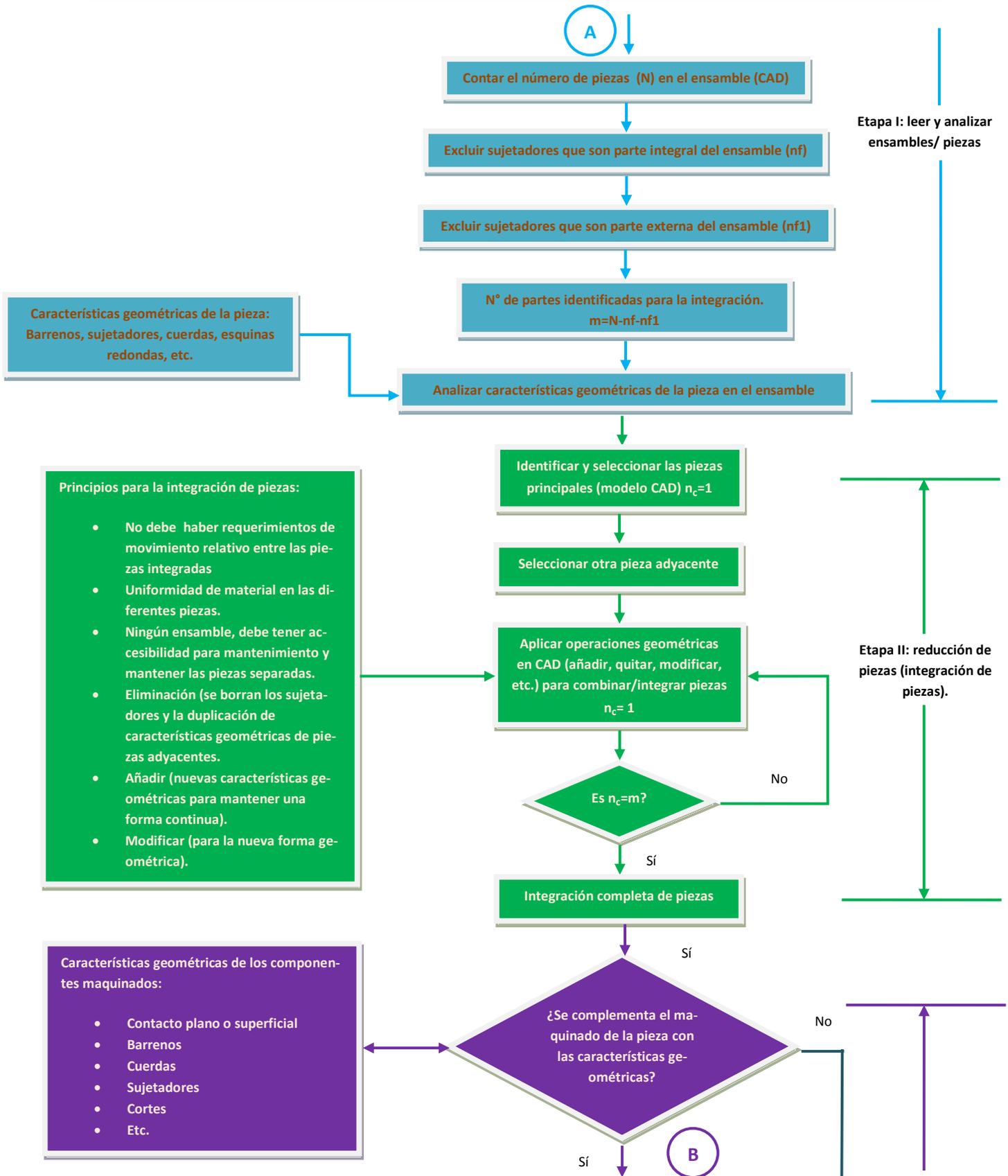
**N=** Número total de piezas en el subensamble de un sistema.

**nf=** Número de sujetadores que son parte integral de de la pieza o del ensamble.

**nf1=** Número de sujetadores que son externos a la pieza y al ensamble.

**m=** Número de piezas identificadas para la integración.





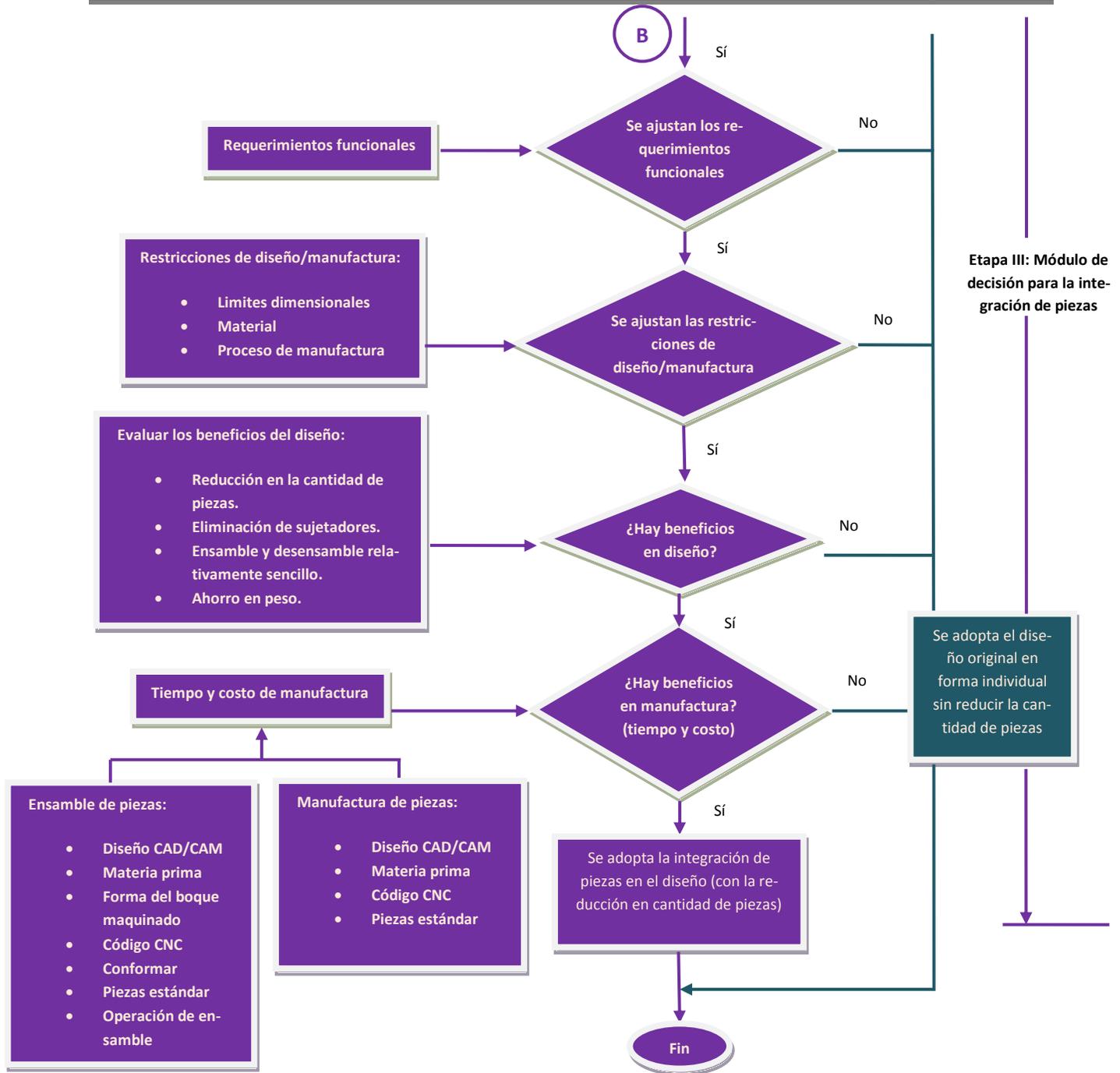


Fig.3.3.1 Metodología de Diseño y Manufactura propuesta en el artículo (An integrated approach to desing for manufacturing and assembly based on reduction of product development time and cost., 2008)

En el libro [Triz, La metodología más avanzada para acelerar la innovación tecnológica sistemática, Rafael Oropeza Monterrubio] se encuentra la metodología (TRIZ) la cual integra, en un solo método, toda una serie de herramientas lógicas, basadas en el estudio de millones de patentes por expertos a nivel mundial que sugieren soluciones creativas y prácticas a los problemas

de Innovación Tecnológica que se enfrenten. Aunado a lo anterior, se tienen el Análisis Funcional de los sistemas tecnológicos y sus Patrones de Evolución.

Otra herramienta de utilidad para generar el rediseño de un objeto o sistema, es el análisis morfológico el cual es un método analítico-combinatorio creado en 1969 por Fritz Zwicky, con el objetivo de resolver problemas mediante el análisis de las partes que componen a un producto.

El método tiene dos etapas claramente bien definidas:

1. El análisis
2. La combinación

Los pasos a seguir son los siguientes:

1. Escoger el problema a resolver u objeto a mejorar.
2. Analizar atributos, elementos o parámetros que lo componen.
3. Analizar las variantes o alternativas posibles de cada atributo.
4. Combinar, haciendo todas las combinaciones posibles, mezclando variantes de cada atributo. El número total de combinaciones posibles se denomina “producto morfológico”. En la Fig.3.3.2 se muestra una matriz morfológica.

Parámetro A	Parámetro B	Parámetro C	Parámetro D	Parámetro E
A1	B1	C1	D1	E1
A2	B2	C2	D2	E2
A3	B3	C3	D3	E3
A4	B4	C4	D4	E4
A5	B5	C5	D5	E5

Fig.3.3.2 Ejemplo de matriz morfológica

5. Búsqueda morfológica que consiste en analizar combinaciones y sus posibles soluciones, se puede hacer de dos formas, al azar o por selección ordenada.
6. Si el número de variantes es elevado, el número de combinaciones puede volverse inmanejable. Una simplificación es eliminar aquellas combinaciones parciales de dos o más variantes que se consideren inviables y en consecuencia, eliminar todas las que de ellas se derivarían.

En el artículo [[Predicting and evaluating the post-assembly shape of thin-walled components via 3D laser digitization and FEA simulation of the assembly process, 2010](#)] utilizan la simulación de piezas y ensambles mediante programas de CAE para analizar el comportamiento mecánico del ensamble o pieza, empleando también análisis por elemento finito (FEA), simulando las condiciones operacionales en la que debería funcionar o trabajar la pieza o ensamble, afinando las condiciones de frontera y el tipo de mallado, para converger a una solución que se aproxime a la solución real, y con esto predecir el comportamiento del objeto en estudio antes de llevarlo al

proceso de manufactura, observando las ventajas y desventajas del diseño, con la finalidad de escoger el diseño que cumpla con las necesidades requeridas del producto. Esta herramienta permite analizar el comportamiento de diferentes materiales, lo cual permite seleccionar el material adecuado en función de sus propiedades mecánicas y costo.

### 3.4 CONCLUSIÓN DE LA INFORMACIÓN RECOPIADA

Con la información recabada, se propone una metodología en el siguiente capítulo, empleando las herramientas que son de utilidad para el rediseño del prototipo de una máquina cortadora de maíz, enfocando la solución en el diseño para mantenimiento y manufactura representado en la Figura.3.2.5 el cual se observa en la Figura.3.4.1. Considerando que estas dos áreas son las de mayor importancia para nuestro caso en estudio.



Figura.3.2.5 Lista potencial genérica en el diseño de una máquina.



Figura.3.4.1. Áreas identificadas para dar solución al rediseño del sistema sujetador de mazorca para el prototipo de una máquina cortadora de maíz.

### 3.5 PROPUESTA METODOLÓGICA

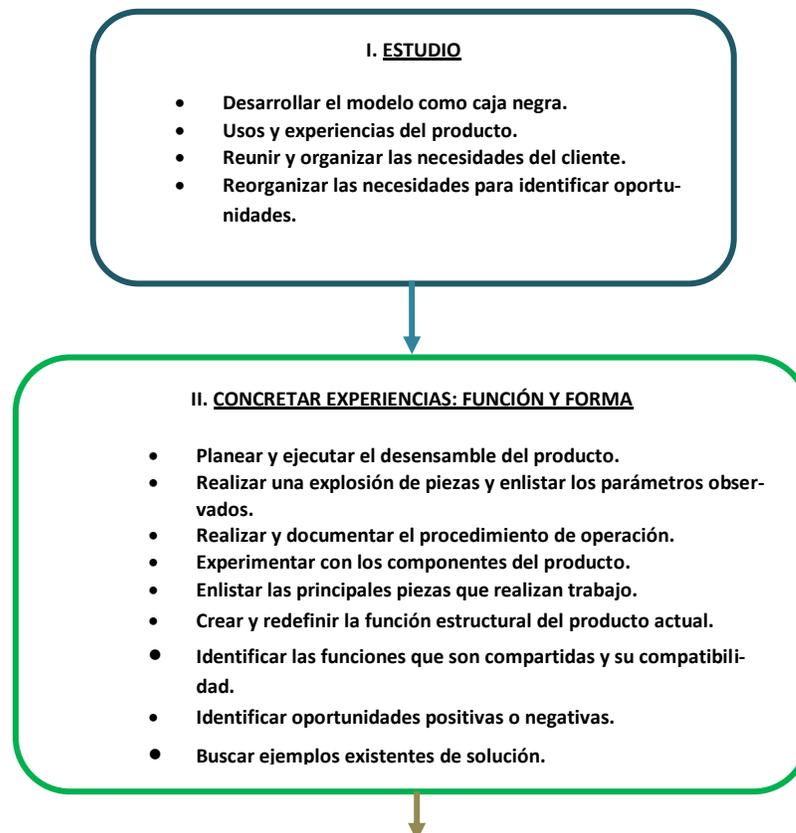
Con la información investigada hasta este momento se propone una metodología que ayude a rediseñar el prototipo de la máquina cortadora de maíz y en específico el sistema sujetador de mazorca, organizando las actividades a realizar en este trabajo, con la finalidad de generar propuestas de rediseño que ayuden a mejorar la interacción operador-máquina, así como la productividad de grano de maíz en una jornada de trabajo y reducir el tiempo de la operación de sujeción de la mazorca.

## 3.6 METODOLÓGIA PROPUESTA PARA EL REDISEÑO.

La propuesta está dividida en cinco etapas:

1. Se analizan las piezas y componentes que conforman al prototipo de la máquina cortadora de maíz, generando hipótesis del funcionamiento de los sistemas y subsistemas que la conformen.
2. Se planea y documenta el funcionamiento de la máquina en operaciones actuales, posteriormente se desensambla en forma organizada los sistemas y subsistemas que la conforman, con la finalidad de observar cuáles son las piezas que son primordiales en los sistemas y cuáles se pueden omitir o hacen funciones de menor importancia.
3. Se propone el rediseño del sistema sujetador con la información analizada para mejorar la interacción del operador con la máquina y mejor la productividad.
4. Se construye una matriz morfológica para analizar la unión de piezas en los ensambles, generando una combinación de soluciones posibles, con la finalidad de generar la opción más viable y permita solucionar las hipótesis de este trabajo.
5. Se simula el montaje y funcionamiento de la propuesta en la máquina para observar las mejoras del rediseño y poder responder las hipótesis planteadas en este trabajo.

En la Figura.3.6.1 se muestra la metodología con las actividades a realizar de forma ordenada, utilizando la información de los apartados anteriores.



A

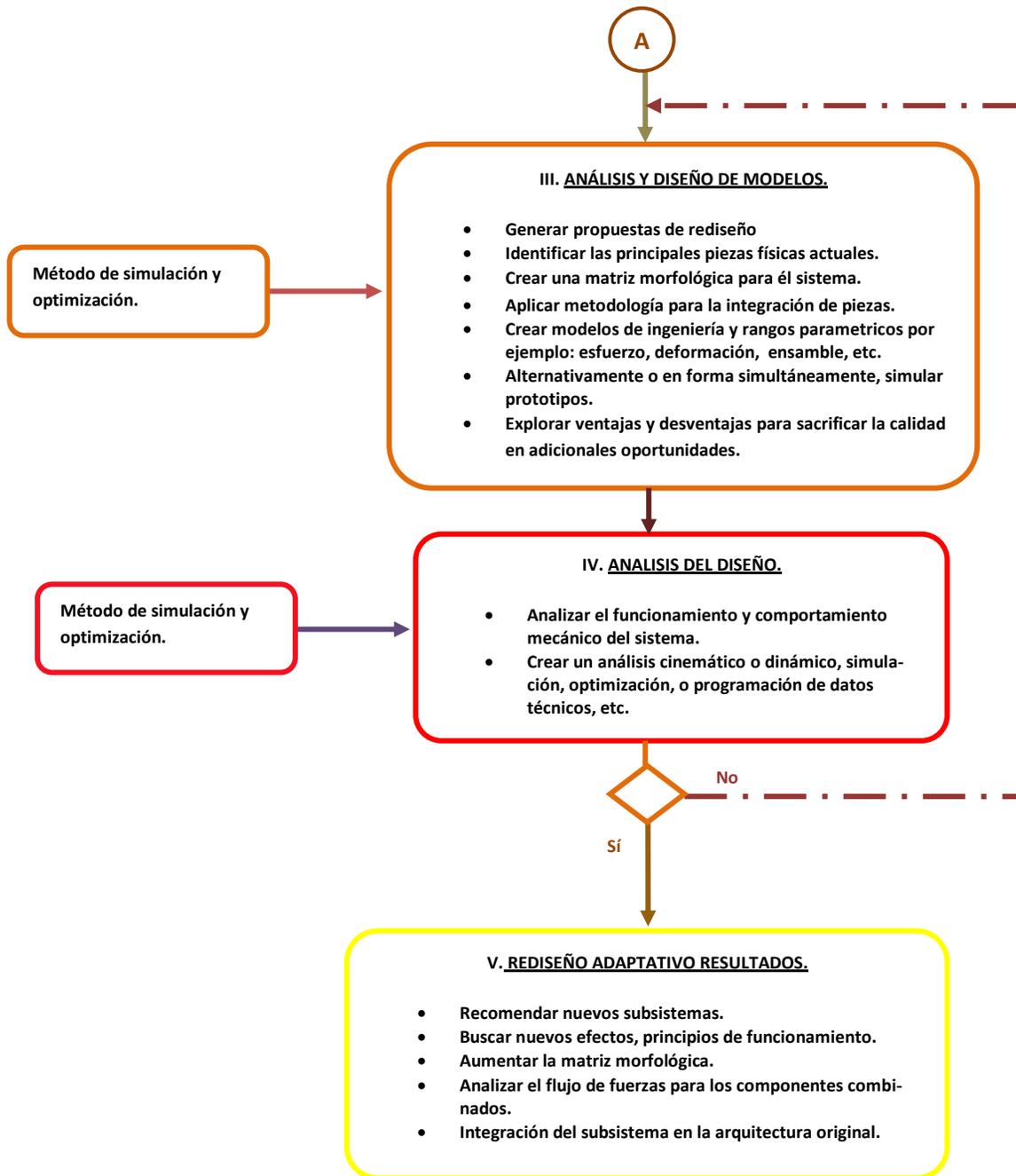


Figura.3.6.1 Metodología de trabajo para el rediseño del sistema sujetador de mazorca para el prototipo de una máquina cortadora de maíz.

## CAPÍTULO 4

### REDISEÑO DEL SISTEMA SUJETADOR.

#### 4.1. ESTUDIO

Considerando las cinco etapas planteadas en la metodología mostrada en la Figura.3.6.4 se presenta en primer lugar el modelo de caja negra en la Figura.4.1.1 en la cual se muestran las entradas al sistema y salida que debe cumplir.

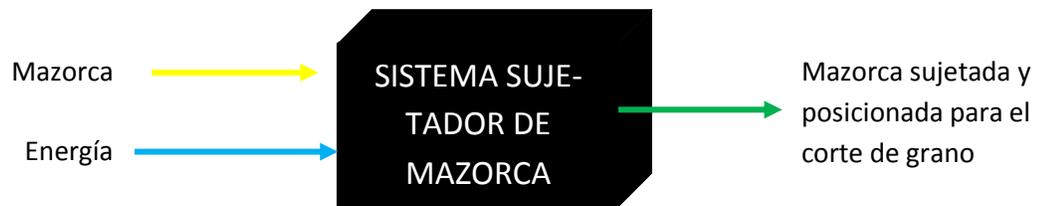


Figura.4.1.1 Diagrama de caja negra del sistema sujetador de mazorca

En el análisis del sistema sujetador de mazorca se observa que se coloca en las esquinas del bastidor Figura.4.1.2(a), con la finalidad de poder sujetar de forma paralela a cuatro mazorcas y realizar el trabajo mecánico de corte de grano de maíz en forma simultánea y aumentar la producción de corte de grano, se observa que el sistema sujetador de mazorca Figura.4.1.2(a), Figura.4.1.2(b) utiliza seis piezas que realizan trabajo mecánico (1) la punta prismática que se inserta en el centro de la mazorca, (2) un resorte que sirve para tensar la punta prismática,(3) un cono que recibe la punta de la mazorca y a su vez le trasmite el giro por medio de un eje acoplado a una caja de engranes (4) que es movida por un motor eléctrico (5), un segundo motor (6) que desplaza a la pieza que tiene la cola de milano (7), por medio de un tornillo sin fin (8) para controlar el tamaño de diámetro de la mazorca.

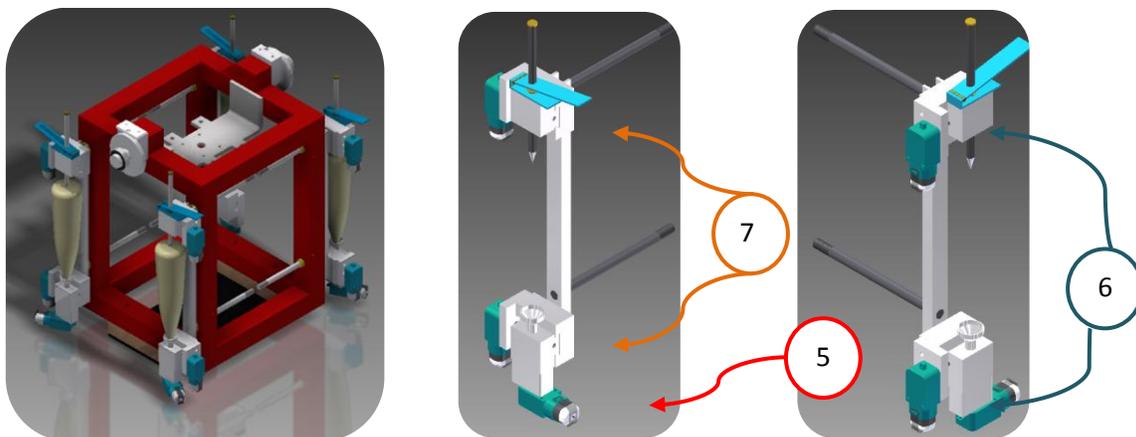


Figura 4.1.2 (a) bastidor del prototipo de la máquina cortadora de maíz con los cuatro sistemas de de sujeción.

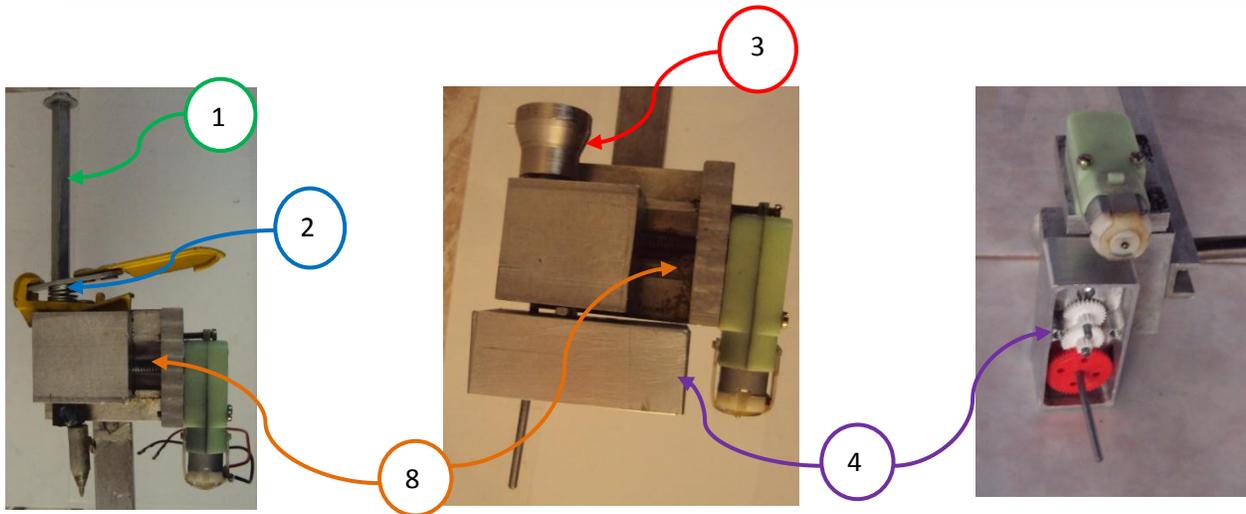


Figura4.1. 2 (b) Componentes que conforman al sistema sujetador de mazorca.

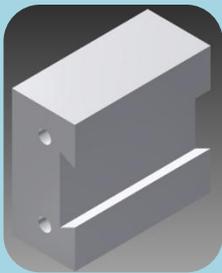
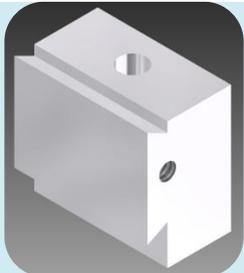
Con la información analizada se cuestiona al cliente, se recolectan las impresiones que él tiene con respecto al sistema sujetador de mazorca para encontrar sus necesidades y organizarlas, dicha información se muestra en la tabla de la Figura.4.1.3

Impresiones del sistema sujetador de mazorca (voz del cliente)	Necesidades
Colocar la mazorca en el sujetador tarda mucho tiempo.	Disminuir el tiempo de sujeción de la mazorca.
Insertar el vástago prismático es complicado está muy duro.	Diseñar un mecanismo que realice esta función.
Controlar la profundidad de corte es complicada.	Mejorar la interacción sujetar y controlar profundidad de corte.
Desmontar la mazorca sin grano toma el mismo tiempo que montarla.	Disminuir el tiempo de desmonte de mazorca.
Los materiales son fáciles de deformarse en trabajo rudo en campo.	Mejorar la calidad de materiales para trabajo continuo en campo.
El desensamble de los sistemas sujetadores para su mantenimiento es complicado.	Mejorar el desensamble para mantenimiento.
El ensamble de los sistemas de sujeción de mazorca es complicado debido a que hay que calibrar la tensión de los cables para controlar la profundidad de corte.	Facilitar el ensamble de sistema sujetador.

Figura 4. 1.3 Tabla de necesidades del cliente con respecto al sistema de sujeción de la mazorca.

## 4.2. CONCRETAR EXPERIENCIAS: FUNCIÓN Y FORMA

Se analizan los componentes que conforman al sistema sujetador de mazorca, con la finalidad de enlistar los parámetros que fueron considerados en su diseño, estos se muestran en la tabla de la Figura.4.2.1.

Número de piezas	Pieza	Descripción
1	 <p>N°1</p>	Perfil en forma de (U) de 310 mm de longitud, tiene seis barrenos no simétricos, dos barrenos son de 9/32 de pulgada los cuales permiten insertar dos varillas de acero, cuatro barrenos de ¼ de pulgada, tienen la función de permitir atornillar dos piezas prismáticas.
2	 <p>N°2</p>	Varilla de acero de 165 mm de longitud y 3/8 de diámetro, su función es fijar el sistema sujetador a la estructura central, y permitir el deslizamiento por medio de un buje, para controlar la profundidad de corte.
2	 <p>N°3</p>	Pieza prismática de 54x50x25 mm, maquinada con una cola de milano para permitir el deslizamiento de la contra pieza, dos barrenos posteriores que sirven para fijarla al perfil en forma de (U), dos barrenos en uno de sus costados para acoplar una pieza rectangular.
2	 <p>N°4</p>	Pieza prismática de 38x40x25 mm, maquinada con la contra de la cola de milano, dos barrenos pasados uno en un costado el cual cuenta con cuerda para permitir que el tornillo se acople y permita el deslizamiento de la pieza, un segundo barreno en la parte superior, el cual permite el paso de la punta prismática.

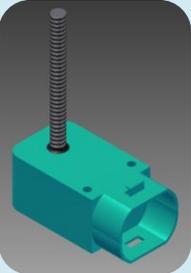
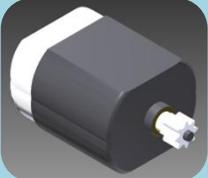
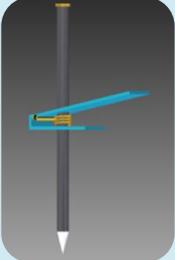
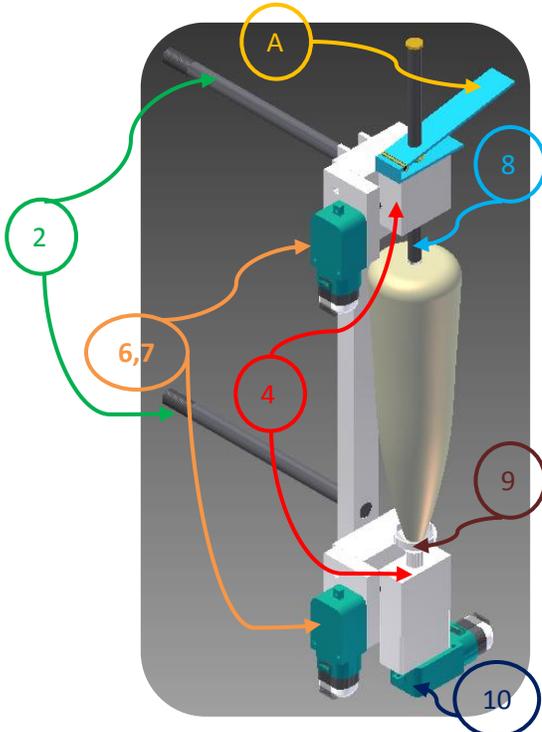
2	 <p>N°5</p>	<p>Pieza rectangular de 50x35x10 mm con tres barrenos, dos barrenos circulares de ¼ de pulgada para insertar tornillos y sujetar la pieza al costado de la pieza prismática de 54x50x25 mm, un barreno en forma de cerrojo para permitir el paso de un tornillo acoplado a un motor eléctrico.</p>
2	 <p>N°6</p>	<p>Caja de velocidades acoplado a un tornillo, para transmitir la potencia y deslizar la pieza prismática de 38x40x25 mm, con un alojamiento para insertar un motor eléctrico.</p>
2	 <p>N°7</p>	<p>Motor eléctrico acoplado a la caja de velocidades, sujetado por un cinturón de plastico.</p>
1	 <p>N°8</p>	<p>Punta prismática, que sirve para insertarse en el centro de la mazorca, utiliza un mango acoplado un resorte para tensar la punta y compensar la fuerza de oposición de la mazorca a ser clavada.</p>
1	 <p>N°9</p>	<p>Pieza cónica, la función de recibir la punta de la mazorca y transmitirle giro por medio de un eje de acero acoplado a una caja de velocidades.</p>
1	 <p>N°10</p>	<p>Caja de velocidad, la cual contiene un arreglo de engranes para transmitir el giro de la mazorca por medio de la flecha de acero acoplada a la pieza cónica.</p>

Figura.4.2. 1 tabla de piezas que conforman al sistema sujetador con una descripción de su función y características.

En la Figura.4.2.2 se muestra el sistema acoplado junto con la representación de la mazorca para comprender el procedimiento de operación de este sistema, las piezas que lo conforman están enumeradas en la Figura.4.2.1.



**Figura.4.2. 2 Representación del sistema sujetador de mazorca**

El proceso que se debe seguir para colocar la mazorca inicia colocando la punta de la mazorca en la pieza cónica (9), una vez que la mazorca se encuentra en forma vertical, se inserta la pieza prismática con punta (8) en el centro de la mazorca y se controla la profundidad de la punta por medio de un gatillo (A) este tiene un sistema de resorte para regresar el gatillo y permitir repetir la misma acción hasta que la punta queda lo suficientemente insertada en la mazorca, esto con la finalidad de restringir los movimientos y sólo permitir que un eje trabaje, el espesor de la mazorca es controlada por el deslizamiento de las piezas prismáticas con cola de milano (4), las cuales están acopladas a un tornillo que trasmite el giro para que ésta se deslice por medio de una caja de velocidades (6) que a su vez está acoplada a un motor eléctrico (7), estos motores son controlados por un sistema remoto, posteriormente para controlar la profundidad de corte de grano se hace deslizar las varillas de acero (2) por unos bujes que están montados en la estructura del prototipo de la máquina, esta acción se controla por medio de un sistema de control eléctrico, una vez que la profundidad de corte se ha calibrado se acciona el motor que

está acoplado a una segunda caja de velocidades (10), la cual le transmitirá un movimiento giratorio a la mazorca para llevar los granos a la cierra de corte. Este proceso se repite en las cuatro esquinas del bastidor antes de accionar el sistema de corte que trabaja con una sierra cinta.

De lo anterior se observa que las piezas que realizan trabajo y que son primordiales en esta configuración son las siguientes:

1. Pieza cónica (9) ya que permite el giro de la mazorca.
2. La punta prismática (8) que se inserta en el centro de la mazorca y restringe los movimientos y sólo permite que un eje trabaje.
3. Pieza prismática (4) permite el movimiento de deslizar para controlar el espesor le la mazorca.
4. El tornillo acoplado a la caja de velocidades (6) y al motor eléctrico (7) ya que brinda la potencia necesaria para el deslizamiento de la pieza prismática (4).
5. La caja de velocidades (10) que trasmite el giro al eje de la pieza cónica (9).

Se observa que estas piezas reciben información entre ellas y comparten funciones para realizar la función de sujetar a la mazorca.

Al analizar el sistema se observa que el sistema sujetador de mazorca tiene aspectos positivos que ayudan a resolver el problema de sujetar a la mazorca, pero también tiene desventajas en su proceso de operación dificultando su operación y aumentando el tiempo de montaje de mazorcas, lo que se ve reflejado en el tiempo para cortar el grano de maíz, a continuación se muestra en las Figura.4.2.3 y Figura.4.2.4 las características observadas, positivas y negativas con la finalidad de identificar las oportunidades de rediseño y mejorar el tiempo de sujeción de la mazorca.

Características positivas	Descripción
<b>Punta insertable en el centro de la mazorca.</b>	Se observa que la idea de insertar la mazorca resulta adecuada, debido a que fija a la mazorca en una posición vertical, dejando expuestos los granos para su corte.
<b>Punta cónica</b>	Se observa que es adecuada, debido a que direcciona y brinda soporte a la mazorca para sostenerla en dos puntos de contacto junto con la punta insertable, y a su vez sirve como medio de transmisión de giro.
<b>Uso de resorte en la punta prismática</b>	Se observa que el sistema que contiene a la punta insertable en el centro de mazorca cuenta con un resorte el cual facilita el anclaje de la punta y compensa la fuerza requerida, debido a que usa un gatillo que tiene la función de dosificar la fuerza.

Figura.4.2. 3 Tabla de características positivas observadas en el sistema sujetador de mazorca.

Características negativas	Descripción
<b>Tiempo de montaje y desmontaje</b>	El tiempo empleado en montar una mazorca se multiplica cuatro veces debido a que antes de poner a funcionar a la máquina se debe desmontar las mazorcas a las cuales se les cortó el grano una por una, posteriormente montar cuatro mazorcas, calibrar longitudes, espesores y profundidad de corte, este proceso conlleva mayor tiempo que lo que emplea en trabajador en forma manual.
<b>Sincronizar motores eléctricos</b>	El sistema sujetador emplea dos motores eléctricos para controlar el espesor de la mazorca y son activados por separado, dificultando la alineación de la mazorca.
<b>Falta de simetría en sus componentes</b>	La falta de simetría en sus componentes dificulta el proceso de manufactura y ensamble debido a que aumenta los procesos.
<b>Piezas que no realizan trabajo</b>	Se observa que el sistema cuenta con piezas que pueden unirse en una sola, esto dificulta el ensamble y la manufactura.

Figura.4.2. 4 Tabla de características negativas observadas en el sistema sujetador de mazorca

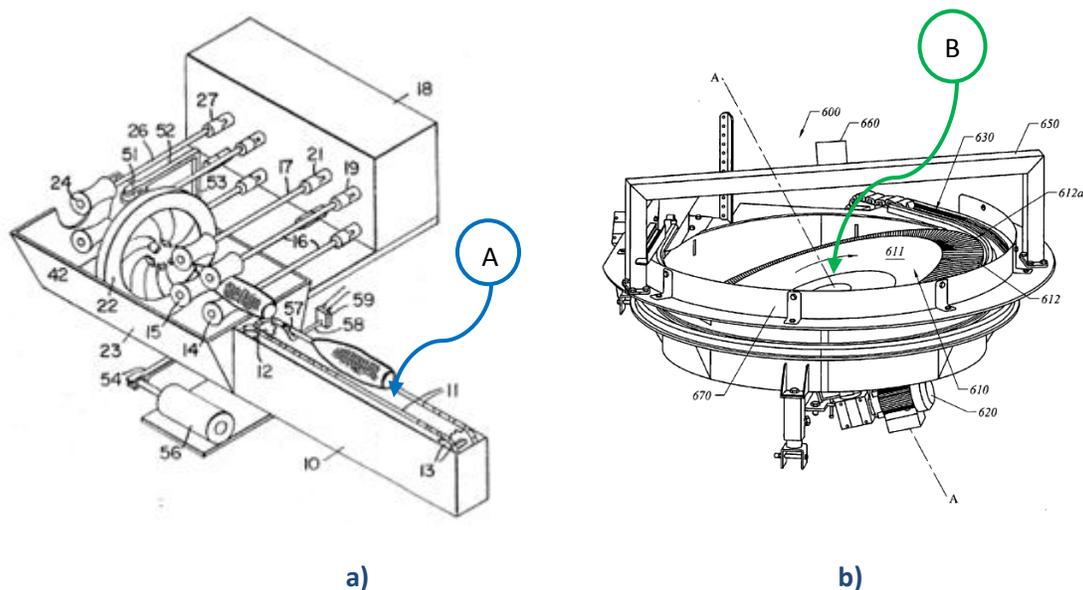
Con la información y análisis del sistema se buscan soluciones existentes en patentes con la finalidad de generar ideas para solucionar el problema de sujetar la mazorca en un menor tiempo.

### 4.3 ESTUDIO DE MERCADO

A continuación se presenta un informe de la información recopilada en la búsqueda de patentes, con el objetivo de comparar el prototipo de la máquina cortadora de maíz con las tecnologías existentes, con la finalidad de encontrar tendencias de mecanismos que permitan encontrar una solución al problema del posicionamiento de la mazorca y presentar una propuesta de rediseño en dicho mecanismo, para lo cual se analizaron dieciocho patentes que se presentan en el Anexo "A".

El análisis de patentes inicia con antecedentes de la primera máquina cortadora de maíz del año 1881 hasta la más reciente que se encontró en el año 2008 contando con 127 años de evolución en el diseño para plantear una solución de cómo cortar el grano de maíz sin su raíz.

Se observó que once máquinas que representan el 61.111% son alimentadas de forma manual, colocando una mazorca para cada proceso de corte, mientras que siete máquinas que representan el 38.889% son alimentadas de forma automática, donde seis máquinas que son el 33.333% son alimentadas en forma automática recibiendo la mazorca por medio de bandas transportadoras (A) y sólo una máquina que representa el 5.556% direcciona las mazorcas promedio de una tobera (B) que aplica una fuerza centrípeta para arrojar las mazorcas a los extremos, con una dirección para ser enviada al sistema sujetador de mazorca, los sistemas son representados en la **Figura.4.3.1.**



**Figura.4.3.1** En el inciso a) se muestra la representación de la banda (A) transportadora que alimenta las mazorcas para el proceso de corte de grano, en el inciso b) se muestra la tobera (B) que aplica una fuerza centrípeta para acomodar las mazorcas en el proceso de corte.

En los sistemas de posicionamiento y sujeción de la mazorca se observa que nueve máquinas que representan el 50% utilizan puntas que se insertan en el núcleo de la mazorca como se muestra en la **Figura.4.3.2** donde cuatro máquinas que representan el 22.222% sólo insertan la punta en un extremo (C) y cinco máquinas que representa el 27.778% utilizan ambos extremos (D) de la mazorca para insertarlo y sujetarla.

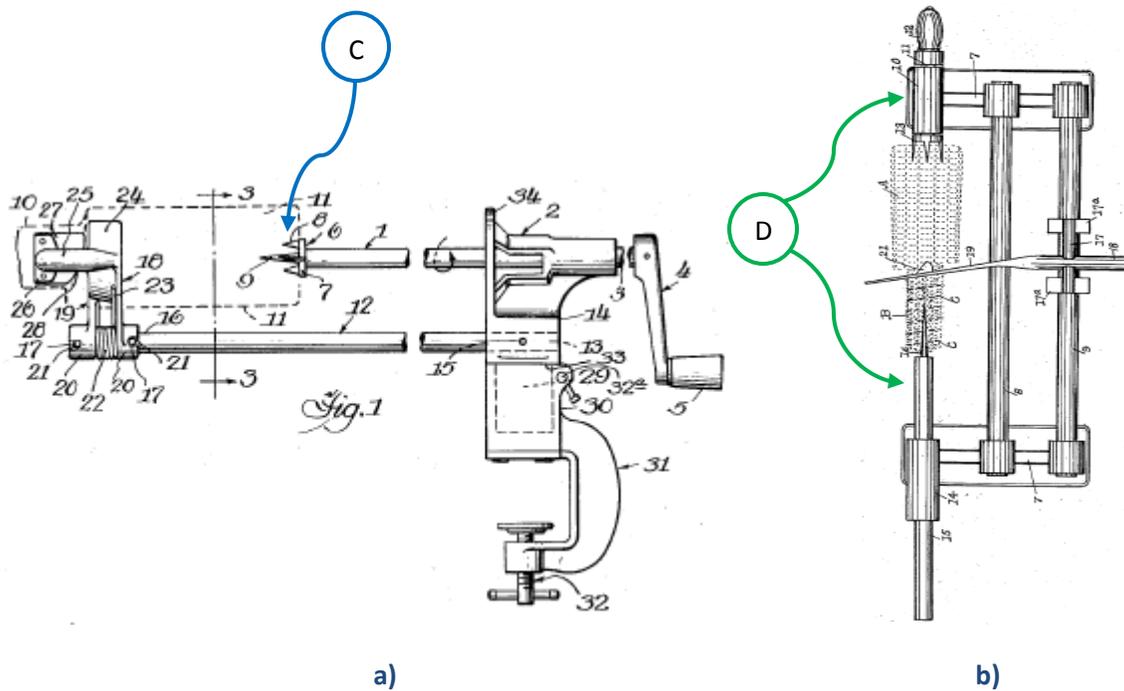


Figura .4.3.2 en el inciso a) se muestra solo una punta (c) insertable en el núcleo de la mazorca y en el inciso b) se muestra que se emplean los 2 extremos de la mazorca para insertarlo en la mazorca (d).

Del 27.778% de las máquinas que sujetan la mazorca en los extremos, dos máquinas que representan el 11.111% utilizan un extremo cónico (E) que recibe a la mazorca como se muestra en la **Figura.4.3.3**.

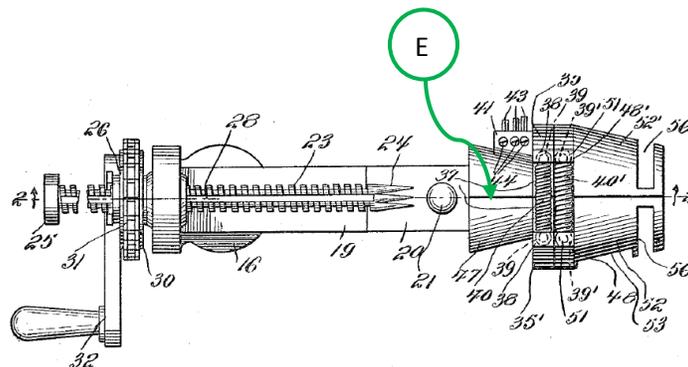


Figura.4.3.3 se muestra el extremo cónico (E) que recibe a la mazorca en su extremo opuesto.

Seis máquinas que representan el 33.3333% utilizan rodillos (F) opresores para sujetar la mazorca, dos máquinas que representan el 11.1111% utilizan un cilindro hueco (G) para sostener y enviar a la mazorca al sistema de corte, un dispositivo que representa el 5.5556% sujeta a la mazorca de forma manual esto se muestra en la **Figura.4.3.4**.

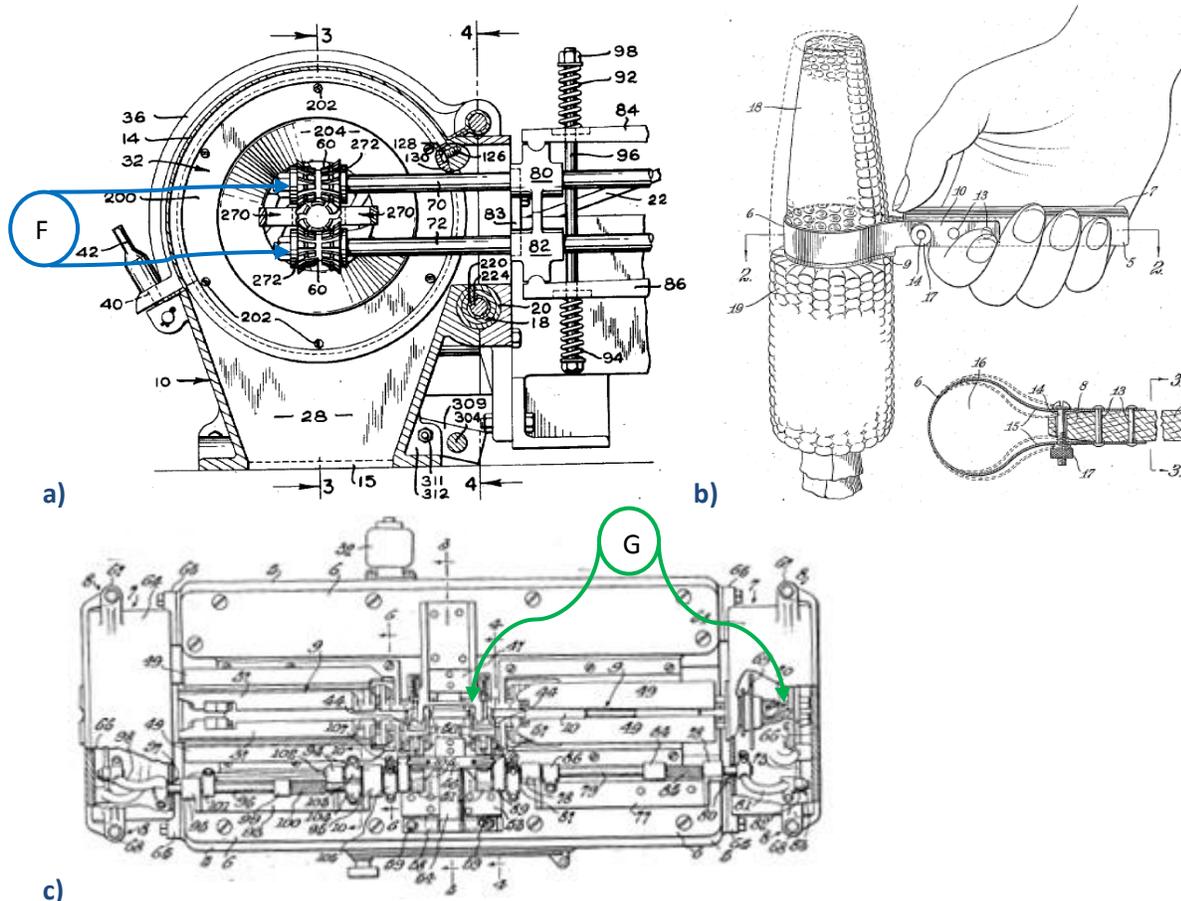


Figura.4.3.4 en el inciso a) se muestra los rodillos (F) que sujetan a la mazorca, en el inciso b) la representación del corte y sujeción en forma manual, en el inciso c) se muestran dos cilindros huecos (G) donde se colocan las mazorcas para ser empujadas por un mecanismo de pistón a los núcleos de corte.

De las máquinas que sujetan a la mazorca por sus extremos se observa que cinco controlan la longitud de la mazorca y representa el 27.7778%, dos la controlan por medio de un trinquete (H) y representa el 11.1111%, una controlan la longitud por un tornillo sinfín guía (I) y representa el 5.5556%, dos máquinas controlan la longitud por barras guías deslizantes (J) que representa el 11.1111% y se muestra en la **Figura.4.3.5**.

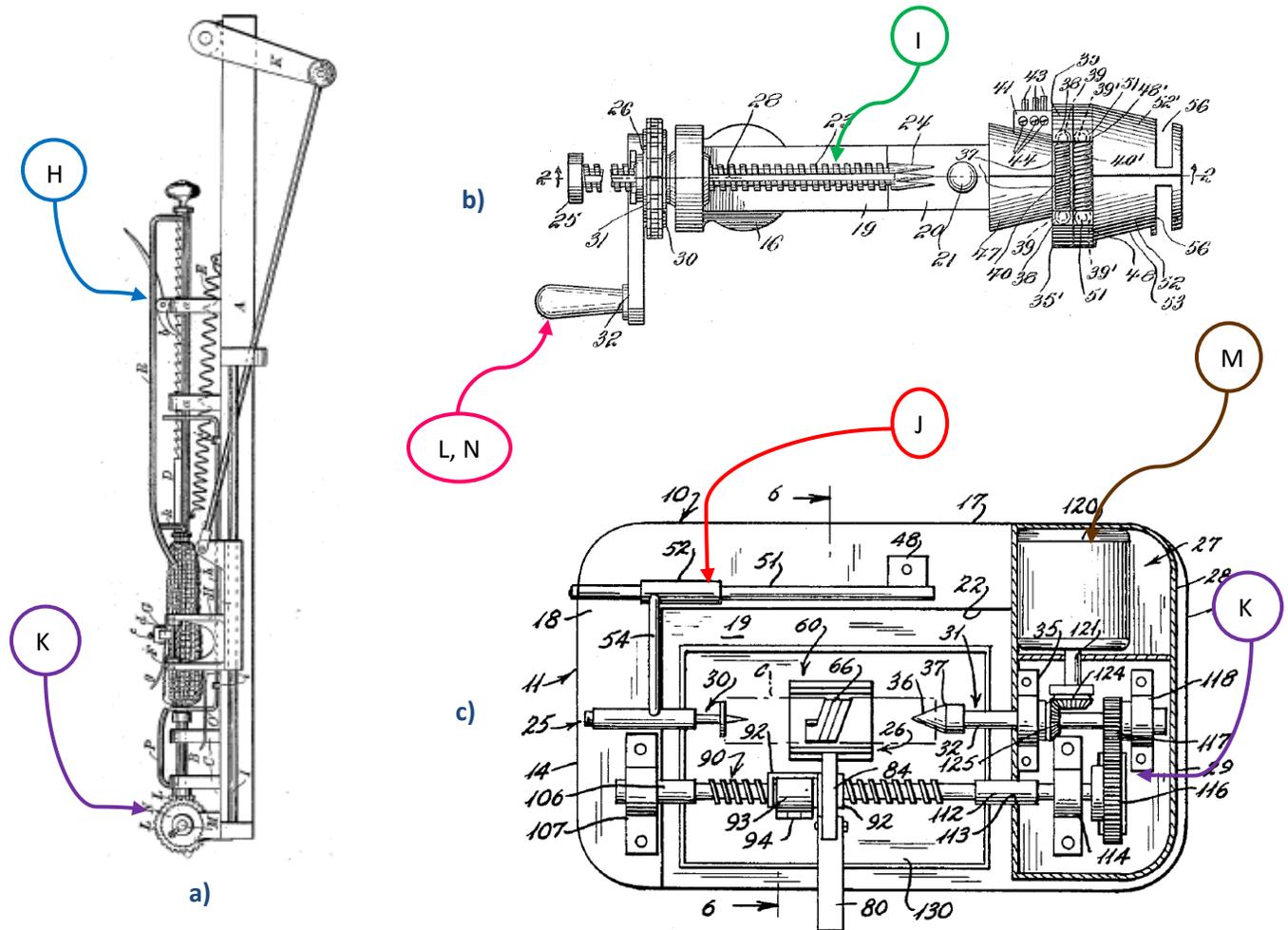


Figura.4.3.5 En el inciso a) se muestra el mecanismo de trinquete (H) para controlar la longitud, una relación de engranes (K), en el inciso b) se muestra el mecanismo de tornillo sin fin guía (I), una manivela (L), en el inciso c) se muestra el mecanismo de barras guías deslizantes, una relación de engranes (K), un motor acoplado (M) acoplado a los engranes.

De las máquinas que sujetan a la mazorca en sus extremos cuentan con un eje de giro en alguno de ellos para hacer girar la mazorca, y se observa que cuatro máquinas controlan este giro por medio de engranes (K) y son el 22.2222%, cinco la controlan por medio de una manivela (L) y representa el 27.7778%, de las cuales dos utilizan un motor (M) acoplado a una relación de engranes, siete consiguen el giro de forma manual (N) representado con el 11.1111% y 38.8889% respectivamente y se muestran en la **Figura.4.3.5**.

Analizando el sistema de corte se observa que el 50% de las máquinas cortan el grano de maíz con giro de la mazorca y el otro 50% sin el giro, dieciséis máquinas cortan el grano por medio de un mecanismo, representando el 88.8889%, y sólo dos de forma manual con un 11.1111%.

Once máquinas utilizan núcleos de navajas (O) para cortar el grano, representando el 61.1111%, ocho máquinas utiliza alguna herramienta de avance (P) para cortar el grano con un 44.4444%, y sólo una máquina utiliza ambos mecanismos para cortar el grano, esto se muestra en la **Figura.4.3.6**.

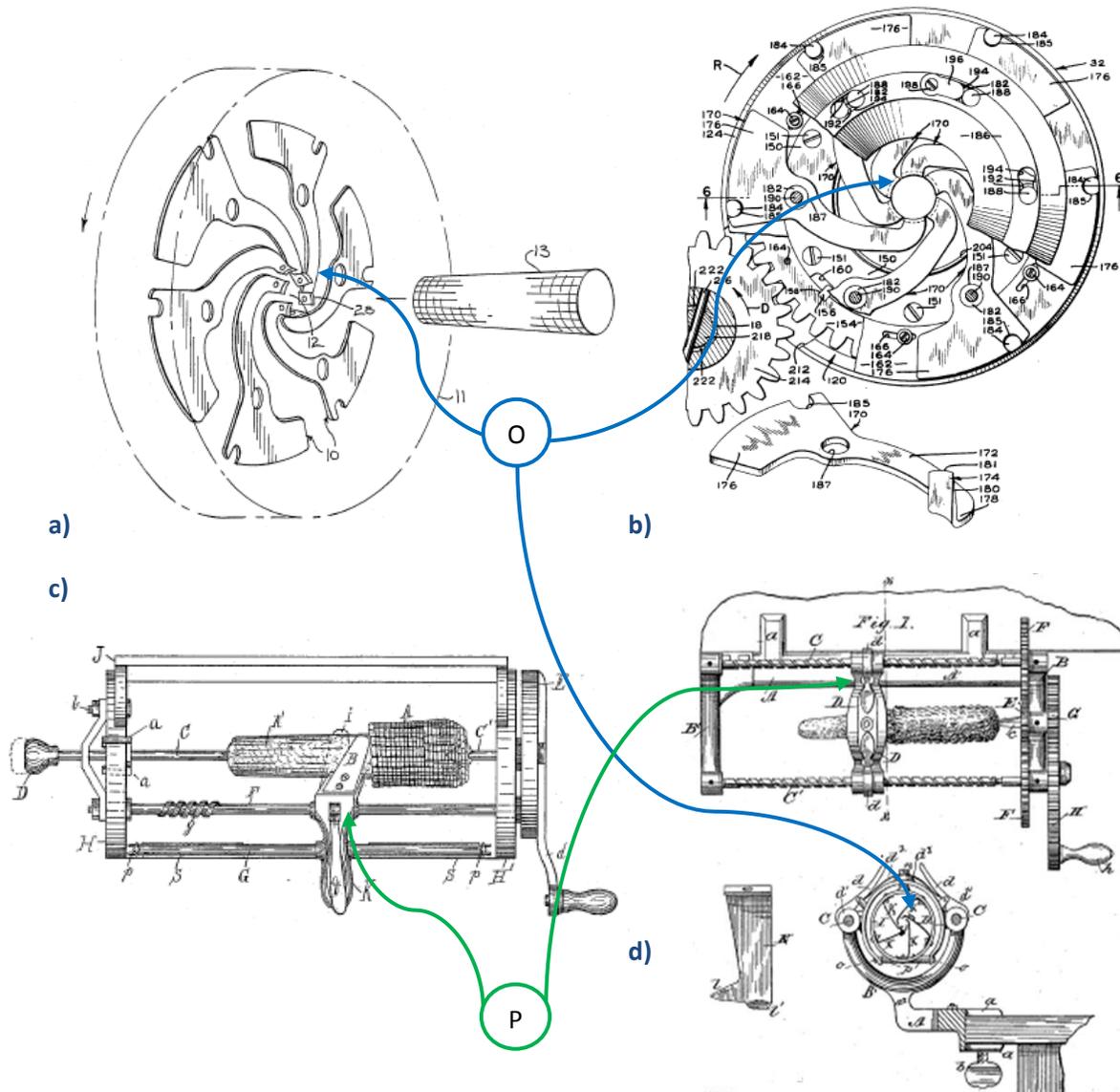


Figura.4.3.6 En los incisos a),b) y d) se muestra el núcleo de navajas (O) que utilizan el 61.111% de las máquinas, en los incisos c),d) se muestra la representación de las herramientas de avance (P) para cortar el grano de maíz.

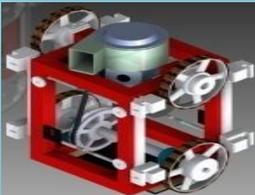
Catorce máquinas controlan la profundidad de corte adaptable mecánicamente representando el 77.7778%, una máquina controla la profundidad de corte por medio de un sensor representando 5.5556%, tres máquinas controlan la profundidad de corte de forma manual representando el 16.6667%. También se observa que doce máquinas cortan el grano de maíz en posición horizontal representando un 66.6667%, cinco máquinas que representan un 27.7778%, cortan el granos de

maíz en posición vertical y el 100% después del proceso de corte deja caer en grano de maíz por gravedad para ser recolectado en algún recipiente o contenedor.

Se observa que once máquinas que representan el 61.1111% no tienen revote del grano de maíz a su herramienta de corte, ocho máquinas que conforman el 44.444% expulsan el olote o gabazo sin grano de forma automática, mientras que diez máquinas que representan el 55.5556% retiran el gabazo sin grano de forma manual.

### 4.4 COMPARACIÓN DE PATENTES CON EL PROTOTIPO DE LA MÁQUINA CORTADORA DE MAÍZ.

Del análisis de dieciocho patentes, once de ellas cuentan con alimentación de mazorcas hacia las máquinas cortadoras de maíz, así como la conducción de éstas al sistema de sujeción y posicionamiento de forma manual, éstas características son similares al prototipo de la máquina cortadora de maíz en estudio, en la Figura.4.4.1 se muestra una tabla que relaciona el número de máquinas que cuenta con funciones similares al prototipo de la máquina cortadora de maíz con la finalidad de compararla.

<p>FUNCIÓN</p>		<p>18 MÁQUINAS ANALISADAS CON LA MISMA FUNCIÓN AL PROTOTIPO DE LA MÁQUINA CORTADORA DE MAÍZ.</p>
<p><b>POSICIÓN Y SUJECCIÓN DE LA MAZORCA</b></p>		
<p>SUJETAR MAZORCA CON PUNTAS PARA CLAVAR EL NUCLEO DE LA MAZORCA EN UN EXTREMO</p>	<p>9</p>	
<p>SUJECCIÓN EN EXTREMOS DE LA MAZORCA</p>	<p>5</p>	
<p>EXTREMO CONICO RESEPTOR DEL EXTREMO DE LA MAZORCA</p>	<p>2</p>	
<p>CONTROLAR LONGITUD DE MAZORCA</p>	<p>5</p>	
<p>COTROLAR LONGITUD CON TRINQUETE</p>	<p>2</p>	
<p>EJE DE GIRO DE LA MAZORCA</p>	<p>9</p>	
<p>MOTOR ACOPLADO A ENGRANES PARA GENERAR GIRO</p>	<p>2</p>	

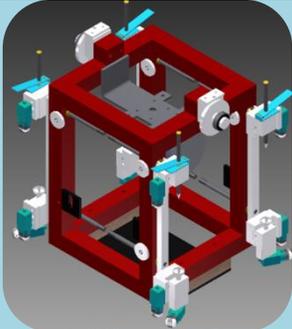
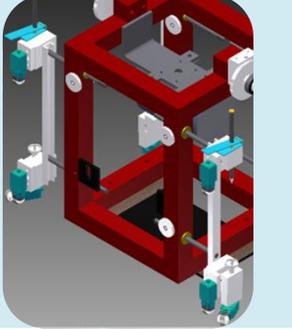
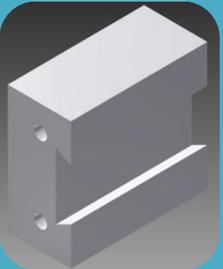
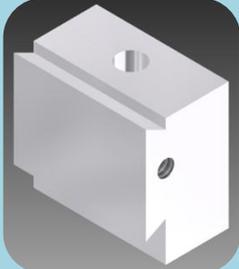
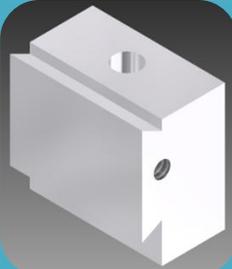
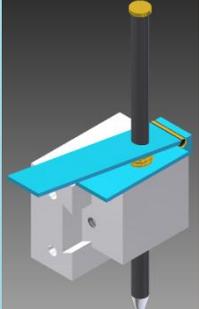
CORTE DE GRANO DE MAÍZ	
CORTE DE GRANO CON GIRO DE MAZORCA	9
CORTE DE GRANO MECANIZADO	16
CONTROLAR PROFUNDIDAD DE CORTE MANUALMENTE	5
CONTROLAR PROFUNDIDAD DE CORTE ADAPTABLE MECANICAMENTE	14
CORTE DE GRANO EN POSICIÓN VERTICAL	5
EXPULSIÓN DE MAZORCA Y RECOLECCIÓN DEL GRANO	
CAÍDA DEL GRANO POR GRAVEDAD	18
EXPULSIÓN DE GABAZO EN FORMA MANUAL	10

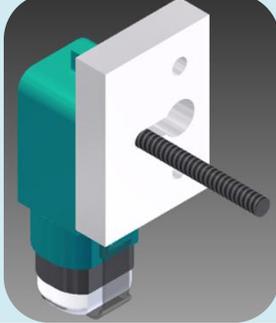
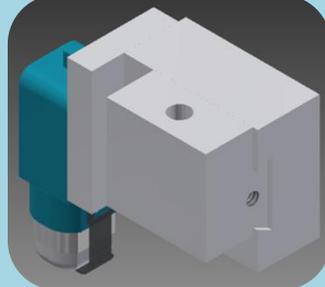
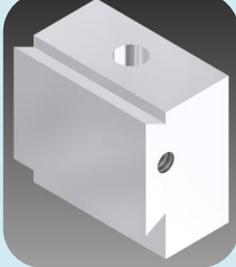
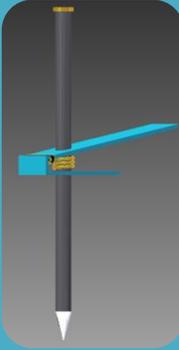
Figura.4.4.1 Tabla que compara funciones de las patentes analizadas con el prototipo de una máquina cortadora de maíz.

#### 4.5 SUGERENCIAS DE MEJORAMIENTO

Con la información recolectada hasta este momento se observa que el problema que presenta el prototipo de la máquina cortadora de maíz, cumple con varias de las características encontradas en las patentes, de igual forma se observa que el problema de aumentar la producción de corte de grano de maíz medianamente se ha solucionado, con sistemas de alimentación que permiten mejorar la interacción del operador con la máquina, pero en cuanto al sistema sujetador de mazorca se siguen conservando las configuraciones con pocas modificaciones. A continuación se muestra una tabla que muestra las funciones útiles y dañinas en el sistema sujetador de mazorca, Figura.4.5.1.

Descripción de la Función que lleva a cabo			Análisis	Contestar	
A	Hace esto	B	¿Función útil o dañina?	Es necesaria la Función	¿La Función puede ser realizada por B? ¿Cómo?
	Soportar		Útil	Sí	Sí, con otra configuración del soporte

	<p>Ensamblar</p>		<p>Útil</p>	<p>Sí</p>	<p>Sí, con piezas de sujeción fija.</p>
	<p>Deslizar</p>		<p>Dañina</p>	<p>No</p>	<p>No</p>
	<p>Posicionar</p>		<p>Útil</p>	<p>Sí</p>	<p>No</p>
	<p>Soportar</p>		<p>Útil</p>	<p>Sí</p>	<p>No</p>
	<p>Soportar</p>		<p>Útil</p>	<p>Sí</p>	<p>No</p>

	Soporta		Dañina	No	Si, en la pieza que permita el deslizamiento montar el motor y reducimos piezas.
	Detener		Dañina	No	Si, en la pieza que permite el deslizamiento dejar un tope y podemos reducir una pieza.
	Desplazar		Útil	Sí	No
	Girar		Útil	Sí	No
	Insertar		Útil	Sí	Sí, con un mecanismo automático acoplado a un motor.

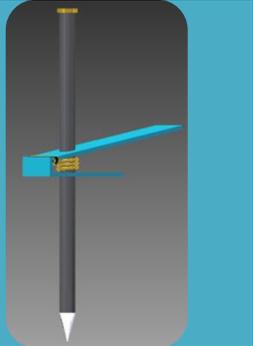
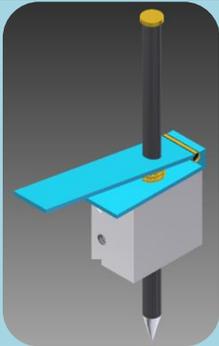
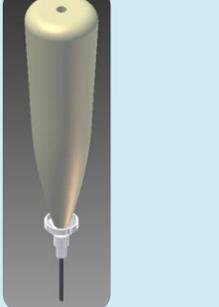
	Deslizar		Útil	Sí	Sí, ayudado por un tornillo guía, por un mecanismo de pistón, etc.
	Soporta y Girar		Útil	Sí	No

Figura.4.5.1 Tabla que permite observar que funciones son útiles o dañinas para ser consideradas en el rediseño del sistema sujetador de mazorca.

Con el análisis del diseño del “Sistema sujetador de mazorca”, observando las ventajas y desventajas que éste presenta, a su vez con la búsqueda de soluciones en el mercado al mismo problema, se propone emplear el método TRIZ para generar ideas de innovación y mejoras al sistema, por lo cual se utilizan las matrices de contradicción sugeridas por esta metodología las cuales se pueden encontrar en la página <http://www.triz40.com/> [Profesor Darrell Mann, SolidCreativity 2004 – 2011], cabe resaltar que este método se basa en cuarenta principios definidos.

A continuación se definen las características que son consideradas de mayor importancia en el sistema sujetador de mazorca, con base en la información recolectada y analizada con anterioridad.

[Darrell Mann, SolidCreativity 2004 – 2011], sugiere que todo sistema tecnológico presenta características, las cuales sirven para determinar las contradicciones técnicas que serán la base para enfrentar un problema de inventiva o de innovación tecnológica, para lo cual define los siguientes términos.

- **Forma:** Contorno externo de un objeto o apariencia de un sistema.
- **Productividad:** Número de funciones u operaciones que un objeto o un sistema lleva a cabo por unidad de tiempo. También la producción por unidad de tiempo o el costo por unidad de tiempo.
- **Facilidad para la fabricación o Manufacturabilidad:** Facilidad con la que se puede fabricar un objeto o un sistema tecnológico.
- **Facilidad de operación o uso:** Simplicidad en la operación de un objeto o un sistema. Entre menos componentes o etapas tiene un objeto o proceso es de más fácil operación.

- **Duración de una acción del objeto móvil:** Tiempo en el cual un objeto puede llevar a cabo una acción o vida útil del objeto.
- **Facilidad de reparación:** Cualidad que tiene un objeto, o un sistema de ser reparado de forma rápida o sencilla.

Analizando las contradicciones que presenta el Sistema sujetador de mazorca, con la forma y la productividad, observando que la forma del mismo presenta características de asimetría y uso de piezas que pudieran ser fusionadas en una sola, empleando la matriz de contradicciones se sugiere:

**La Matriz de TRIZ propone los siguientes principios para resolver esta contradicción: Mejorar Forma (12) sin dañar Productividad (39).**

**Sugerencias:**

**Otra dimensión (17).**

**Opciones:**

- Mover un objeto en dos o en el espacio tridimensional.
- Usar un arreglo de varios pisos de objetos en lugar de un arreglo de una sola planta.
- Inclinarse o reorientar el objeto, hacia los costados.
- Usar otro lado de un área determinada.

**Copia (26).**

**Opción:**

- En lugar de disponer de objetos costosos, frágiles, usar copias simples y de bajo costo.

Contradicción para mejorar Manufacturabilidad contra productividad, esta contradicción es propuesta debido a que las piezas que conforman al sistema sujetador actual presenta deficiencia en los procesos de maquinado y ensamblado del sistema, empleando la matriz sugiere:

**La Matriz de TRIZ propone los siguientes principios para resolver esta contradicción: Mejora La facilidad de fabricación (32), sin dañar Productividad (39).**

**Sugerencia:**

**Segmentación (1).**

**Opciones:**

- Dividir un objeto en partes independientes.
- Hacer que un objeto sea fácil de desmontar.
- Aumentar el grado de fragmentación o segmentación.

Contradicción para mejorar la facilidad de uso sin dañar la productividad, esta contradicción se presenta al observar el proceso de operación del sistema sujetador, que éste presenta una pro-

blemática en su funcionamiento por el tiempo que le lleva al operador, en coordinar y calibrar las esquinas antes de poner en funcionamiento la máquina, empleando la matriz sugiere:

**La Matriz de TRIZ propone los siguientes principios para resolver esta contradicción: Mejora Facilidad de uso (33) sin dañar Productividad (39).**

**Sugerencia:**

**Dinámica (15).**

**Opciones:**

- Dividir un objeto en partes susceptibles de movimiento relativo entre sí.
- Si un objeto (o proceso) es rígido o inflexible, convertir en una pieza fija de adaptación.

Contradicción para mejorar la duración de objetos en movimiento sin dañar la productividad, esta contradicción se propone debido al tiempo que le toma al operador desplazar los sistemas de sujeción y su sincronización, empleando la matriz sugiere:

**La Matriz de TRIZ propone los siguientes principios para resolver esta contradicción: Mejora Duración de objetos en movimiento (3) sin dañar Productividad (39).**

**Sugerencia:**

**Curvaturas (14).**

**Opciones:**

- En lugar de utilizar las partes rectilíneas, superficies, o formas, utilice las curvilíneas; pasar de superficies planas a las esféricas, a partir de piezas con forma de cubo (paralelepípedo) con forma de pelota en las estructuras.
- Usar rodillos, bolas, espirales, cúpulas.
- Ir de lineal a un movimiento de rotación, utilice las fuerzas centrífugas.

Contradicción para mejorar la facilidad de reparación sin dañar la manufacturabilidad, esta contradicción se presenta en todos los diseños en ingeniería, a su vez este trabajo de investigación está enfocado a generar la solución de mejorar el funcionamiento del sistema sujetador, explicado en la Figura.3.4.1 del capítulo anterior, empleando la matriz sugiere:

**La Matriz de TRIZ propone los siguientes principios para resolver esta contradicción: Mejora La facilidad de reparación (34) sin dañar La facilidad de fabricación (32).**

**Sugerencias:**

**Segmentación (1).**

**Opciones:**

- Dividir un objeto en partes independientes.
- Hacer que un objeto fácil de desmontar.

- Aumentar el grado de fragmentación o segmentación.

## De acción preliminar (10).

### Opciones:

- Realizar, antes de que sea necesario, el cambio requiere de un objeto (ya sea total o parcialmente).
- Pre-organizar los objetos de manera que puedan entrar en acción desde el lugar más conveniente y sin perder tiempo para su entrega.

## 4.6. ANÁLISIS DEL DISEÑO Y PROPUESTA DE MODELOS

Con la información recolectada en el capítulo cuatro, se propone rediseñar el “Sistema de Sujeción de mazorca”, la idea es hacer un sistema que trabaje en forma automática sin la intervención de un operador para disminuir el contacto operador-máquina. Por lo cual, se propone un sistema de alimentación en el cual el operador sólo tenga que seleccionar las mazorcas por tamaños, encostarlas y verterlas en un alimentador, en la Figura.4.6.1 se presenta un boceto del principio de funcionamiento del sistema.

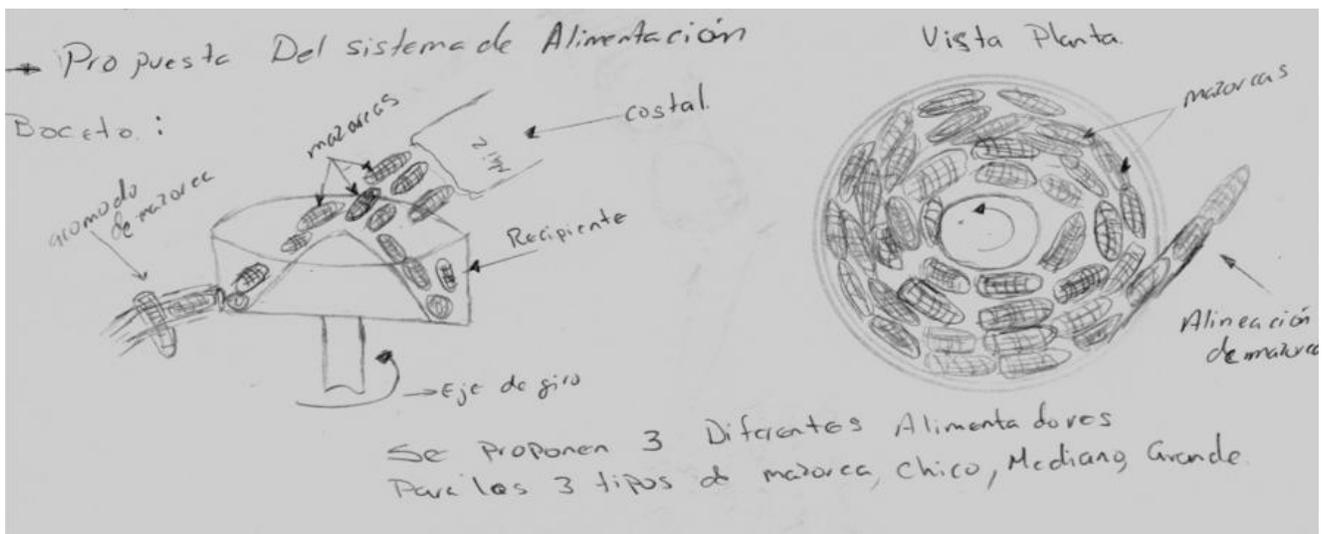


Figura.4.6.1 Propuesta del sistema de alimentación.

Se propone que el sistema sea capaz de acomodar y seleccionar la mazorca en forma individual para enviarla al sistema de sujeción, el principio de trabajo consiste en utilizar la fuerza centrífuga en un recipiente, de tal forma que realice un primer acomodo de las mazorcas para poder seleccionarlas de forma individual, en la Figura.4.6.2 se muestra el principio de selección de mazorca.

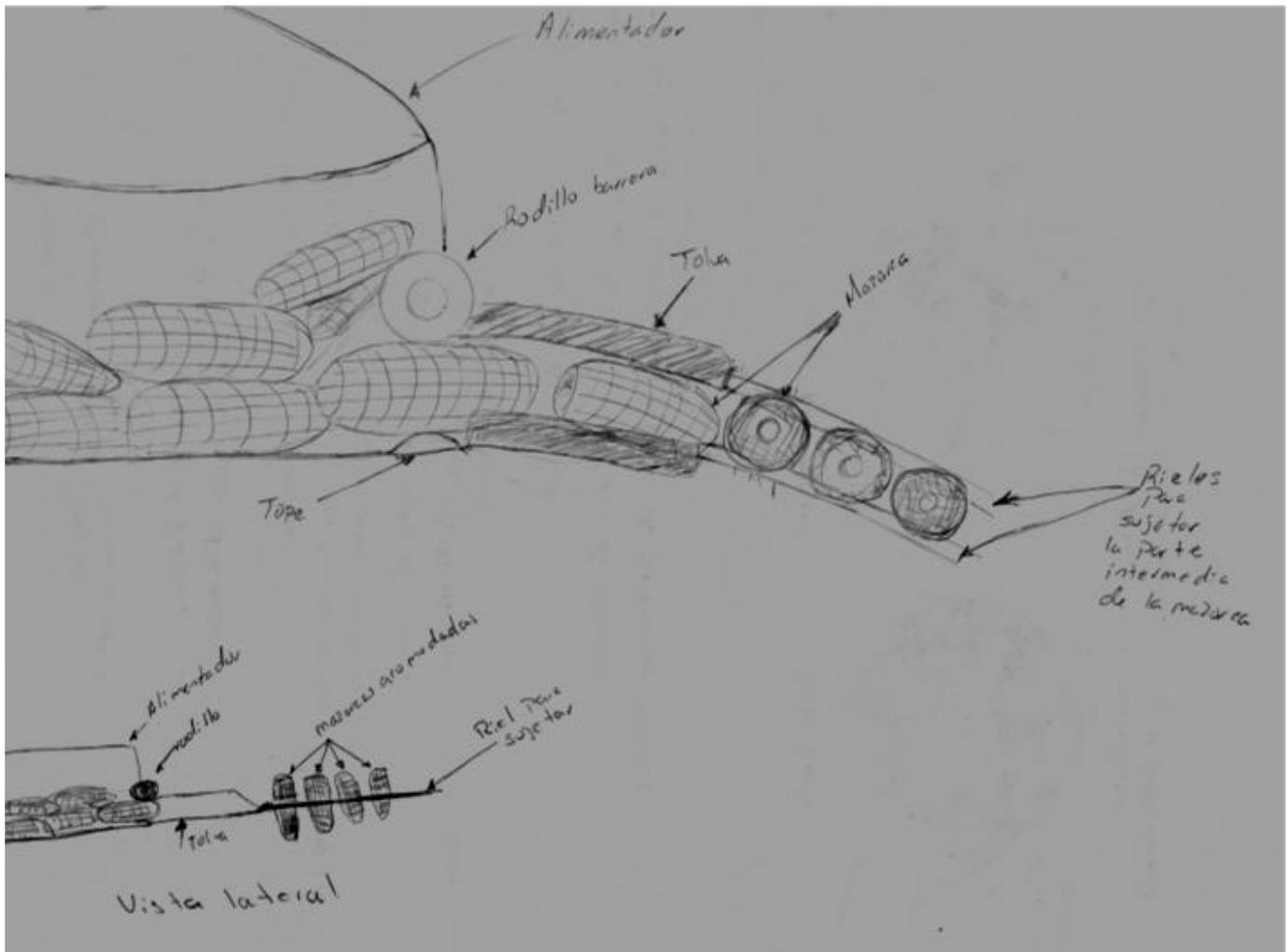


Figura.4.6.2 Principio de trabajo del sistema de alimentación.

La idea es emplear un rodillo el cual tendrá la altura promedio seleccionada en el recipiente, en él se verterán las mazorcas. Se pretende estandarizar la longitud de la mazorca en tres tamaños: pequeño, mediano, grande, con la finalidad de hacer un primer filtrado de las mazorcas que no cumplan con las características del contenedor en el cual fueron vertidas, posteriormente serán dirigidas a un riel que utilizará la fuerza de la gravedad para acomodar a la mazorca y apilarlas para ser enviadas al sistema de sujeción.

Los rieles serán paralelos y tendrán una separación promedio del diámetro medio de la mazorca, ésta etapa será un segundo proceso de filtrado donde se descartaran las mazorcas que no cuenten con las características de la distancia entre rieles, las cuales caerán por gravedad a un segundo riel de diferente selección de tamaño, o en su defecto a un recipiente contenedor, para que el opera-

donde las pueda volver a seleccionar y colocar en el alimentador en el cual debe ser colocado por tamaño. Posteriormente las mazorcas caerán en una tolva cilíndrica (Figura.4.6.3) para evitar que se salgan o se descarrilen y puedan llegar debidamente colocadas al sistema de sujeción.

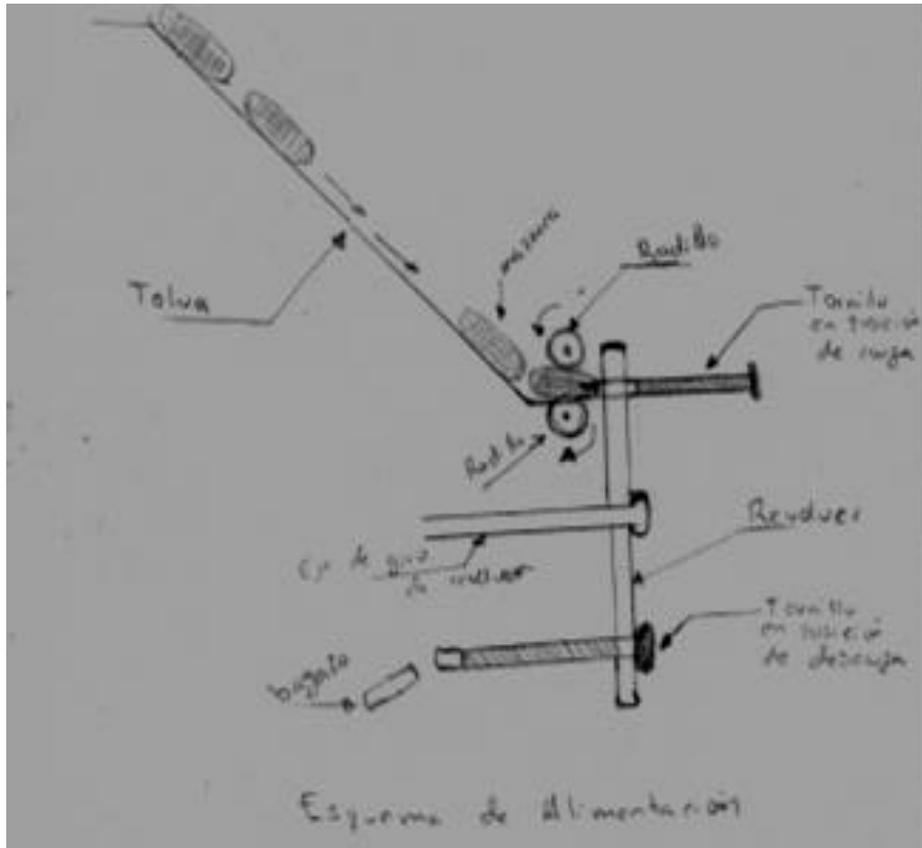


Figura.4.6.3 Acoplamiento del sistema de alimentación con el sistema de sujeción.

En el sistema de sujeción se propone implementar un mecanismo revolver con cinco tapas:

1. Alimentación de la mazorca.
2. Traslado de la mazorca.
3. Empuje al sistema de corte.
4. Retiro de gabazo.
5. Regreso para alimentación.

La propuesta consiste en un sistema cerrado que esté en continua operación, en la Figura.4.6.4 se muestra el principio de funcionamiento del revolver, los elementos principales que conforman esta propuesta son: engranes acoplados entre sí, el engrane menor será el que transmita el giro proveniente de un motor eléctrico al engrane de mayor tamaño el cual deberá tener cuerda interna para permitir el enroscamiento de un tornillo de potencia el cual conducirá a la mazorca al sistema de corte, se muestra la configuración en la Figura.4.6.5.

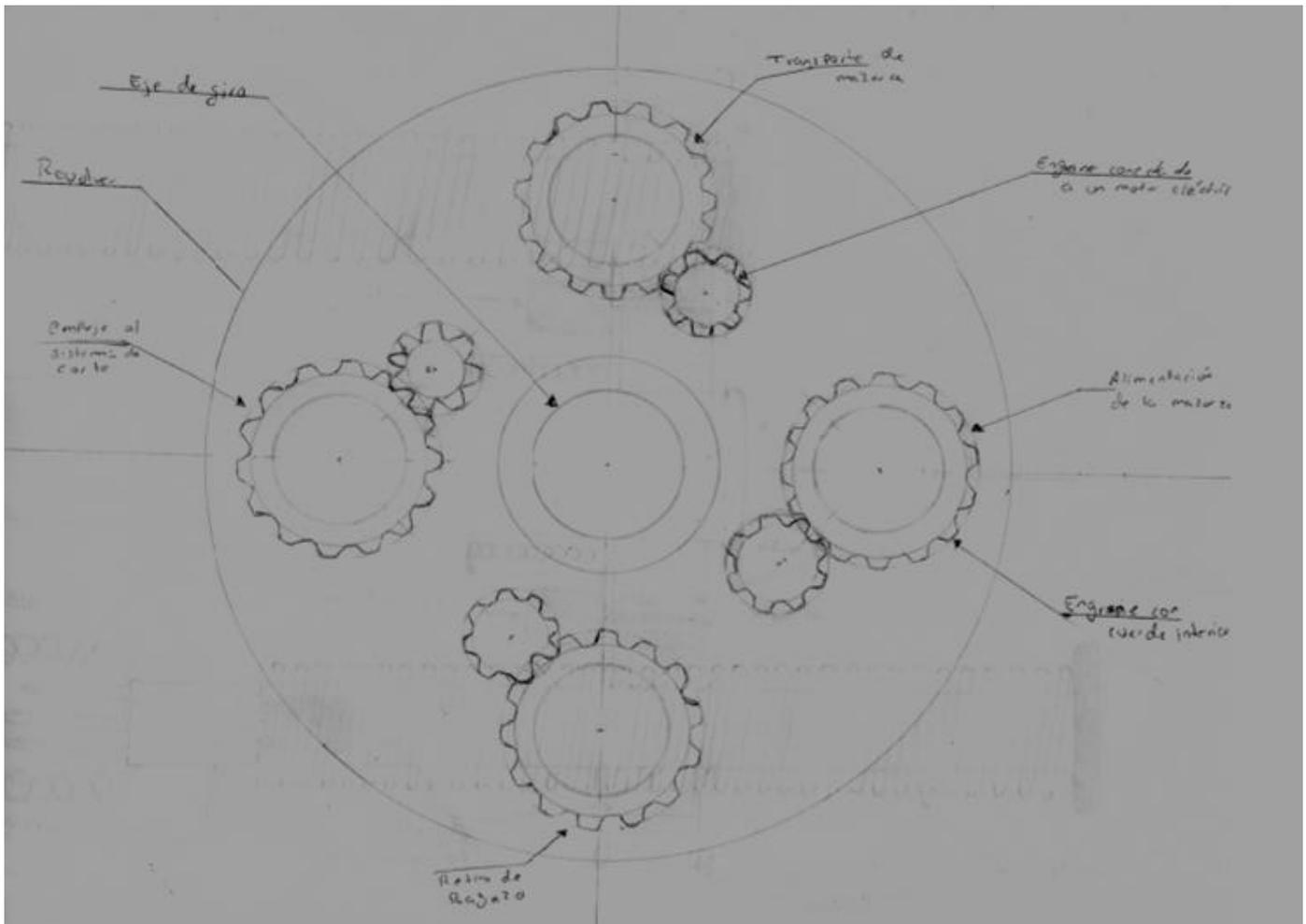


Figura.4.6.4 Representación del ciclo del revólver para sujetar a la mazorca.

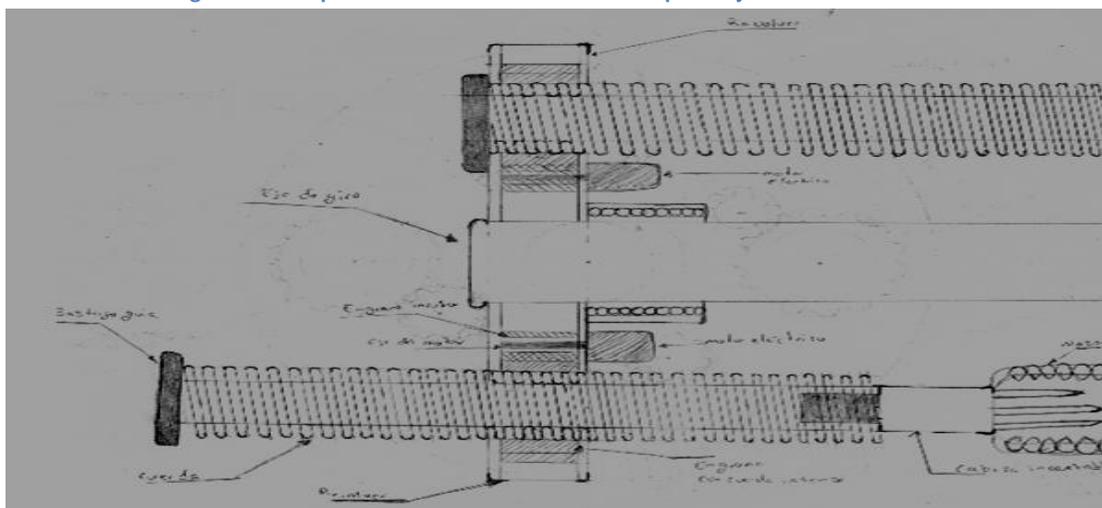


Figura.4.6.5 vista lateral del revólver

Para sujetar a la mazorca se propone insertar puntas en el centro de la mazorca, estas puntas estarán contenidas en una cabeza intercambiable y autorroscable al tornillo de potencia o vástago (ver Figura.4.6.6 y Figura.4.6.7), que empujará a la mazorca al sistema de corte.

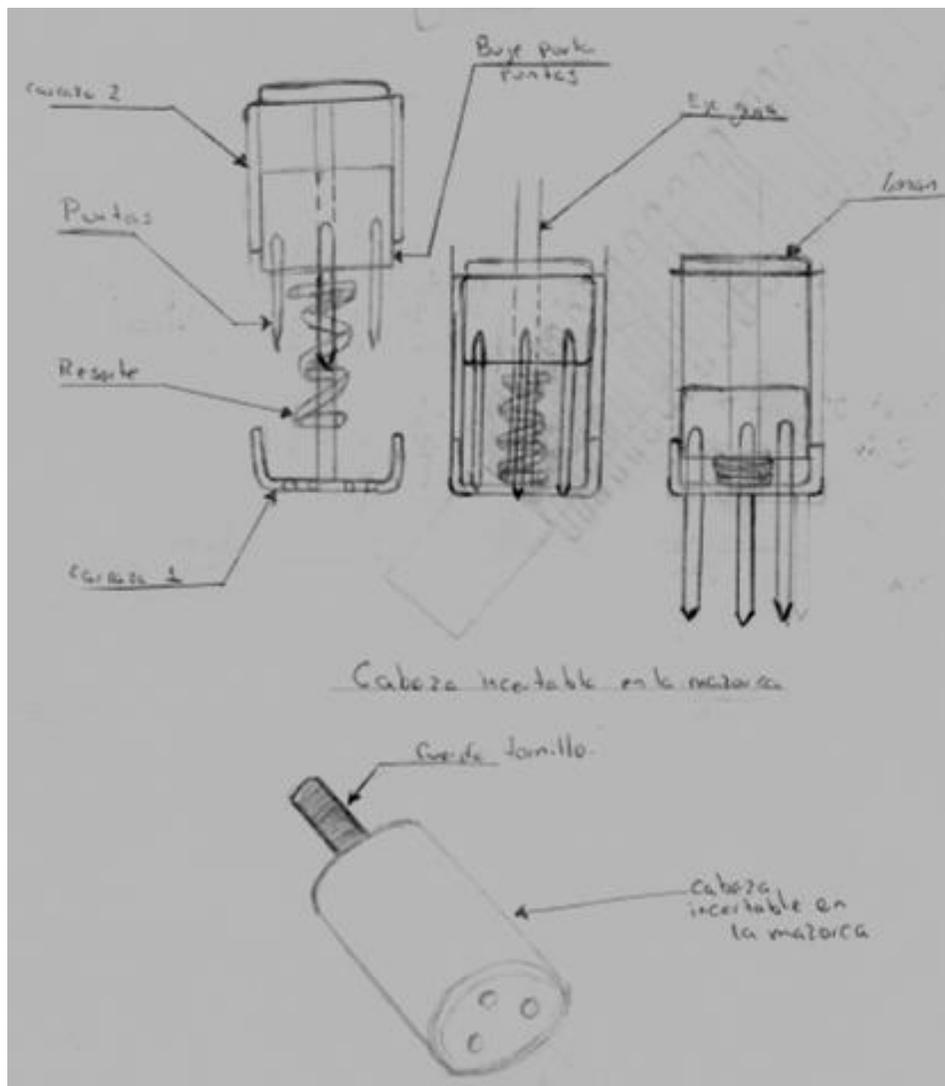


Figura.4.6.6 Cabeza insertable en la mazorca.

El mecanismo interno de la cabeza insertable en la mazorca, contendrá las puntas necesarias para asegurar el anclaje de la mazorca, un resorte interno para facilitar el retiro de la mazorca una vez cortado el grano de maíz, permitiéndole a las puntas retraerse, un eje acoplado a un buje cilíndrico donde se ensamblarán las puntas para permitir que las puntas puedan salir o retraerse en la cabeza o bala del vástago.

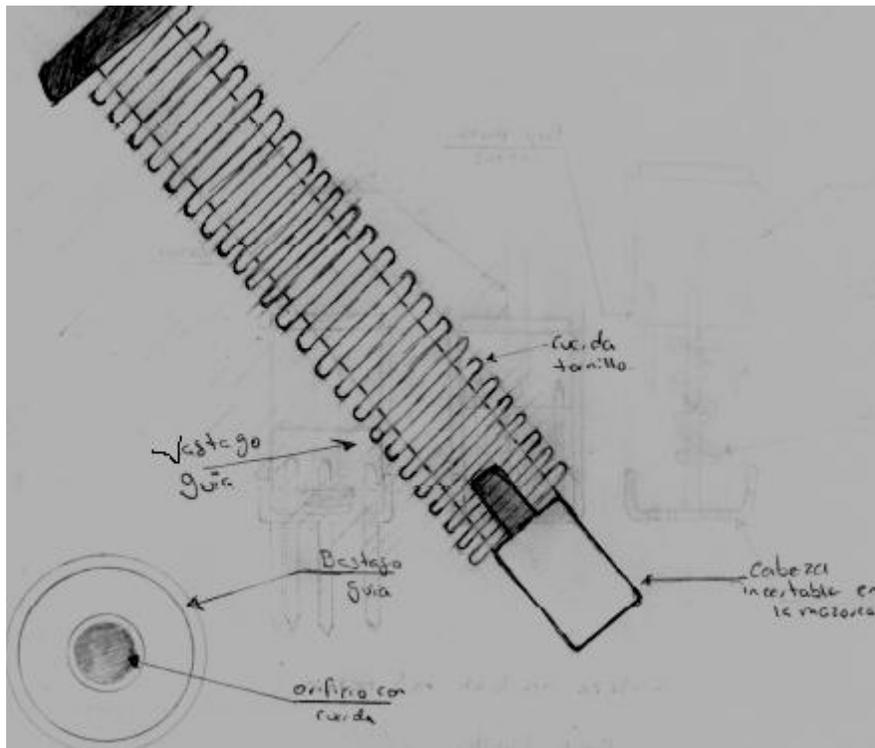
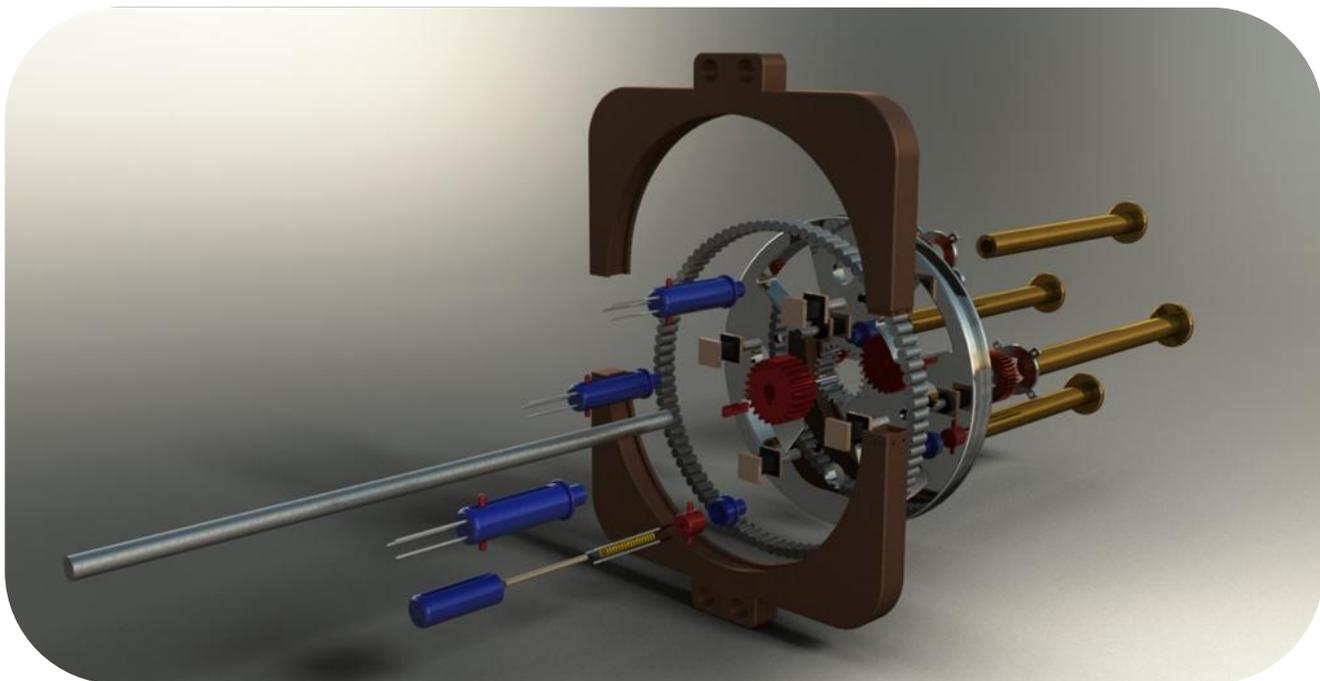


Figura4.6.7 Vástago o tornillo de potencia acoplado a la cabeza o bala insertable en la mazorca.

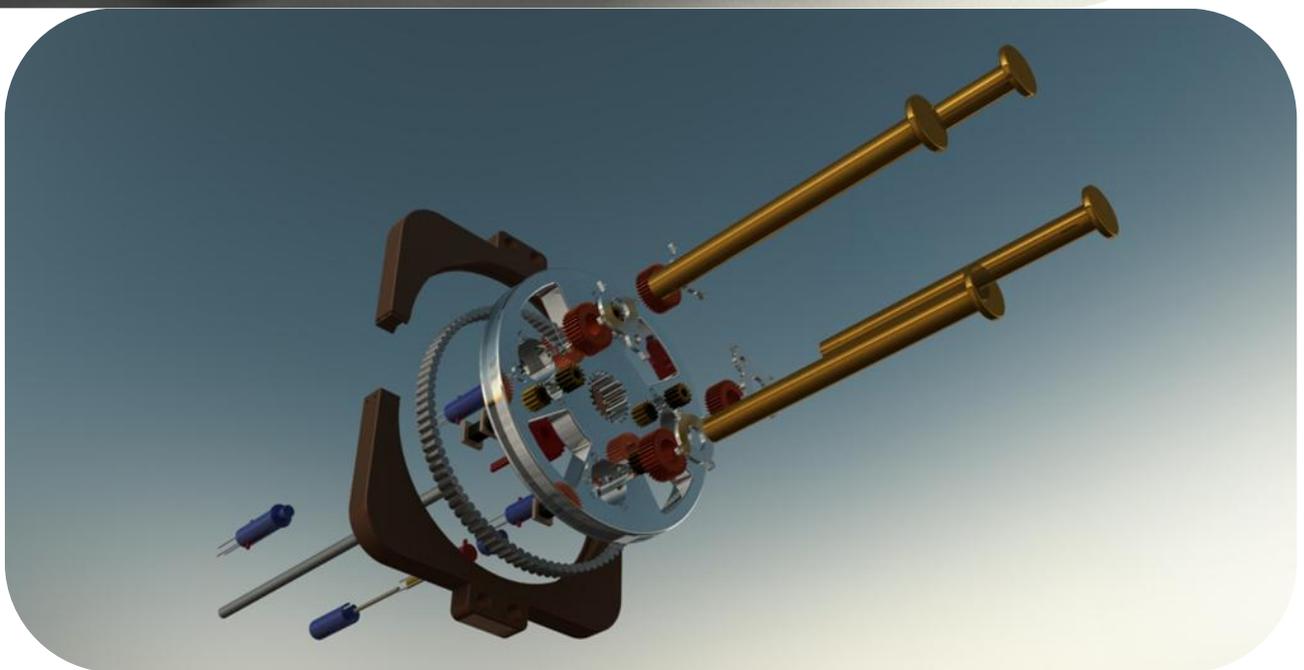
La finalidad de emplear una cabeza o bala autorroscable, surge con la idea de que en un mecanismo debe haber piezas de desgaste intercambiables las cuales ayudan a proteger el mecanismo sin tener que desmontar todo el sistema para su mantenimiento debido a que las puntas serán las piezas que mayor desgaste presentarán.

#### 4.7 IDENTIFICACIÓN DE PIEZAS PARA EL SISTEMA SUJETADOR

Este apartado presenta las piezas que conformará al sistema sujetador de mazorca, para identificar las características, restricciones y condiciones que debe cumplir el sistema, ésta es una etapa previa antes de definir el diseño final del sistema, en él se analizará la configuración para sujetar y trasladar la mazorca al sistema de corte, en la Figura.4.7.1 se muestra la configuración en un dibujo en explosión de piezas.



a)



b)

Figura.4.7. 1 en la Figura a) Se muestra la parte frontal en explosivo del sistema sujetador de mazorca, en la Figura b) La parte posterior de sistema sujetador de mazorca.

En esta configuración se muestra en la parte central un revólver el cual se muestra en la Figura.4.7.2, está conformado por un plato cilíndrico (1) el cual alojará a los engranes (2) encargados de desplazar el vástago, cuatro tapas (3) que protegerán a los engranes permitiendo un aspecto liso, y cuatro motores eléctricos (4) encargados de transmitir el movimiento a los engranes (2).

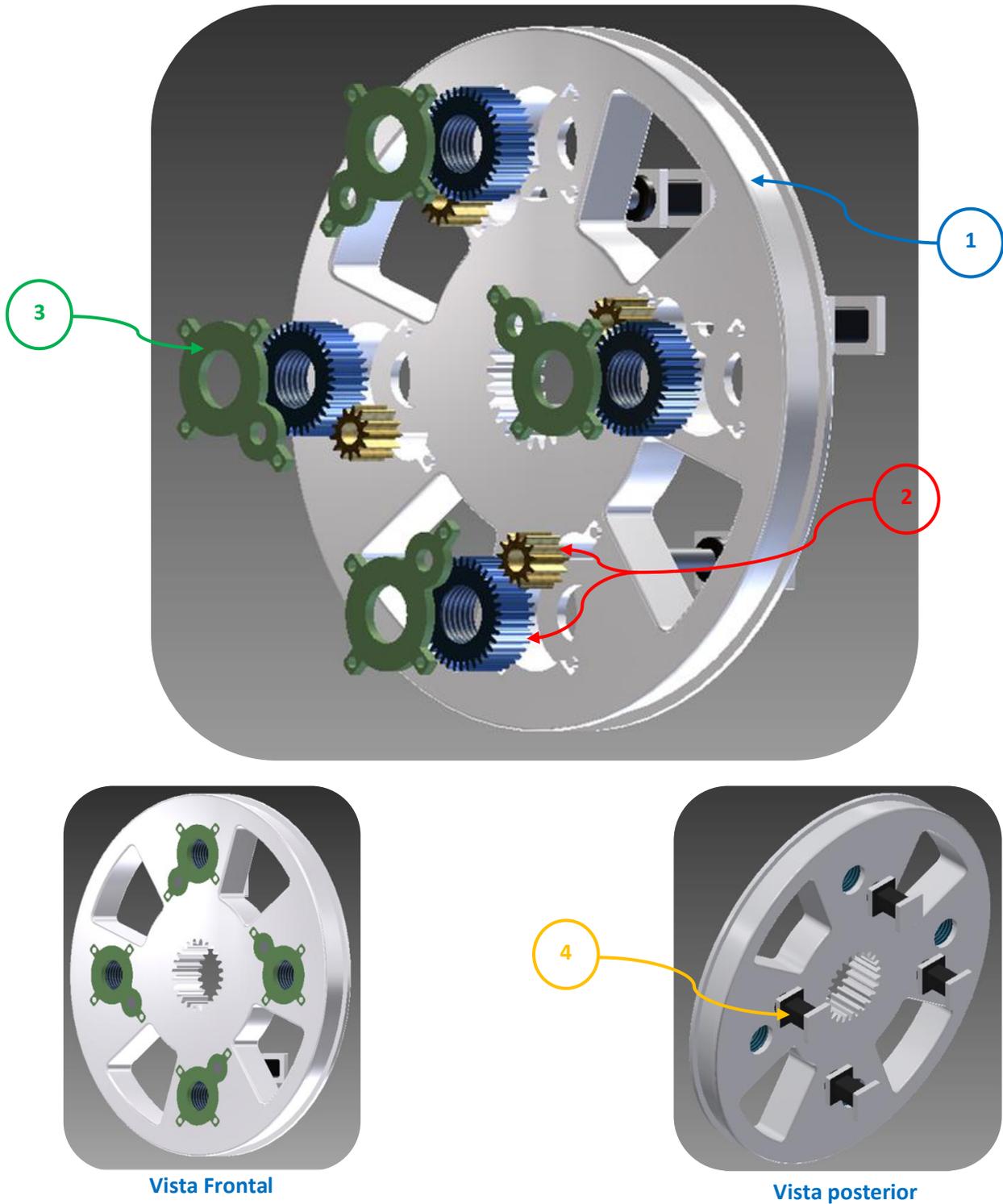


Figura.4.7.2 Explosivo del mecanismo revólver.



El mecanismo del revólver mostrado en la Figura.4.7.4 está contenido en una carcasa (11) seccionada en dos piezas, las cuales tiene una pista para permitir el rodamiento de unos cilindros (12) que son la interface para permitir que el revólver pueda girar. El giro del revólver es transmitido por un engrane (13) que se sujeta a una flecha de acero (14) por medio de una chaveta (15).

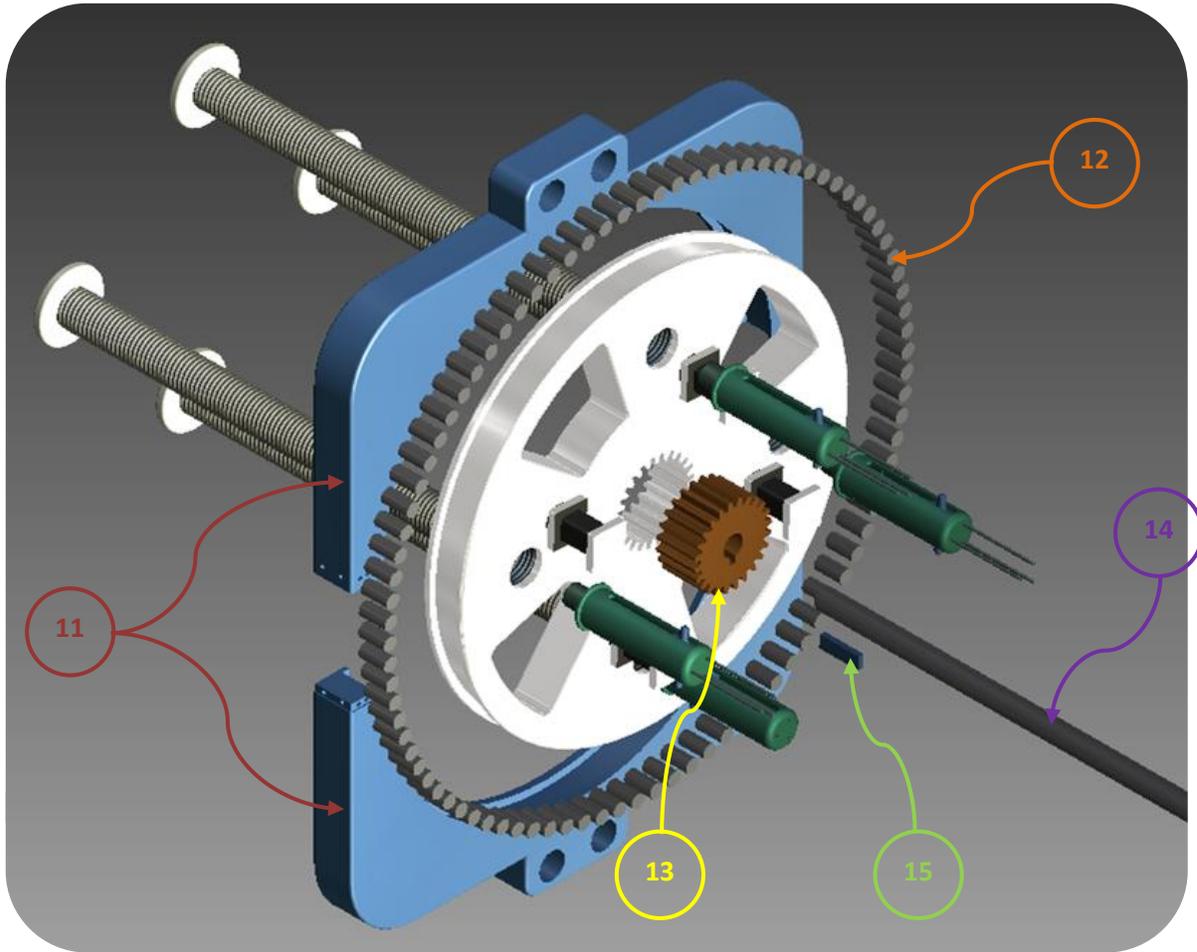


Figura.4.7.4 Explosivo del sistema sujetador de mazorca



Este sistema se propone colocarse en paralelo con la intención de aumentar la productividad del corte de grano de maíz, en la Figura.4.7.5 se muestra el sistema ensamblado, se observa que sus componente quedan ocultos, y la cabeza del vástago sería la pieza susceptible mantenimiento por la ruptura normal de la puntas con el desgaste através del tiempo, sin tener que desmontar el sistema completo.

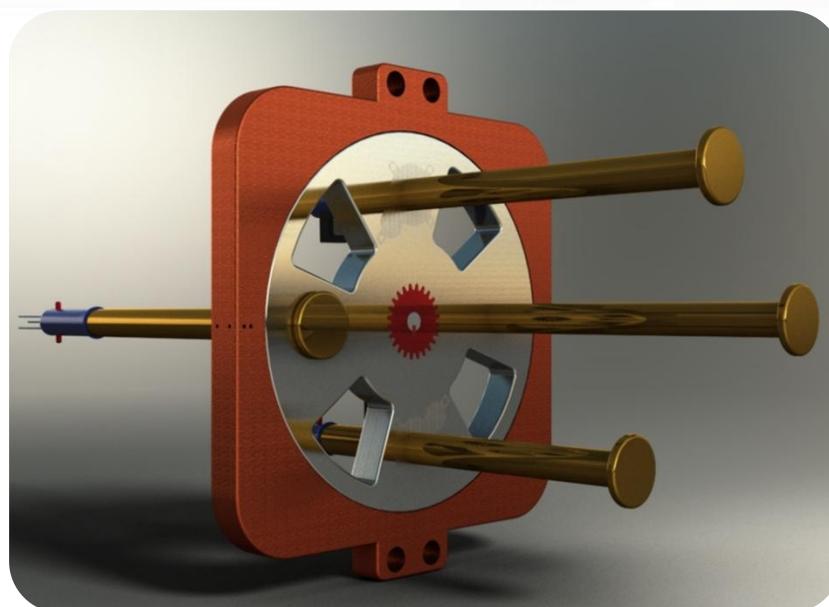
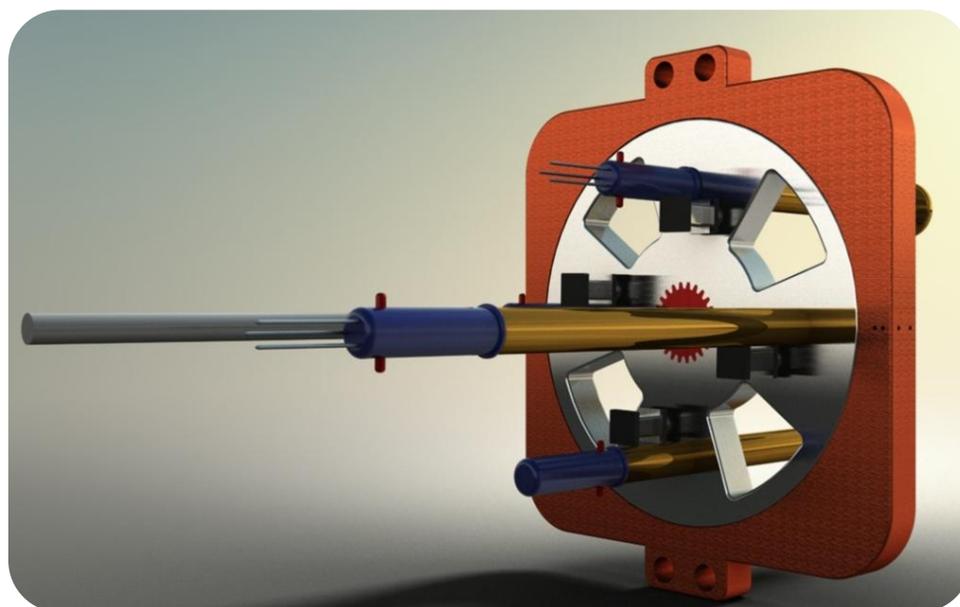
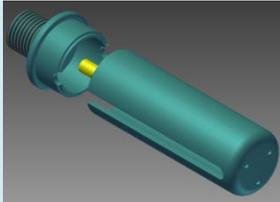


Figura.4.7.5 Sistema sujetador de mazorca

#### 4.8 LISTA DE PIEZAS

En la Figura.4.8.1 se presenta una tabla con las piezas que conforman al sistema revólver.

N° de piezas por módulo.	Imagen	Descripción.
1	 N°1	Pieza encargada de alojar a los mecanismos que sujetarán a la mazorca.
6	 N°2	Juego de engranes que proporcionarán el desplazamiento del vástago acoplados a un motor eléctrico.
4	 N°3	Tapa protectora de engranes.
4	 N°4	Motor eléctrico acoplado al engrane menor (2).
4	 N°5	Tornillo de potencia para trasladar la mazorca al sistema de corte, enroscable en el engrane mayor (2).
4	 N°6	Carcasa enroscable al vástago guía, función contener el mecanismo que se insertara en la mazorca.

4	 N°7	Buje su función es permitir el enroscamiento de las puntas que se insertarán en la mazorca, con un barreno central pasado que permitirá el deslizamiento sobre el eje guía (9).
12	 N°8	Punta con rosca en uno de su extremo, punta en el otro extremo para insertarse en la mazorca
4	 N°9	Eje guía su función es permitir el deslizamiento del buje (7)
4	 N°10	Resorte su función facilitar la extracción de las puntas insertadas en la mazorca.
2	 N°11	Carcasa del revólver su función es contener los mecanismo y anclarlos a la estructura del prototipo de una máquina cortadora de maíz, permitiendo el movimiento giratorio relativo entre el revólver y ésta por medio de una pista de alojamiento de rodamientos (12)
-	 N°12	Cilindros de acero que funcionarán como rodamiento entre la carcasa (11) y el revólver (1).
1	 N°13	Engrane acoplado al eje de giro del revólver (1) función transmitir la fuerza de giro.
1	 N°14	Pieza de acero función asegurar el ajuste entre el engrane (13) y el eje de acero (15).
1	 N°15	Eje de acero encargado de transmitir la potencia de giro al revolver, acoplado a un motor eléctrico.

Figura.4.8. 1 Tabla de piezas que conforman al sistema sujetador de mazorca (revólver).

#### 4.9 DESARROLLO EXPERIMENTAL PARA DIMENSIONAR EL SISTEMA SUJETADOR DE MAZORCA (REVÓLVER)

Para definir las dimensiones del sistema sujetador de mazorca (revólver) se experimenta con las dimensiones de las mazorcas para obtener un promedio de tamaños y poder clasificar las mazorcas en tres medidas, chica, mediana y grande.

En la naturaleza no existe un patrón general de tamaño y forma, pero se puede clasificar por formar similares estadísticamente, debido a que de la clasificación de la mazorca se definirán:

1. La longitud del vástago.
2. El paso de la cuerda del vástago.
3. Las dimensiones de la punta insertable en la mazorca.
4. Fuerza promedio para insertar la mazorca.
5. Longitud de puntas insertables en la mazorca para asegurar un buen agarre.
6. Torque (indirectamente) necesario para impulsar el vástago al sistema de corte y a la inserción de la mazorca.
7. Encontrar la relación de engranes (indirectamente) para generar el deslizamiento en la cuerda del vástago.

Para definir el tamaño y forma de la punta insertable en la mazorca se tomaron dieciseis mazorcas el resultado de este experimento se muestra en la una hoja de excel (dimensiones) anexa a este trabajo en un CD.

Con los datos obtenidos se fabrican tres muestras de puntas para experimentar la fuerza promedio requerida para insertar la mazorca, así como la longitud de las puntas y la configuración adecuada de puntas para asegurar la sujeción, en la Figura 4.9.1 se muestran los modelos.



Figura 4.9.1 prototipos experimentales de puntas insertables en la mazorca

Se construye un banco de pruebas para medir la fuerza requerida para insertar en la mazorca como se muestra en la Figura.4.9.2 donde se observa la configuración del banco fabricado de madera (mdf), el cual cuenta con una base (1), dos postes laterales con un canal que servirá de riel (2), una pieza rectangular (3) que servirá de soporte superior a los postes (2) para que permanezcan paralelos, dos brazos (4) que se unirán con la pieza (5) en la parte inferior los cuales transmitirán la fuerza de jale, una pieza cuadrada (6) que tendrá una varilla de acero cruzada por el centro la cual se conectará con los brazos (4).

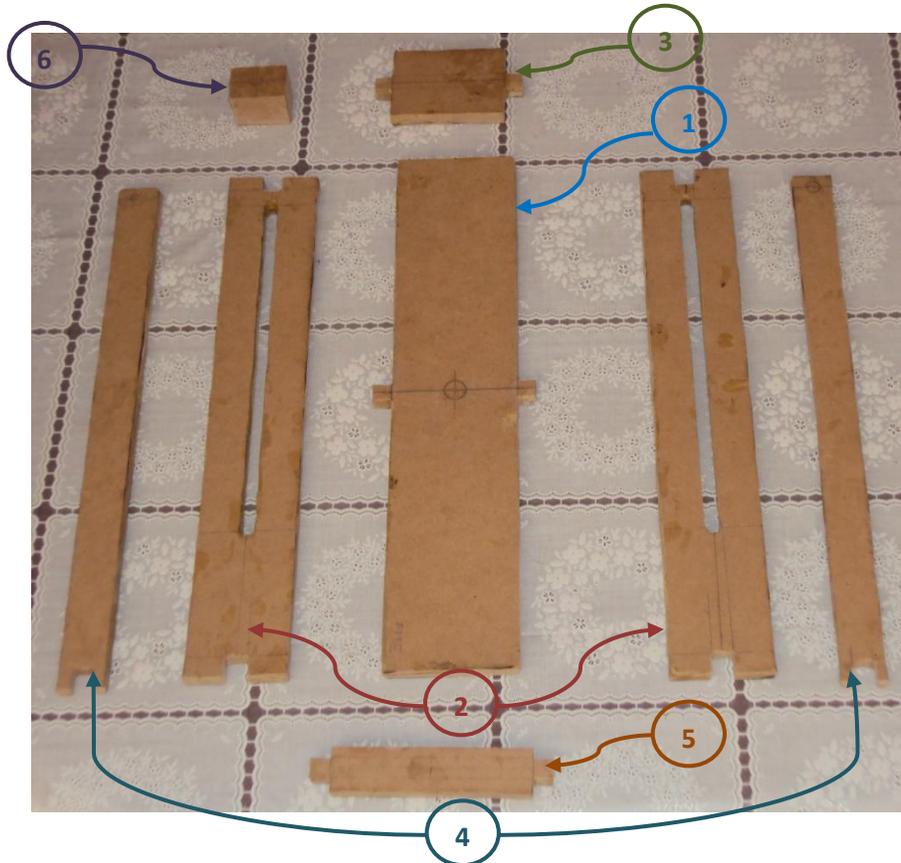


Figura.4.9.2 Piezas que conforman al banco de pruebas

Se ensambla el banco de prueba Figura.4.9.3, el cual tendrá sujeto en la pieza (5) un dinamómetro (7) el cual sirve para medir la fuerza de inserción en Kg o lbs como lo indica la carátula en la Figura.4.9.4, una cabeza de puntas insertables (8) y una mazorca (9).

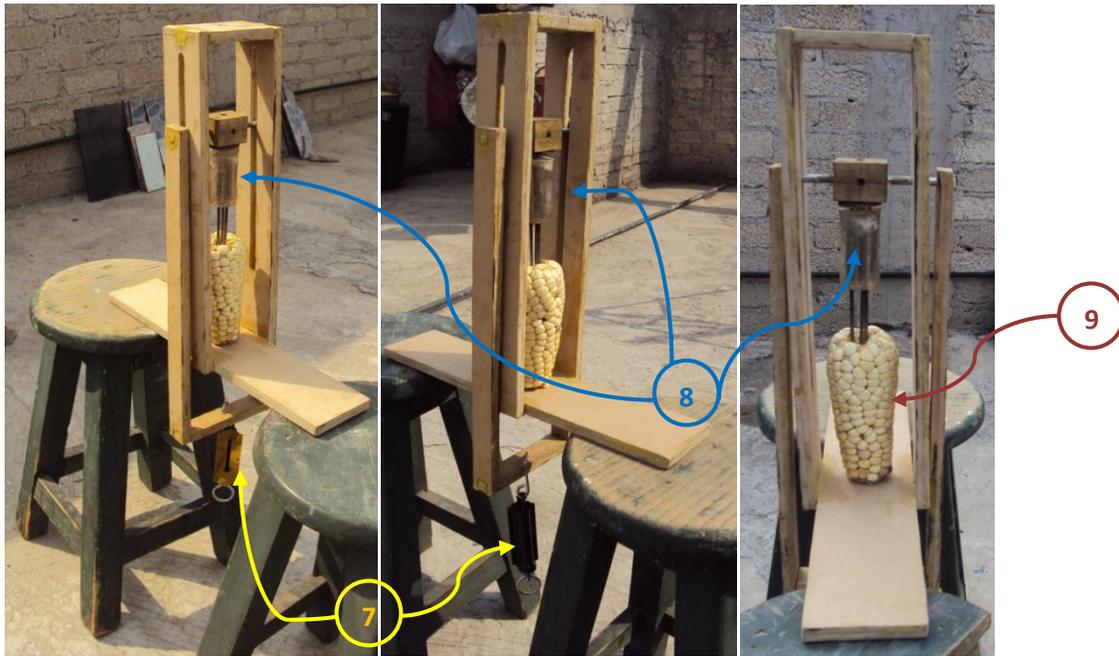


Figura.4.9.3 Ensamble del banco de prueba

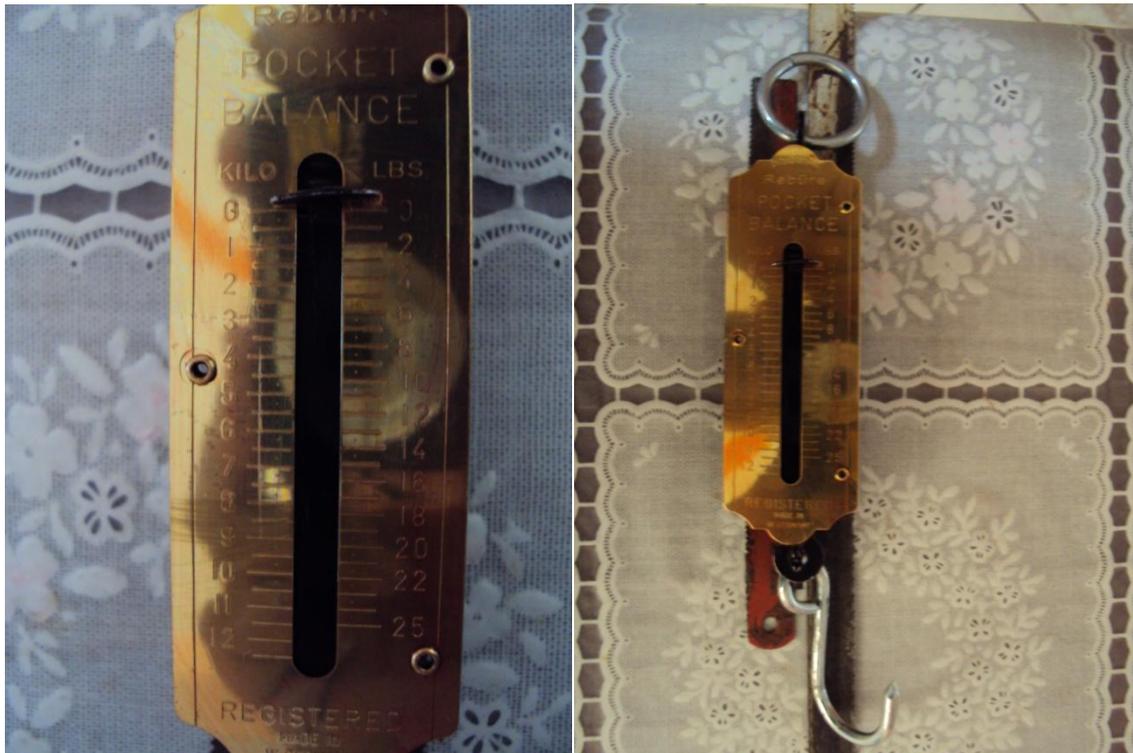


Figura.4.9.4 Dinamómetro comercial con un rango de 0-12 kg ó 0-25 lbs

Al realizar la prueba, se observó que la fuerza requerida para insertar las puntas en la mazorca supera los 12 kg de fuerza, insertándose 0.5 cm de las puntas como se muestra en la Figura.4.9.5.



Figura.4.9.5 Experimento para obtener fuerza de inserción.

Al observar que la fuerza para insertar las puntas en el centro de la mazorca es elevada y se requiere un motor que proporcione la potencia requerida para generar la fuerza de inserción, se analizan los efectos que sucederán en la mazorca al aplicar mayor fuerza, para lo cual se martilla la cabeza insertable en el centro de la mazorca y se observa que genera fracturas importantes en la mazorca (Figura.4.9.6) que ponen en riesgo el empuje al sistema de corte.

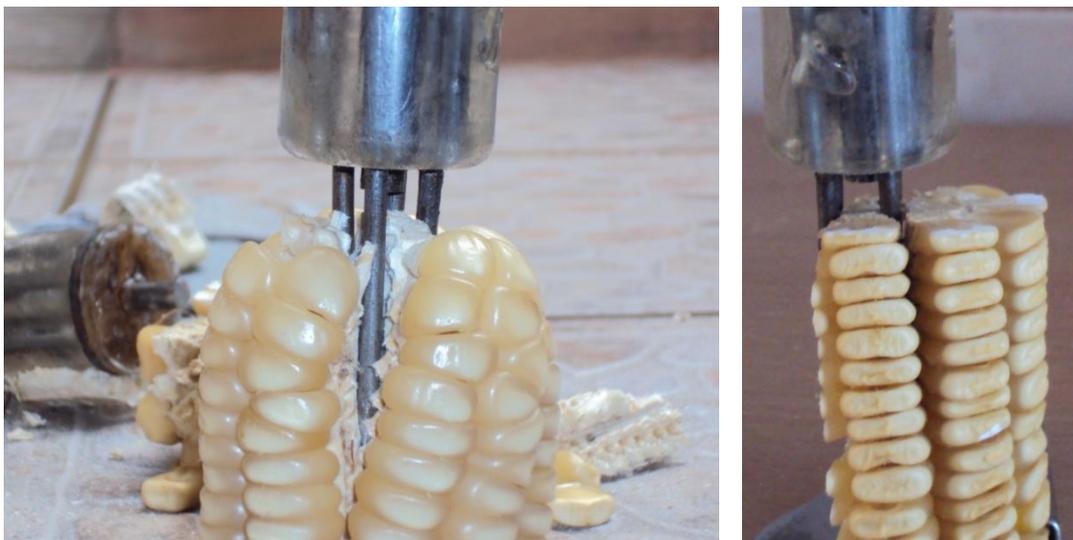


Figura.4.9.6 Fractura en el centro de la mazorca ocasionada por las puntas de la cabeza insertable.

Se analiza otra forma alterna que solucione el problema de sujetar a la mazorca sin causar un daño considerable, se observa que la espiral de un destapa corcho puede enroscarse en el centro de la mazorca con un menor esfuerzo y sin causar daños en su centro como lo muestra la Figura.4.9.7 en una vista seccionada para observar cómo se enrosca la espiral en el centro de la mazorca.

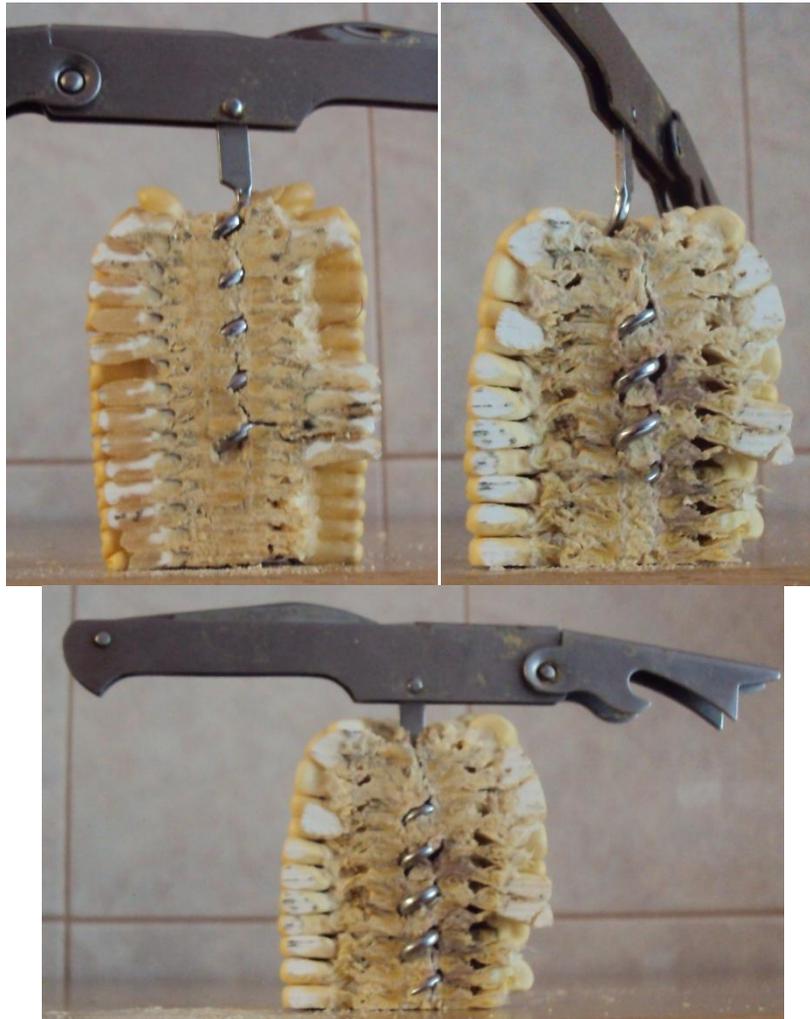


Figura.4.9.7 Espiral enroscada en el centro de la mazorca con una vista seccionada.

Por tal motivo se modifica la cabeza insertable en la mazorca sustituyendo las puntas de acero por una espiral que será enroscada en el centro de la mazorca, de igual forma proporcionará una forma de sujeción y conducción al sistema de corte con un menor esfuerzo, reduciendo de forma considerable la potencia del motor para enroscar la mazorca y facilitando la sujeción.

#### 4.10 BASE TEORICA PARA EL DISEÑO DE TORNILLOS DE POTENCIA

Los tornillos de potencia sirven para convertir movimiento rotatorio en un movimiento lineal en actuadores, tienen la capacidad de mover grandes cargas, por tal motivo se elige este tipo de tornillo en el sistema sujetador de mazorca para direccionar el movimiento al sistema de corte de grano.

Si la entrada giratoria proviene de un motor de pasos, en combinación con un tornillo de precisión, es posible conseguir un posicionamiento muy preciso.

##### Análisis de la fuerza y el par de torsión del tornillo de potencia.

**Roscas cuadradas.** Una rosca de tornillo es básicamente un plano inclinado, si desenroscáramos una revolución de la hélice, se vería como en la Figura.4.10.1, donde la inclinación del plano se conoce como ángulo de avance  $\lambda$ .

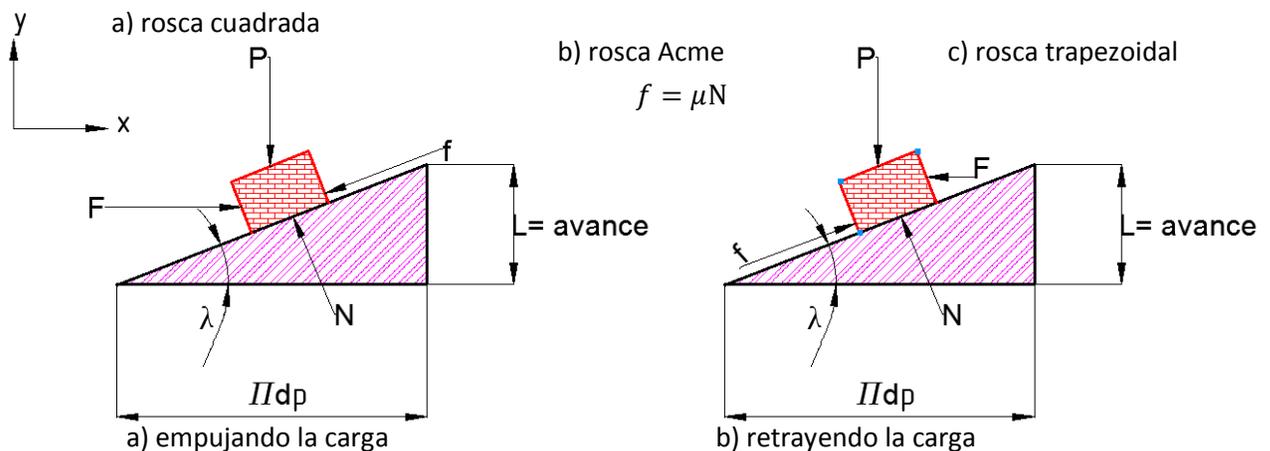


Figura.4.10.1 Análisis de fuerzas en la interfaz tuerca tornillo

Se observa de la Figura.4.10.1 la relación trigonométrica que forma el ángulo de avance la cual es expresada con la ecuación 2.0

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi d_p} \quad (2.0)$$

En el caso en el cual el tornillo empuja la carga (Figura.4.10.1) se suman las fuerzas en las direcciones  $x$  y  $y$  del diagrama de cuerpo libre.

$$\sum F_x = 0 = F - f \cos \lambda - N \sin \lambda = F - \mu N \cos \lambda - N \sin \lambda \quad (2.1)$$

$$F = N(\mu \cos \lambda + \sin \lambda)$$

$$\sum F_y = 0 = N \cos \lambda - f \sin \lambda - P = N \cos \lambda - \mu N \sin \lambda - P \quad (2.2)$$

$$N = \frac{P}{(\cos \lambda - \mu \sin \lambda)}$$

Donde  $\mu$  es el coeficiente de fricción entre el tornillo y la tuerca, al sustituir la ecuación 2.2 en 2.1 para dejar la fuerza en función de la carga a desplazar se obtiene.

$$F = P \frac{(\mu \cos \lambda + \sin \lambda)}{(\cos \lambda - \mu \sin \lambda)} \quad (2.3)$$

El par de torsión del tornillo  $T_{em}$  requerido para empujar la carga es.

$$T_{em} = F \frac{d_p}{2} = \frac{P d_p (\mu \cos \lambda + \sin \lambda)}{2 (\cos \lambda - \mu \sin \lambda)} \quad (2.4)$$

Para facilitar el cálculo, la ecuación 2.4 se pone en función del avance  $L$  por lo que al dividir el numerador y el denominador de la ecuación 2.4 entre coseno  $\lambda$  y sustituyendo el lado derecho de la ecuación 2.0 por tangente  $\lambda$  se puede expresar de la siguiente manera.

$$T_{em} = \frac{P d_p (\mu \pi d_p + L)}{2 (\pi d_p - \mu L)} \quad (2.5)$$

Esta expresión toma en consideración la interfaz tornillo-tuerca de una rosca cuadrada, pero el collarín de empuje también contribuye con un par de torsión de fricción el cual puede ser calculado con la ecuación 2.6.

$$T_c = \mu_c P \frac{d_c}{2} \quad (2.6)$$

Donde  $d_c$  es el diámetro medio del collarín de empuje y  $\mu_c$  es el coeficiente de fricción en el cojinete de empuje. Por lo que el torque total requerido para empujar la carga se calcula sumando la ecuación 2.5 y 2.6.

$$T_{tot1} = T_{em} + T_c = \frac{P d_p (\mu \pi d_p + L)}{2 (\pi d_p - \mu L)} + \mu_c P \frac{d_c}{2} \quad (2.7)$$

De igual forma se calcula el torque necesario para retraer el tornillo observando en la Figura.4.10.1 inciso (b) que los signos de la fuerza aplicada cambian de dirección modificando la ecuación 2.7 únicamente en los signos.

$$T_{tot2} = T_{re} + T_c = \frac{P d_p (\mu \pi d_p - L)}{2 (\pi d_p + \mu L)} + \mu_c P \frac{d_c}{2} \quad (2.8)$$

**Rosca ACME** El ángulo radial de una rosca Acme introduce un factor adicional en las ecuaciones del par de torsión. La fuerza normal entre el tornillo-tuerca se presenta en ángulo en dos planos, en el ángulo de avance  $\lambda$  como se ve en la Figura.4.10.2 y el ángulo  $\alpha$  que en los casos más comunes suele medir  $14.5^\circ$  por lo que se hace un análisis similar en la rosca cuadrada por medio de las ecuaciones 3.1 y 3.2.

$$T_{tot1} = T_{em} + T_c = \frac{Pd_p (\mu\pi d_p + L \cos \alpha)}{2 (\pi d_p \cos \alpha - \mu L)} + \mu_c P \frac{d_c}{2} \quad (3.1)$$

$$T_{tot2} = T_{em} + T_c = \frac{Pd_p (\mu\pi d_p - L \cos \alpha)}{2 (\pi d_p \cos \alpha + \mu L)} + \mu_c P \frac{d_c}{2} \quad (3.2)$$

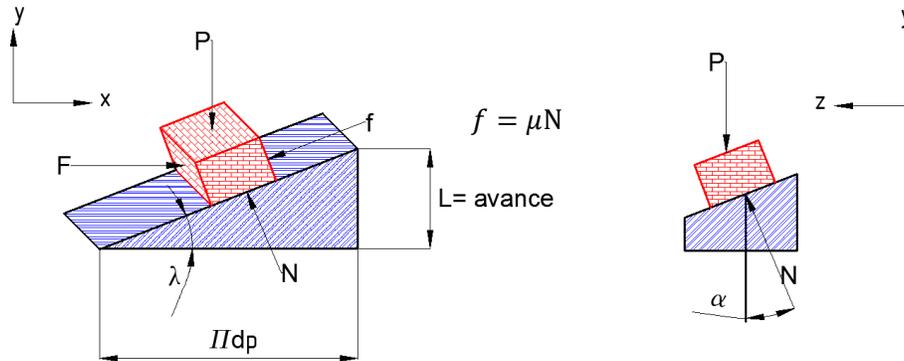


Figura4.10.2 Análisis de fuerzas para una interfaz tornillo y tuerca de rosca Acme

**Elección del tornillo de potencia** con la información investigada se propone utilizar un tornillo de rosca tipo ACME para transmitir el empuje al sistema de corte, con fines de facilitar la fabricación al igual que brinda soporte de la carga en sus dos direcciones de empuje y retracción, para elegir el tornillo se toma como referencia la Tabla 14-3 [Anderson, Barcelona 1975], con el promedio del centro de la mazorca o corazón se observó que es de 19 mm y un máximo de 70 mm con grano, con base en esta información se elige el tornillo de 1 pulgada de diámetro nominal o mayor.

**TABLA 14-3 Dimensiones principales de roscas Acme American Standard**

Véase la referencia 2 para una información más completa dimensional y de tolerancias

Diámetro mayor (in)	Hilos por pulgada	Paso de rosca (in)	Diámetro de paso (in)	Diámetro menor (in)	Área de esfuerzo a tensión (in <sup>2</sup> )
0.250	16	0.063	0.219	0.188	0.032
0.313	14	0.071	0.277	0.241	0.053
0.375	12	0.083	0.333	0.292	0.077
0.438	12	0.083	0.396	0.354	0.110
0.500	10	0.100	0.450	0.400	0.142
0.625	8	0.125	0.563	0.500	0.222
0.750	6	0.167	0.667	0.583	0.307
0.875	6	0.167	0.792	0.708	0.442
1.000	5	0.200	0.900	0.800	0.568
1.125	5	0.200	1.025	0.925	0.747
1.250	5	0.200	1.150	1.050	0.950

Las roscas múltiples son aquellas en que el paso real, o avance, es un múltiplo integral del paso ficticio. Una rosca múltiple que tenga dos entradas o filetes separados, se llama rosca doble; una que tenga tres entradas o filetes separados, se llama rosca triple y así sucesivamente como se muestra en la Figura.4.10.3.

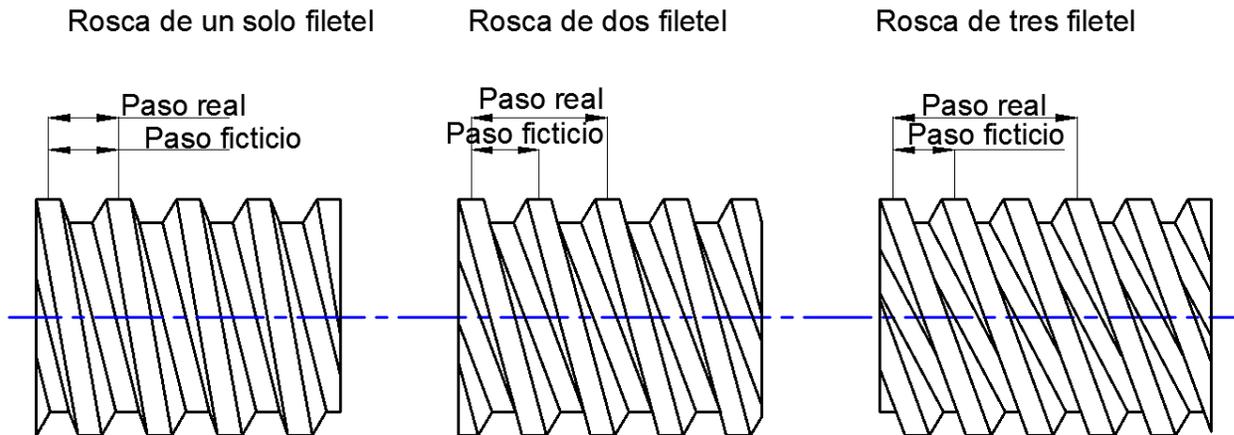


Figura.4.10.3 1.Relación entre paso real y el paso ficticio en las roscas múltiples.

Esto se ve reflejado en el avance del tornillo y el ángulo de avance donde:

Un tornillo de 1" pulgada (25.4 mm) de diámetro con cinco hilos por pulgada tiene un paso de 0.2 pulgadas (5.08 mm) y un diámetro de paso de 0.9 pulgadas (22.86 mm).

Para un tornillo de rosca simple se tiene:

$$L = \text{paso} = 0.2 \text{ in (5.08 mm)}$$

$$\text{Despejando de la ecuación (1) } \lambda \text{ obtenemos } \lambda = \tan^{-1} \left( \frac{L}{\pi d_p} \right)$$

$$\text{Sustituyendo: } \lambda = \tan^{-1} \left( \frac{0.2 \text{ in}}{\pi * 0.9 \text{ in}} \right) = 4.046^\circ \approx 4^\circ$$

Para un tornillo doble se tiene:

$$L = 2 * \text{paso} = 2(0.2 \text{ in}) = 0.4 \text{ in (10.16 mm)}$$

$$\text{Sustituyendo: } \lambda = \tan^{-1} \left( \frac{0.4 \text{ in}}{\pi * 0.9 \text{ in}} \right) = 8.052^\circ \approx 8^\circ$$

Para un tornillo triple se tiene:

$$L = 3 * \text{paso} = 3(0.2 \text{ in}) = 0.6 \text{ in (15.24 mm)}$$

$$\text{Sustituyendo: } \lambda = \tan^{-1} \left( \frac{0.6 \text{ in}}{\pi * 0.9 \text{ in}} \right) = 11.980^\circ \approx 12^\circ$$

Como se quiere avanzar la mayor cantidad de distancia en un menor tiempo se elige un rosca triple que proporciona un avance de 15.24 milímetros en una revolución del tornillo.

**Coefficientes de fricción** en la combinación de cojinetes simples son acero sobre bronce o acero sobre hierro fundido con un coeficiente de fricción de  $0.15 \pm 0.05$ , si se utiliza un cojinete de elemento giratorio como arandela de empuje simple su coeficiente de fricción es de 0.01 a 0.02.

Para realizar los cálculos teóricos que determinen el par de torsión en el tornillo, se propone utilizar una fuerza de 20 [Kg] que ejerce un humano promedio para empujar un objeto sin requerir un esfuerzo físico mayor y al multiplicarlo por la aceleración gravitacional para obtener la fuerza en unidades de Newton tenemos una fuerza de empuje de 196.2 [N], se le suma el peso del tornillo el cual se obtiene al obtener el volumen y con la densidad del acero encontramos la masa al multiplicarla por la gravedad obtendremos la fuerza, en este caso se considera usar un tornillo que mida 300 mm de longitud, se tiene.

$$V = A * L = (\pi r^2)L = \pi \left( \frac{0.0254 [m]}{2} \right)^2 (0.3 [m]) = 1.5201 \times 10^{-4} [m^3]$$

$$m = \rho V = 7860 [Kg/m^3] * 1.5201 \times 10^{-4} [m^3] = 1.1948 [Kg]$$

Sumando el peso de la cabeza del tornillo y la parte sin cuerda para soportar el siguiente elemento de inserción se propone un peso se 1.5 [Kg] equivalente a 14.715[N] al sumar la fuerza del humano más el peso del tornillo tenemos una fuerza de 210.915 [N].

Utilizando las ecuaciones 3.1 y 3.2 se tiene:

$$T_{tot1} = \frac{210.915[N]0.02286[m]}{2} \frac{(0.15 * \pi * 0.02286[N] + 0.01524 [m] \cos 14.5^\circ)}{(\pi * 0.02286[m] \cos 14.5^\circ - 0.15 * 0.01524)} + 0.15 * 210.915[N] \frac{0.02286[m]}{2}$$

$$T_{tot1} = 1.2767 [N. m] \text{ de empuje}$$

$$T_{tot2} = \frac{210.915[N]0.02286[m]}{2} \frac{(0.15 * \pi * 0.02286[N] - 0.01524 [m] \cos 14.5^\circ)}{(\pi * 0.02286[m] + 0.15 * 0.01524)} + 0.15 * 210.915[N] \frac{0.02286[m]}{2}$$

$$T_{tot2} = 0.22792 [N. m] \text{ de retracción}$$

**Eficiencia del tornillo** se define como el trabajo de salida/trabajo de entrada. El trabajo efectuado sobre un tornillo de potencia es el producto del par de torsión y el desplazamiento angular (en radianes), mismo que para una revolución del tornillo es:

$$W_{en} = 2\pi T \tag{4.1}$$

El trabajo entregado en una revolución es la fuerza de carga multiplicada por el avance:

$$W_{sal} = PL \tag{4.2}$$

La eficiencia se define como:

$$e = \frac{W_{Salida}}{W_{entrada}} = \frac{PL}{2\pi T} \tag{4.3}$$

Sustituyendo en la ecuación 3.1 (despejando el término de fricción del collarín) da:

$$e = \frac{L \pi d_p \cos \alpha - \mu L}{\pi d_p \pi \mu d_p + L \cos \alpha} \tag{4.4}$$

Que es posible simplificar, sustituyendo en la ecuación 2.0:

$$e = \frac{\cos \alpha - \pi \tan \lambda}{\cos \alpha + \mu \cot \lambda} \tag{4.5}$$

Utilizando el resultado del par de torsión de entrada se calcula la eficiencia del tornillo usando la

ecuación 4.3 se obtiene:  $e = \frac{W_{Salida}}{W_{entrada}} = \frac{210.915[N]*0.01524[m]}{2\pi*1.2767[N.m]} = 0.40 * 100 = 40\%$

Un coeficiente elevado de fricción reduce la eficiencia, se observa que la eficiencia es cero cuando el ángulo de avance  $\lambda=0$ , donde no se efectúa ningún trabajo útil para empujar la carga, la eficiencia también se acerca a cero a ángulos de avance elevados, porque el par de torsión sólo incrementa la fuerza perpendicular o normal sin ningún componente útil para hacer girar la tuerca. Esto se observa en la Figura 4.10.4.

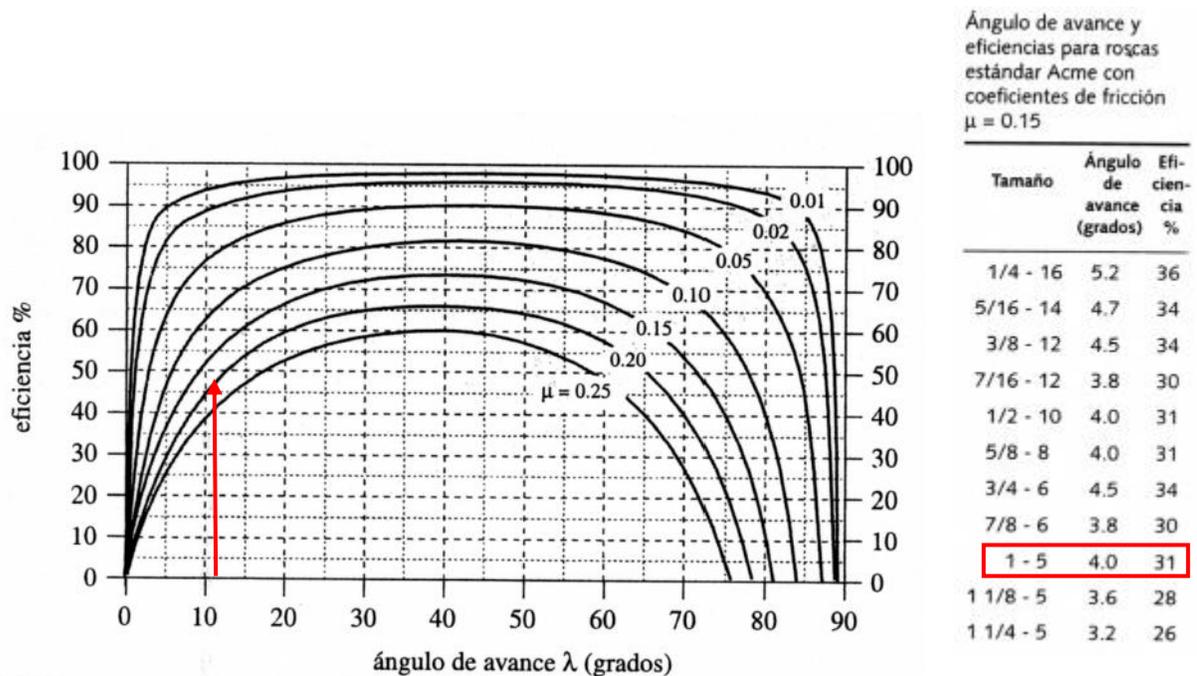


Figura.4.10.4 Eficiencia para un tornillo Acme (despreciando la fricción del collarín de impulso)

Se observa que al modificar el ángulo de avance mejoramos la eficiencia de 31% a 40% la cual se puede ver en la Figura.4.10.4.

### ESFUERZOS EN LAS ROSCAS

Cuando una tuerca se acopla en una rosca, todos los hilos del acoplamiento deben compartir la carga, la falta de precisión en el espaciado de los hilos, hace que casi toda la carga sea tomada por el primer par de hilos. Por lo que el procedimiento para calcular el esfuerzo en roscas es suponer el peor caso en donde un par de roscas toman la totalidad de la carga. El otro extremo sería suponer que todas las roscas acopladas comparten la carga por igual. Ambas suposiciones se aplican para calcular los esfuerzos estimados en la rosca. El esfuerzo real quedará entre estos extremos, pero tal vez más cerca de la suposición de una sola rosca.

**Esfuerzo cortante** un posible modo de falla es por cortante lo que implica que las roscas del tornillo o la tuerca se barran, esto se debe principalmente al tipo de material, si el material de la tuerca es más débil, sucede que la rosca se barre en su diámetro mayor. Si el tornillo es el más débil, suele barrer su rosca en su diámetro menor. Si ambos tienen materiales de igual resistencia, el conjunto se llega a barrer a lo largo del diámetro del paso, por lo cual es importante la selección de materiales.

Para realizar un estimado como se menciona anteriormente en la distribución de la carga en los hilos de las roscas, el área cortante de barrido  $A_s$  para una rosca de tornillo es el área del cilindro de su diámetro menor  $d_r$ , considerando que ambos son del mismo material.

$$A_s = \pi d_r w_i p \tag{5.1}$$

Sustituyendo valores se obtiene:

$$A_s = \pi * 0.8 [in] * 0.77 * 0.2 [in] = 0.387 [in^2] = 249.705 [mm^2]$$

Donde  $p$  es el paso de la rosca y  $w_i$  es el factor que define el porcentaje del paso ocupado por el metal en el diámetro menor, en la Figura.4.10.5 se muestran valores de  $w_i$  para varias formas de rosca comunes.

Factores de área para el área de cortante de barrido de rosca

Tipo de rosca	$w_i$ (menor)	$w_o$ (mayor)
UNS/ISO	0.80	0.88
Square	0.50	0.50
Acme	0.77	0.63
Buttress	0.90	0.83

Figura.4.10.5 Tabla de factores de área

En el caso de la rosca de la tuerca, que se barre en su diámetro mayor, el área del cortante de una rosca de tornillo es:

$$A_s = \pi d_r w_0 p \quad (5.2)$$

Donde el valor correspondiente a  $w_0$  en el diámetro mayor se muestra en la Figura.4.10.5.

Sustituyendo en la ecuación 6.2 se obtiene:

$$A_s = \pi * 0.8[in] * 0.63 * 0.2 [in] = 0.316 [in^2] = 204.303 [mm^2]$$

El esfuerzo cortante para el barrido de rosca  $\tau_s$  se determina a partir de:

$$\tau_s = \frac{F}{A_s} \quad (5.3)$$

Sustituyendo valores en la ecuación 6.3 se obtiene:

Análisis en de barrido en el diámetro menor suponiendo que toda la fuerza se concentra en un hilo de de la rosca.

$$\tau_s = \frac{210.915[N]}{2.49705 \times 10^{-4} [m^2]} = 844.656 [kPa]$$

Análisis de barrido en el diámetro mayor suponiendo toda la fuerza concentrada en un solo hilo de la rosca.

$$\tau_s = \frac{210.915[N]}{2.04303 \times 10^{-4} [m^2]} = 1.03236 [MPa]$$

Se compara los resultados con la tabla de propiedades de los materiales del libro (Mazurek, 2010) en su apéndice "B" Figura.4.10.6 y se observa que el valor de esfuerzo cortante para los materiales que son empleados para hacer tornillos son mayores a los obtenidos con lo cual aseguramos que el tornillo no tendrá tendencia a barrerse.

Material	Densidad, kg/m <sup>3</sup>	Resistencia última			Cedencia <sup>3</sup>	
		Tensión, MPa	Compresión, <sup>2</sup> MPa	Cor-tante, MPa	Tensión, MPa	Cor-tante, MPa
<b>Acero</b>						
Estructural (ASTM-A36)	7 860	400			250	145
Alta resistencia-aleacion baja						
ASTM-A709 Grado 345	7 860	450			345	
ASTM-A913 Grado 450	7 860	550			450	
ASTM-A992 Grado 345	7 860	450			345	
Templado						
ASTM-A709 Grado 690	7 860	760			690	
Inoxidable, AISI 302						
Laminado en frío	7 920	860			520	
Recocido	7 920	655			260	150
Acero de refuerzo						
Resistencia media	7 860	480			275	
Alta resistencia	7 860	620			415	
<b>Fundición</b>						
Fundición gris						
4.5% C, ASTM A-48	7 200	170	655	240		
Hierro fundido						
2% C, 1% Si, ASTM A-47	7 300	345	620	330	230	

Figura.4.10.6 Tabla de propiedades de los Materiales

**Longitud mínima de la tuerca** Para evitar que la rosca se barra es recomendable tener una longitud de rosca adecuada, ya que la carga requerida para barrer la cuerda será igual a la carga necesaria para que falle la cuerda del tornillo a tensión. En el caso de roscas Acme de mayor diámetro, la longitud de barrido de una tuerca con una longitud  $\geq 0.6d$  excederá la resistencia a tensión del tornillo. Esta cifra es válida si el tornillo y la tuerca son del mismo material. Para la tuerca en estudio la longitud debe ser mayor a 15.24 mm.

**Esfuerzo a torsión** cuando se trasmite un par de torsión a través de un tornillo de potencia, en él se puede desarrollar un esfuerzo a torsión. El par de torsión que tuerce al tornillo depende de la flexión en la interfaz entre tornillo y tuerca. Si el tornillo y la tuerca están bien lubricados, menos del par de torsión aplicado será transmitido al tornillo, y más será absorbido entre tuerca y superficie sujeta. Si la tuerca esta oxidada y sujeta al tornillo, entonces el par de torsión aplicado torcerá al tornillo provocando el degollamiento del mismo. En un tornillo de potencia, si el collarín de empuje es de baja presión, todo el par de torsión aplicado en la tuerca generará un esfuerzo de torsión en el tornillo. Por lo que, para tomar en consideración el caso peor de una alta fricción en las roscas, utilice el par de torsión aplicando la ecuación correspondiente al esfuerzo a torsión en una sección redonda. En este cálculo deberá utilizarse el diámetro menor  $d_r$  de la rosca.

$$\tau = \frac{T_r}{J} = \frac{16T}{\pi d_r^3} \tag{5.4}$$

Analizando y sustituyendo valores en la ecuación 6.4 se obtiene:

$$\tau = \frac{T_r}{J} = \frac{16 * 1.2767 [N.m]}{\pi * (0.02032 [m])^3} = 774.9752 [kPa]$$

Comparar con tablas de la Figura.4.10.7 el valor obtenido esta dentro de los límites si afectar su funcionamiento del tornillo.

### PROCESOS DE MANUFACTURA

La rosca de un solo filete, o de una entrada, es aquella en que el paso de la hélice, o paso real, es igual al paso entre filetes, o paso ficticio. Al paso real se le designa el nombre de avance.

Con base en la información anterior se explico que las roscas que permiten transmitir movimiento lineal en ambas direcciones con carga son la rosca tipo Acme y la rosca cuadrada, por lo que se da información de manufactura de estas dos tipos de roscas.

La rosca cuadrada es aquella en que el ancho del filete, la profundidad del mismo y el espacio entre filetes son aproximadamente iguales. Como se mencionó anteriormente son difíciles de maquinar, es necesario que el espacio entre filetes de la tuerca se deje algunas centésimas de milímetro mayor que el espesor del filete, a fin de proporcionar la holgura adecuada. Esta rosca en la actualidad es poco usada y ha sido sustituida por la rosca trapecial (rosca Acme).

En una rosca cuadrada, la profundidad del filete es igual a la mitad del paso, o a  $0.5/N$ , siendo N el número de filetes por pulgada. Por tanto el diámetro del agujero a barrenar se obtendrá respetando el paso del diámetro exterior, o bien respetando el doble de la profundidad del filete, del diámetro exterior. Por ejemplo, si se trata de una rosca cuadrada de 25.4 mm de diámetro y 5.08 mm de paso, el diámetro del agujero a barrenar será:

$$25.4 - 5.08 = 20.32 \text{ mm} = 0.8 \text{ in diametro menor}$$

Y si se trata de una rosca cuadrada interior de 1" y cinco filetes por pulgada, el diámetro a barrenar será:

$$1 - 2\left(\frac{0.5}{5}\right) = 0.8 \text{ in}$$

La rosca trapecial es una modificación de la rosca cuadrada, ésta es más fácil de maquinar. La rosca trapecial americana, llamada rosca Acme, tiene un ángulo entre filetes de  $29^\circ$  y es extensamente utilizada para tornillos de avance en las máquinas herramienta. Los parámetros de maquinado se muestran en la Figura.4.10.8.

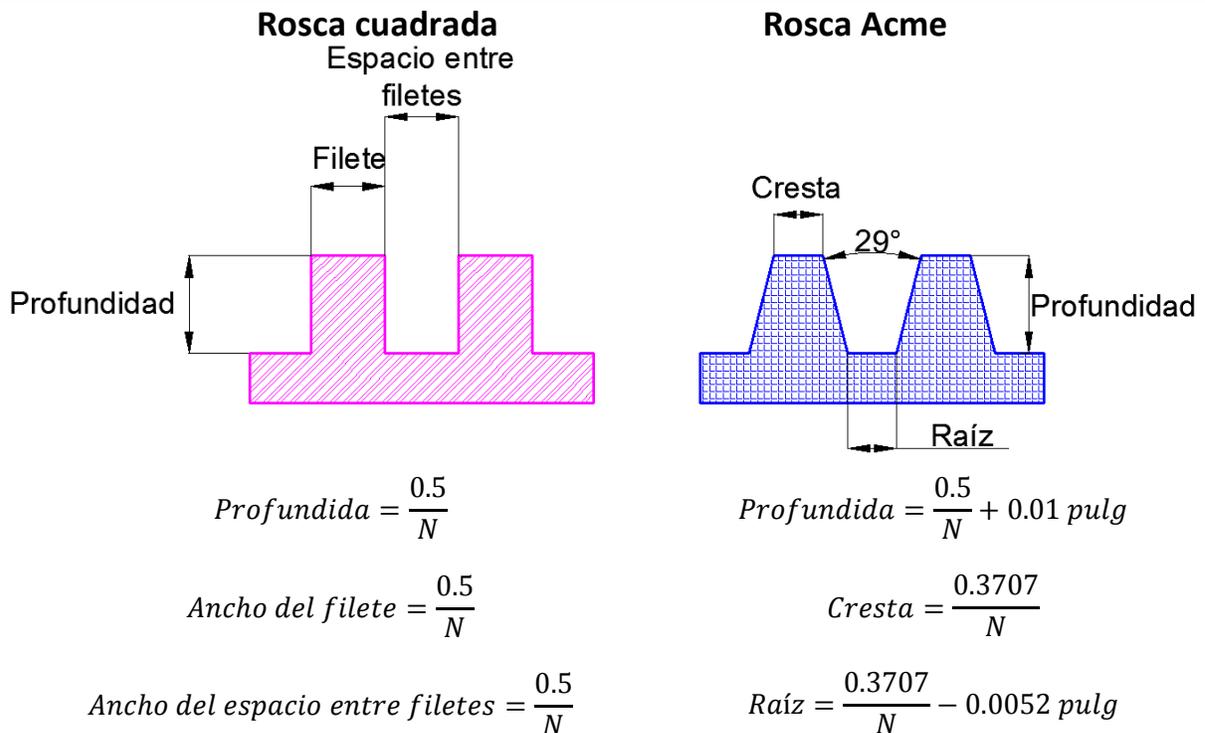


Figura.4.10.8 Parámetros para las roscas cuadradas y Acme

En el afilado de herramientas de corte y también para ajustar ésta perpendicularmente a la pieza, se emplea una galga de rosca Acme Figura.4.10.9, las muescas que presenta la galga en sus cantos sirve para comprobar el ancho correcto de las puntas de la cuchilla de acuerdo al número de filetes por pulgada especificado para tal rosca.

En Europa la rosca cuadrada ha sido sustituida por la rosca de perfil trapecial con un ángulo de filete de 30°. Cuando esta rosca se emplea como órgano de transmisión de fuerza, debe redondearse el perfil en el núcleo del tornillo con un radio de 0.25 mm para pasos hasta 12mm, y de 0.5 mm para pasos desde 14 mm en adelante.

En este tipo de roscas se pueden fabricar en tres tipos de calidad de maquinado, calidad basta, calidad media y calidad fina; el grado más usado es el correspondiente a la calidad media. Las relaciones entre diámetros son las siguientes:

- Diámetro exterior del tornillo = d
- Diámetro en el núcleo del tornillo=  $d_n = d - 2f$
- Diámetro mayor de la tuerca=  $D = d + 2a$
- Diámetro menor de la tuerca=  $D_1 = d - 2(f_1 - a)$
- Diámetro de flancos de tornillo y tuerca=  $d_m = d - 0.5p$

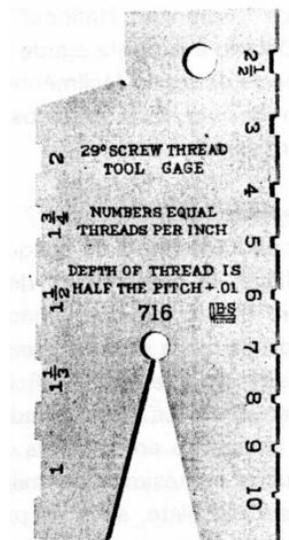


Figura.4.10.9 Galga para rosca Acme

El juego “a” es de 0.25 mm cuando el paso es inferior a 14mm, y de 0.5 mm para pasos de 14 mm y mayores. El juego “b” es de 0.5 mm para paso hasta 4mm, de 0.75 mm para pasos de 5 mm hasta 12 mm, y de 1.5 mm para pasos mayores de 12 mm. Estos parámetros se muestran en la Figura.4.10.10.

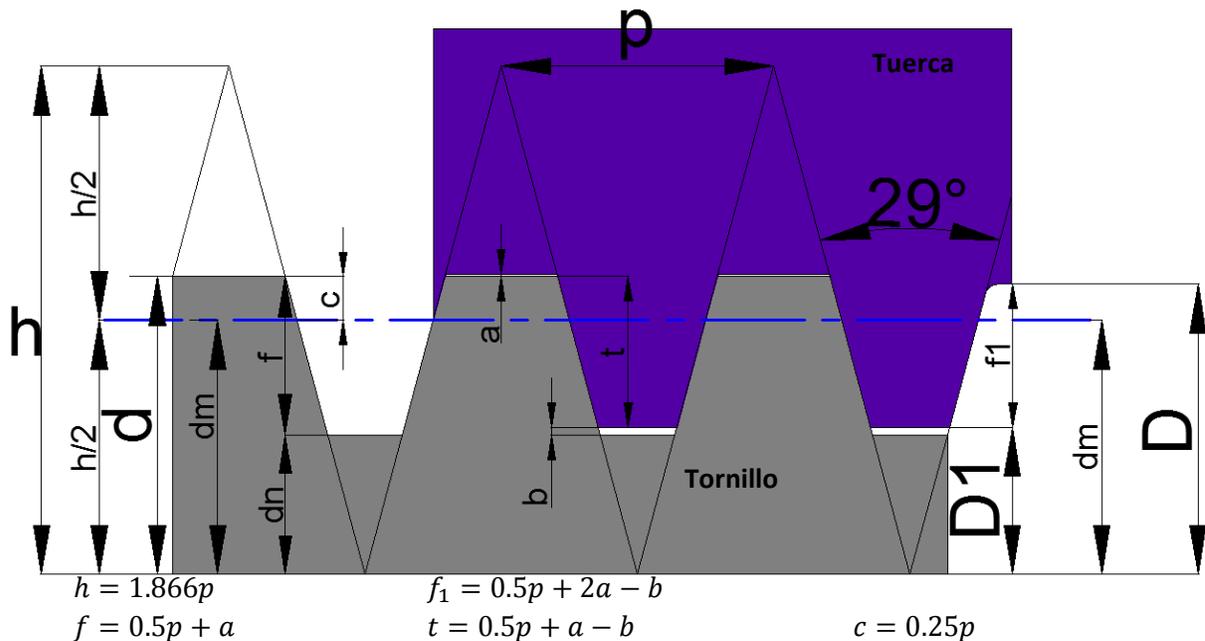


Figura.4.10.10 Perfil y dimensiones de la rosca trapecial de 29°

La información que debe contener el plano para fabricar el tornillo Acme y trapecial son:

1. El diámetro mayor
2. El paso o el numero de filetes por pulgada
3. La clase de rosca

Las roscas pueden producirse.

1. A mano con macho o terraja
2. En torno con herramientas de corte especialmente perfiladas
3. En máquinas especiales usando frezas giratorias
4. Por laminado en máquinas especiales, utilizando matrices
5. En máquina rectificadora de rosca.

#### 4.11 BASE TEORICA PARA EL DISEÑO DE ENGRANES RECTOS

Los engranes cilíndricos rectos son ruedas dentadas cuyo elemento de diente son rectos y paralelos al eje del árbol correspondiente, se emplea para transmitir el movimiento y potencia entre ejes paralelos.

**La relación de velocidad**  $m_w$  es el coeficiente de la velocidad angular del engrane motor y la velocidad angular del engrane conducido. En el caso de engranes cilíndricos rectos, esta relación varía en razón inversa de los diámetros primitivos y el número de dientes. Es decir.

$$m_w = \frac{w_1}{w_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (1)$$

Donde “w” es la velocidad angular en radianes por minuto, “n” es la velocidad angular en rpm, “D” es el diámetro primitivo y “N” es el número de dientes en el engrane.

**La circunferencia base conocida se forma a través de la circunferencia primitiva** es donde se localiza el ángulo de presión “ $\phi$ ” la cual genera la envolvente del diente del engrane. En engranes rectos, el ángulo de presión preferido es de 20° aunque también es usado el ángulo de 14 ½ °.

**El Paso** es una medida del espaciamiento y usualmente también del tamaño, de los dientes, son empleados dos tipos de paso, el **circular** y el **diametral**.

El **paso circunferencial**  $P_c$  es la distancia medida sobre la circunferencia primitiva desde un punto de un diente hasta el punto correspondiente del diente continuo. Sea D el diámetro de la circunferencia primitiva y  $N_g$  el número de dientes del engranaje. Entonces la longitud de la circunferencia primitiva  $\pi D$  dividida por el número de dientes  $N_g$  dará el valor del paso circunferencial  $P_c$ .

La lista de módulos o pasos diametrales de un fabricante de engranes no suelen ser los mismos necesariamente, por lo que se recomienda usar los siguientes módulos recomendados: 1; 1.25; 1.5; 2; 2.5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20, o bien ángulos de paso siguientes: 2; 2.25; 2.5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16.

**Longitud de acción y relación de contacto.** La longitud de acción Z es la longitud del segmento de la línea de acción comprendida entre los puntos inicial y final de contacto y ésta dada por:

$$Z = (r_{a2}^2 - r_{b2}^2)^{1/2} + (r_{a1}^2 - r_{b1}^2)^{1/2} - C \sin \phi \quad (2)$$

Donde  $r_{a1}$  y  $r_{a2}$  son los radios de las circunferencias de addendum o exteriores de las ruedas conjugadas,  $r_{b1}$  y  $r_{b2}$  son los radios de las circunferencias base y C es la distancia entre centros  
Figura.4.11.1.

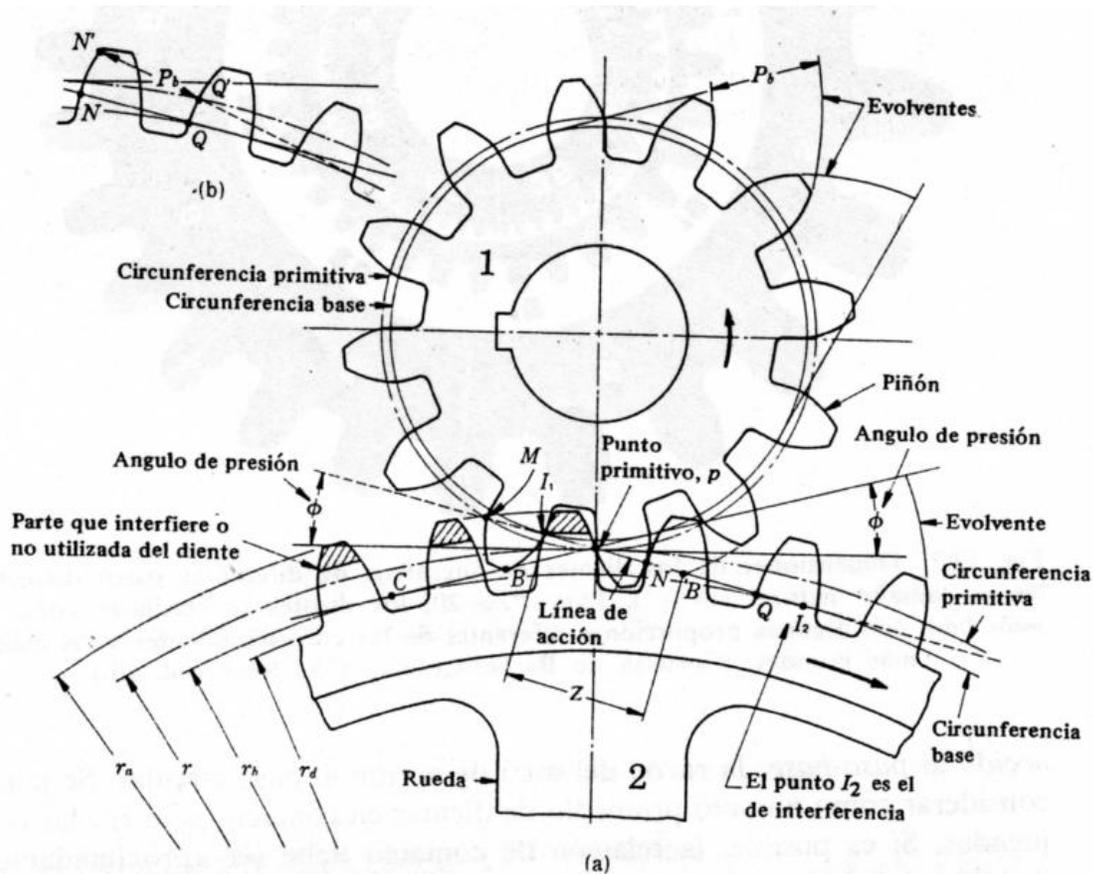


Figura.4.11.1 Acción de los dientes de engranaje. El paso-base  $P_b=NQ=N'Q'$ , como se ve en (b), parte superior izquierda. Los radios de curvatura de los perfiles de evolvente en la circunferencia primitiva son: para la rueda,  $C_p$ ; para el piñón,  $I_1, p$ .

La relación de contacto  $m_c$  se define de varias maneras; es la razón del ángulo de acción al ángulo de paso; la razón de la longitud de acción al paso-base, la razón del arco de acción al paso circular, esta relación debe ser aproximadamente 1.25 a 1.6 para obtener las mejores condiciones de funcionamiento. Una relación de contacto menor que la unidad, significa que un par de dientes deja de hacer contacto antes de que el par siguiente haya alcanzado su punto inicial de contacto, y la transmisión no es continua.

$$m_c = \frac{Z}{P_b} = \frac{Z}{P_c \cos \phi} \quad (3)$$

**Sistemas de engranajes de evolvente intercambiables.** En un sistema de engranajes de dientes

Con la información analizada se escoge un engrane que geoméricamente pueda contener en su centro la cuerda, que servirá de tuerca para el tornillo de potencia y de igual forma permita contener un balero que gire en forma radial para permitir el trabajo del tornillo de potencia, con la finalidad de facilitar el proceso de manufactura se escogen dos engranes estándares de la tabla 72 del libro (Shorth, 2004) Figura.4.11.2.

Estilo	Número de dientes	TAMAÑOS EN PULGADAS				TAMAÑOS EN SISTEMA METRICO (mm)			
		Paso 8		Cara de 1.25		Módulo de 3.18		Cara de 30	
		Diámetro de paso	Orificio	Diámetro	Proyección	Diámetro de paso	Orificio	Diámetro	Proyección
ACERO PURO	12	1.500	.750	1.12	.75	38.2	20	28	20
	14	1.750	.750	1.38	.75	44.5	20	35	20
	15	1.875	.875	1.50	.75	47.7	22	40	20
	16	2.000	.875	1.62	.75	50.9	22	40	20
	18	2.250	.875	1.88	.75	57.2	22	48	20
	20	2.500	.875	2.12	.75	63.6	22	54	20
	22	2.750	.875	2.38	.75	70.0	22	60	20
	24	3.000	.875	2.12	1.00	76.3	22	54	25
	28	3.500	.875	2.25	1.00	89.0	22	56	25
	30	3.750	.875	2.25	1.00	95.4	22	56	25
	32	4.000	1.000	2.25	1.00	101.8	25	56	25
	36	4.500	1.000	2.50	1.00	114.5	25	64	25
40	5.000	1.000	2.50	1.00	127.2	25	64	25	

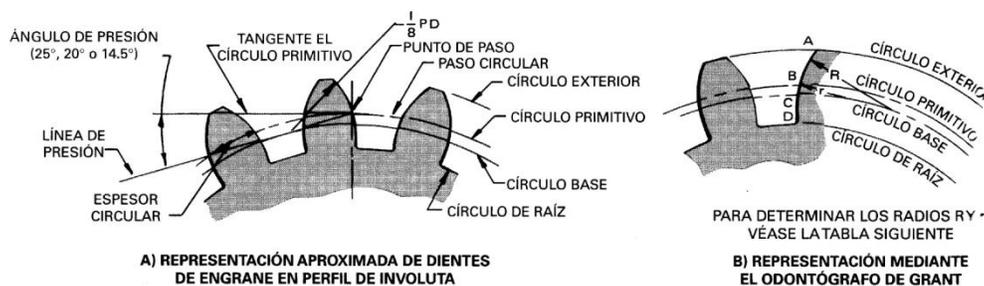


**ENGRANAJES RECTOS CILÍNDRICOS DE ACERO Y HIERRO**  
**ÁNGULO DE PRESIÓN 14.5°**  
 (No opera con engranes a 20°)

**ENGRANAJES RECTOS CILÍNDRICOS DE ACERO Y HIERRO**  
**ÁNGULO DE PRESIÓN 20°**  
 (No opera con engranes a 14.5°)



**Tabla 72** Engranaje recto cilíndrico de paso 8 (módulo de 3.18). (Boston Gear Works)



ENGRANES EN PULGADAS RADIOS EN PULGADAS			ENGRANES EN MILÍMETROS RADIOS EN MILÍMETROS	
RADIO R DIVIDIR NÚM. ENTRE DP	RADIO r DIVIDIR NÚM. ENTRE DP	NÚM. DE DIENTES	RADIO R MULTIPLICAR NÚM. POR MDL	RADIO r MULTIPLICAR NÚM. POR MDL
2.51	0.96	12	2.51	0.96
2.62	1.09	13	2.62	1.09
2.72	1.22	14	2.72	1.22
2.82	1.34	15	2.82	1.34
2.92	1.46	16	2.92	1.46
3.02	1.58	17	3.02	1.58
3.12	1.69	18	3.12	1.69
3.22	1.79	19	3.22	1.79
3.32	1.89	20	3.32	1.89
3.41	1.98	21	3.41	1.98
3.49	2.06	22	3.49	2.06
3.57	2.15	23	3.57	2.15

**Figura.4.11.2** Elección de engranes, de color rojo el engrane mayor, de color azul el engrane menor.

Se analiza la longitud de acción y su relación de contacto tomado como antecedente la ecuación 2 y 3 de la teoría de engranes mencionada anteriormente obteniendo:

Engrane con diámetro de paso  $PD = 70$  [mm] con un paso  $P = 8$  [in] y un módulo  $M = 3.18$  [mm] con un número de dientes  $N = 22$  se generan los datos a partir de las siguientes ecuaciones:

Diámetro raíz  $RD_2 = PD - 2.314M = 70[\text{mm}] - 2.314(3.18 [\text{mm}]) = \mathbf{62.64148 [\text{mm}]}$

Diámetro Exterior  $OD_2 = PD + 2M = 70 [\text{mm}] + 2(3.18 [\text{mm}]) = \mathbf{76.36 [\text{mm}]}$

Círculo base  $BC = PD \cos \phi$  donde  $\phi$  es el ángulo de presión  $\phi = 20^\circ$

$BC = 70 [\text{mm}] \cos 20^\circ = \mathbf{65.78 [\text{mm}]}$

Espesor Circular  $T = \pi PD / 2N = \pi(70 [\text{mm}]) / 2(22) = \mathbf{4.999 \approx 5 [\text{mm}]}$

Paso circular  $CP = \pi M = \pi(3.18 [\text{mm}]) = \mathbf{9.999 \approx 10 [\text{mm}]}$

Anchura de la cara  $b$  de la ecuación 11 que posteriormente se comentará  $8M < b < 12.5M$   $8(3.18 [\text{mm}]) < b < 12.5(3.18 [\text{mm}])$   $\mathbf{25.44[\text{mm}] < b < 39.75[\text{mm}]}$

Engrane con diámetro de paso  $PD = 38.2 [\text{mm}]$  con un paso  $P = 8 [\text{in}]$  y un modulo  $M = 3.18 [\text{mm}]$  con un número de dientes  $N = 12$  se generan los datos a partir de las siguientes ecuaciones:

Diámetro raíz  $RD_1 = PD - 2.314M = 38.2 [\text{mm}] - 2.314(3.18 [\text{mm}]) = \mathbf{30.84148 [\text{mm}]}$

Diámetro Exterior  $OD_1 = PD + 2M = 38.2 [\text{mm}] + 2(3.18 [\text{mm}]) = \mathbf{44.56 [\text{mm}]}$

Círculo base  $BC = PD \cos \phi$  donde  $\phi$  es el ángulo de presión  $\phi = 20^\circ$

$BC = 38.2 [\text{mm}] \cos 20^\circ = \mathbf{35.9 [\text{mm}]}$

Espesor Circular  $T = \pi PD / 2N = \pi(38.2 [\text{mm}]) / 2(12) = \mathbf{5 [\text{mm}]}$

Paso circular  $CP = \pi M = \pi(3.18 [\text{mm}]) = \mathbf{9.999 \approx 10 [\text{mm}]}$

Usando la ecuación 2 tomando como referencia la Figura.4.11.3

$$Z = (r_{a2}^2 - r_{b2}^2)^{1/2} + (r_{a1}^2 - r_{b1}^2)^{1/2} - C \sin \phi$$

Donde:

$r_{a2} = OD_2 / 2 = 76.36 [\text{mm}] / 2 = \mathbf{38.18 [\text{mm}]}$ ;  $r_{b2} = RD_2 / 2 = 62.64148 [\text{mm}] / 2 = \mathbf{31.32074 [\text{mm}]}$

$r_{a1} = OD_1 / 2 = 44.56 [\text{mm}] / 2 = \mathbf{22.28 [\text{mm}]}$ ;  $r_{b1} = RD_1 / 2 = 30.84148 [\text{mm}] / 2 = \mathbf{15.42074 [\text{mm}]}$

$$Z = (38.18^2 - 31.32074^2)^{1/2} + (22.28^2 - 15.42074^2)^{1/2} - 65.78 \sin 20^\circ = \mathbf{14.6815 [\text{mm}]}$$

Usando la ecuación 3

$$m_c = \frac{14.6815 [\text{mm}]}{10 [\text{mm}] \cos 20^\circ} = \mathbf{1.562}$$

Con esto demostramos que la relación de engranes es adecuada y se puede usar para transmitir el movimiento al tornillo de potencia.

En un engrane los dientes son los que están sometidos a cargas para la transmisión de fuerza y potencia, por tal motivo es de importancia analizar su resistencia, definiremos “W” como la fuerza resultante que actúa sobre el diente de engrane, la cual está situada sobre la línea generatriz o línea de presión, y su línea de aplicación se desplaza desde la parte superior (o inferior) del diente hasta la parte inferior (o superior) del mismo, de la fuerza “W” se descompone en “N” que es la fuerza normal y  $F_s$  es la fuerza de transmisión o fuerza radial, en un ensamble ideal y perfecto estas fuerzas están distribuidas uniformemente en toda la longitud del diente. Se considera al diente como una viga en voladizo, en la Figura.4.11.3 (a) se observa que el esfuerzo es máximo cuando un diente soporta toda la carga en su extremo superior, si la relación de contacto es mayor que la unidad y los dientes son geoméricamente exactos, en la transmisión de fuerza y potencia participa otro diente cuando la parte superior del primero está en contacto. En una relación de contacto menor a dos, el diente soportara la carga como en la Figura.4.11.3 (b).

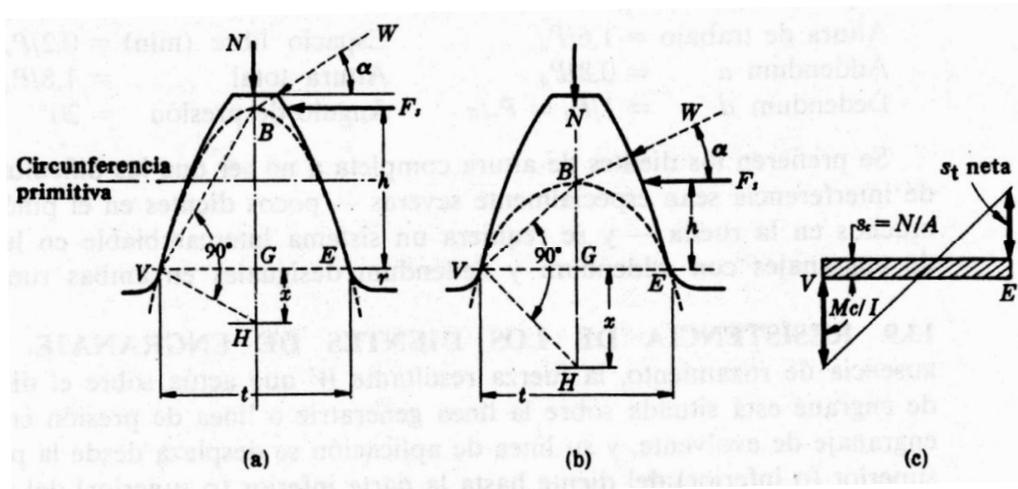


Figura.4.11.3 Fuerzas que actúan sobre un diente

La fuerza N produce un esfuerzo uniforme de compresión sobre cualquier sección del diente, la componente  $F_s$  produce un esfuerzo flector: Tracción en E y compresión en V. El efecto a compresión debido a N se omite en los cálculos debido a que se emplean materiales con un alto nivel de resistencia a compresión como lo son los metales.

Analizando  $F_s$  que actúa en B con un brazo de momento h, el momento flector en la sección VE es  $M=F_s \cdot h$ . Con la anchura de la carga b, el modulo de la flexión de la sección rectangular en VE es  $Z=bt^2/6$ . Siendo  $M=sZ$ , igualando ambas expresiones tenemos.

$$F_s h = s \frac{bt^2}{6} \tag{4}$$

En la sección VE el esfuerzo es el máximo para la carga  $F_s$ . Considerar “s” y “b” constantes donde “s” es la resistencia la cual es constante en todo el diente se obtiene  $h=(s/6F_s)t^2=Ct^2$ , ésta representa

la ecuación de una parábola en la cual se muestra que el máximo esfuerzo se encuentra en la sección VE.

Con la finalidad de facilitar el cálculo se relacionan los triángulos semejantes BVG y GVH para obtener  $x/(t/2)=(t/2)/h$  de esta igualdad despejamos  $h=t^2/4x$  sustituyendo en la ecuación (11) se obtiene.

$$\frac{F_s t^2}{4x} = s \frac{bt^2}{6} \quad \text{eliminando } t^2 \quad F_s = sb \frac{4x}{6} = sb \frac{2x}{3} \quad (5)$$

Al dividir y multiplicar el segundo miembro de la ecuación (12) por el paso diametral  $P_d$  obtenemos

$$F_s = \frac{sb}{P_d} \left( \frac{2xP_d}{3} \right) \quad (6)$$

Se le denomina **factor de forma** de Lewis y es designada por Y;  $Y=2xP_d/3$  de tal forma se obtiene la ecuación de Lewis puede ser utilizada en sistema inglés como:

$$F_s = \frac{sbY}{P_d} \quad \text{o} \quad F_s = sbP_c y \quad (7)$$

Donde  $P_d = \pi/P_c$   $Y = \pi y$

En sistema métrico se tiene:

$$F_s = \frac{sbYM}{10} \quad \text{o} \quad F_s = sbP_c y \quad (8)$$

Donde  $P_c = \pi M$   $Y = \pi y$

De la tabla AT 24 del libro (Faires) Figura.4.11.7, se dan los valores experimentales con un paso diametral normalizado, si se adopta otra forma de los dientes, se dibuja el diente a escala mayor, se sitúa la línea de acción de la carga en el punto deseado, se mide x de la Figura.4.10.14 y se obtiene  $Y=2xP_d/3$ .

La concentración de esfuerzos se presenta en el punto donde hacen contacto los dientes, y en radio de curvatura o esquinas que deja la herramienta de corte para los cuales no existe una norma única, Los coeficientes de concentración de esfuerzo deben estar  $1.345 < K_f < 1.47$  los cuales son una aproximación en un experimento que realizaron Dolan y Broghamer los cuales propusieron las siguientes ecuaciones de acuerdo con sus experimentos fotoelásticos:

$$K_f = 0.22 + \left( \frac{t}{r} \right)^{0.2} \left( \frac{t}{h} \right)^{0.4} \quad \text{para } 14^{1/2^\circ} \quad (9)$$

$$K_f = 0.18 + \left( \frac{t}{r} \right)^{0.2} \left( \frac{t}{h} \right)^{0.4} \quad \text{para } 20^\circ$$

Donde  $r$  es el radio mínimo de la concavidad de enlace,  $h$  es la altura de actuación de la carga sobre la sección VE, y  $t$  es el espesor del diente en esta acción agregando este factor a las ecuaciones 14 y 15 de Lewis obtenemos.

$$F_s = \frac{sbY}{P_d K_f} \quad \text{para el sistema inglés} \quad (10)$$

$$F_s = \frac{sbYM}{10K_f} \quad \text{para el sistema métrico}$$

**TABLA AT 24 VALORES DEL FACTOR DE FORMA 'Y' EN LA ECUACIÓN DE LEWIS**

*FD* = altura completa («full depth»)

NÚM. DE DIENTES	CARGA EN LA PUNTA			CARGA CERCA DEL CENTRO		NÚM. DE DIENTES	CARGA EN LA PUNTA			CARGA CERCA DEL CENTRO	
	14½° <i>FD</i>	20° <i>FD</i>	20° <i>Corto</i>	14½° <i>FD</i>	20° <i>FD</i>		14½° <i>FD</i>	20° <i>FD</i>	20° <i>Corto</i>	14½° <i>FD</i>	20° <i>FD</i>
10	0,176	0,201	0,261			32	0,322	0,364	0,443	0,547	0,617
11	0,192	0,226	0,289			33	0,324	0,367	0,445	0,550	0,623
12	0,210	0,245	0,311	0,355	0,415	35	0,327	0,373	0,449	0,556	0,633
13	0,223	0,264	0,324	0,377	0,443	37	0,330	0,380	0,454	0,563	0,645
14	0,236	0,276	0,339	0,399	0,468	39	0,335	0,386	0,457	0,568	0,655
15	0,245	0,289	0,349	0,415	0,490	40	0,336	0,389	0,459	0,570	0,659
16	0,255	0,295	0,360	0,430	0,503	45	0,340	0,399	0,468	0,579	0,678
17	0,264	0,302	0,368	0,446	0,512	50	0,346	0,408	0,474	0,588	0,694
18	0,270	0,308	0,377	0,459	0,522	55	0,352	0,415	0,480	0,596	0,704
19	0,277	0,314	0,386	0,471	0,534	60	0,355	0,421	0,484	0,603	0,713
20	0,283	0,320	0,393	0,481	0,544	65	0,358	0,425	0,488	0,607	0,721
21	0,289	0,326	0,399	0,490	0,553	70	0,360	0,429	0,493	0,610	0,728
22	0,292	0,330	0,404	0,496	0,559	75	0,361	0,433	0,496	0,613	0,735
23	0,296	0,333	0,408	0,502	0,565	80	0,363	0,436	0,499	0,615	0,739
24	0,302	0,337	0,411	0,509	0,572	90	0,366	0,442	0,503	0,619	0,747
25	0,305	0,340	0,416	0,515	0,580	100	0,368	0,446	0,506	0,622	0,755
26	0,308	0,344	0,421	0,522	0,588	150	0,375	0,458	0,518	0,635	0,779
27	0,311	0,348	0,426	0,528	0,592	200	0,378	0,463	0,524	0,640	0,787
28	0,314	0,352	0,430	0,534	0,597	300	0,382	0,471	0,534	0,650	0,801
29	0,316	0,355	0,434	0,537	0,602	Crema-					
30	0,318	0,358	0,437	0,540	0,606	llera	0,390	0,484	0,550	0,660	0,823

Pasos estándar de dientes de engranajes

2, 2.25, 2.5, 3, 3.5, 4, 5, 6, 7, 8, 10, 12, 16

Figura.4.11.7 Tabla de factor de Lewis.

Analizando la ecuación 8 con los datos investigados resulta:

$$F_s = \frac{sbYM}{10} \quad \text{o} \quad F_s = sbP_{cy}$$

Donde:

$s$  =esfuerzo máximo a compresión o tensión el cual se toma de la tabla de la Figura.4.10.7 donde se eligió tres posibles materiales Acero estructural (ASTM-A36) con  $s=400$  [MPa], Fundición gris

4.5% C, ASTM A-48 con  $s = 655$  [MPa] a compresión y Hierro fundido 2%C, 1% Si STM A-47 con  $s = 620$  [MPa] a compresión.

Para el primer engrane de  $PD = 70$  [mm] y  $N = 22$  el valor de tabla de la Figura.4.11.7 de  $Y = 0.330$  el espesor del diente  $b = 25.4$  [mm] y un modulo  $M = 3.18$  [mm].

Obteniendo:

Para el Acero estructural (ASTM-A36)

$$F_s = \frac{400 \text{ [MPa]} * 0.0254 \text{ [m]} * 0.33 * 0.00318 \text{ [m]}}{10} = 1066.2 \text{ [N]}$$

Para la Fundición gris 4.5% C, ASTM A-48

$$F_s = \frac{655 \text{ [MPa]} * 0.0254 \text{ [m]} * 0.33 * 0.00318 \text{ [m]}}{10} = 1745.8 \text{ [N]}$$

Para el Hierro fundido 2%C, 1% Si STM A-47

$$F_s = \frac{620 \text{ [MPa]} * 0.0254 \text{ [m]} * 0.33 * 0.00318 \text{ [m]}}{10} = 1652.5 \text{ [N]}$$

$s$  =esfuerzo máximo a compresión o tensión el cual se toma de la tabla de la Figura.4.10.7 donde se eligió tres posibles materiales Acero estructural (ASTM-A36) con  $s = 400$  [MPa], Fundición gris 4.5% C, ASTM A-48 con  $s = 655$  [MPa] a compresión y Hierro fundido 2%C, 1% Si ASTM A-47 con  $s = 620$  [MPa] a compresión.

Para el primer engrane de  $PD = 38.2$  [mm] y  $N = 12$  el valor de tabla de la Figura.4.11.7 de  $Y = 0.245$  el espesor del diente  $b = 25.4$  [mm] y un modulo  $M = 3.18$  [mm].

Obteniendo:

Para el Acero estructural (ASTM-A36)

$$F_s = \frac{400 \text{ [MPa]} * 0.0254 \text{ [m]} * 0.245 * 0.00318 \text{ [m]}}{10} = 791.5 \text{ [N]}$$

Para la Fundición gris 4.5% C, ASTM A-48

$$F_s = \frac{655 \text{ [MPa]} * 0.0254 \text{ [m]} * 0.254 * 0.00318 \text{ [m]}}{10} = 1343.8 \text{ [N]}$$

Para el Hierro fundido 2%C, 1% Si ASTM A-47

$$F_s = \frac{620 \text{ [MPa]} * 0.0254 \text{ [m]} * 0.254 * 0.00318 \text{ [m]}}{10} = 1271.9 \text{ [N]}$$

Estos resultados son las fuerzas máxima que el diente puede soportar en su parte media debido a que la relación de contacto está entre uno y dos como se mencionó anteriormente, se analiza la concentración de esfuerzos con las ecuaciones 9 y 10 donde:

$$K_f = 0.18 + \left(\frac{t}{r}\right)^{0.2} \left(\frac{t}{h}\right)^{0.4} \quad \text{para } 20^\circ$$

$$F_s = \frac{s_b Y M}{10 K_f} \quad \text{para el sistema métrico}$$

Tomando como referencia la Figura.4.11.6 y los cálculos realizados para definir la geometría de los engrane tenemos a "t" como espesor circula T= 5[mm], r es el radio que deja la fresa al cortar el diente y depende del tipo, número de fresa, se propone un radio r=1 [mm], h= (PD-RD)/2 = 3.68 [mm].

$$K_f = 0.18 + \left(\frac{5}{1}\right)^{0.2} \left(\frac{5}{3.68}\right)^{0.4} = 1.74$$

Para el primer engrane de PD=70, M=3.18 y N=22

Para el Acero estructural (ASTM-A36)

$$F_s = \frac{400 [MPa] * 0.0254 [m] * 0.33 * 0.00318[m]}{10 * 1.74} = 612.7 [N]$$

Para la Fundición gris 4.5% C, ASTM A-48

$$F_s = \frac{655 [MPa] * 0.0254 [m] * 0.33 * 0.00318[m]}{10 * 1.74} = 1003.3 [N]$$

Para el Hierro fundido 2%C, 1% Si STM A-47

$$F_s = \frac{620 [MPa] * 0.0254 [m] * 0.33 * 0.00318[m]}{10 * 1.74} = 949.7 [N]$$

Para el segundo engrane de PD= 38.2 M=3.18 y N=12

Para el Acero estructural (ASTM-A36)

$$F_s = \frac{400 [MPa] * 0.0254 [m] * 0.245 * 0.00318[m]}{10 * 1.74} = 454.9 [N]$$

Para la Fundición gris 4.5% C, ASTM A-48

$$F_s = \frac{655 [MPa] * 0.0254 [m] * 0.254 * 0.00318[m]}{10 * 1.74} = 772.3 [N]$$

Para el Hierro fundido 2%C, 1% Si STM A-47

$$F_s = \frac{620 [MPa] * 0.0254 [m] * 0.254 * 0.00318[m]}{10 * 1.74} = 731.0 [N]$$

Suponiendo que el tipo de fresa con la que debe ser cortado el engrane genere un radio  $r = 1$  [mm] da como resultado la disminución de las fuerzas a la que los engranes deben trabajar para evitar que un diente sea degollado aunque cabe señalar que el concentrador de esfuerzos debería ser calculado experimentalmente conociendo las características geométricas del engrane.

Cuando dos engranes son del mismo material, el diente del piñon es el más débil,  $Y_p < Y_g$ . Cuando los materiales son diferentes, se admite que el diente de menor  $sY$  sea el más débil, el valor de  $K_f$  debe estar incluido en un intervalo de 1.2 a 1.7 cuando se aplica la carga en la punta del diente, y  $K_f$  es más alta 1.4 a 2 cuando la carga se aplica cerca de la parte central. La norma AGMA da un ábaco de valores de  $Y/K_f$  para altura completa de  $20^\circ$ , tallada con herramientas de cremallera.

Para evitar que los dientes se alaben o deformen debido a la anchura de la cara "b", ésta no debe ser demasiado grande en comparación con el espesor o paso del diente. Por tal motivo se consideran como buenas las siguientes proporciones.

$$2.5P_c < b < 4P_c \quad \text{o} \quad 8M < b < 12.5M \quad \text{en sistema métrico y } b \text{ en mm} \quad (11)$$

$$2.5P_c < b < 4P_c \quad \text{o} \quad \frac{8}{P_d} < b < 12 \cdot \frac{5}{P_d} \quad \text{en sistema inglés y } b \text{ en pulg}$$

#### 4.12 PROPUESTA DEL MECANISMO DE SUJECIÓN Y CONDUCCIÓN

La propuesta del mecanismo que sujete a la mazorca y la conduzca al sistema de corte está conformada por un tornillo de potencia (a) de tipo ACME con una longitud de cuerda de 300 milímetros y diámetro nominal de 1 pulgada el cual transmitirá el movimiento lineal de la mazorca al sistema de corte, un engrane (b) con paso diametral de 70 milímetros, con una anchura de diente de 25.4 milímetros, integrando una tuerca en su centro de 1 pulgada y 50 milímetros de largo la cual se acopla al tornillo de potencia (a), dos baleros (c) acoplados al engrane (b) para permitir que la tuerca junto con el engrane trabajen, dos engranes (d) de paso diametral 38.2 milímetros con una anchura de diente de 25.4 milímetros, una punta insertable (e) en el tornillo de potencia (a) con una espiral, la cual se enroscara en la mazorca para sujetarla, un motor eléctrico (f) encargado de transmitir el movimiento al tren de engranes como se muestra en la Figura.4.12.1.

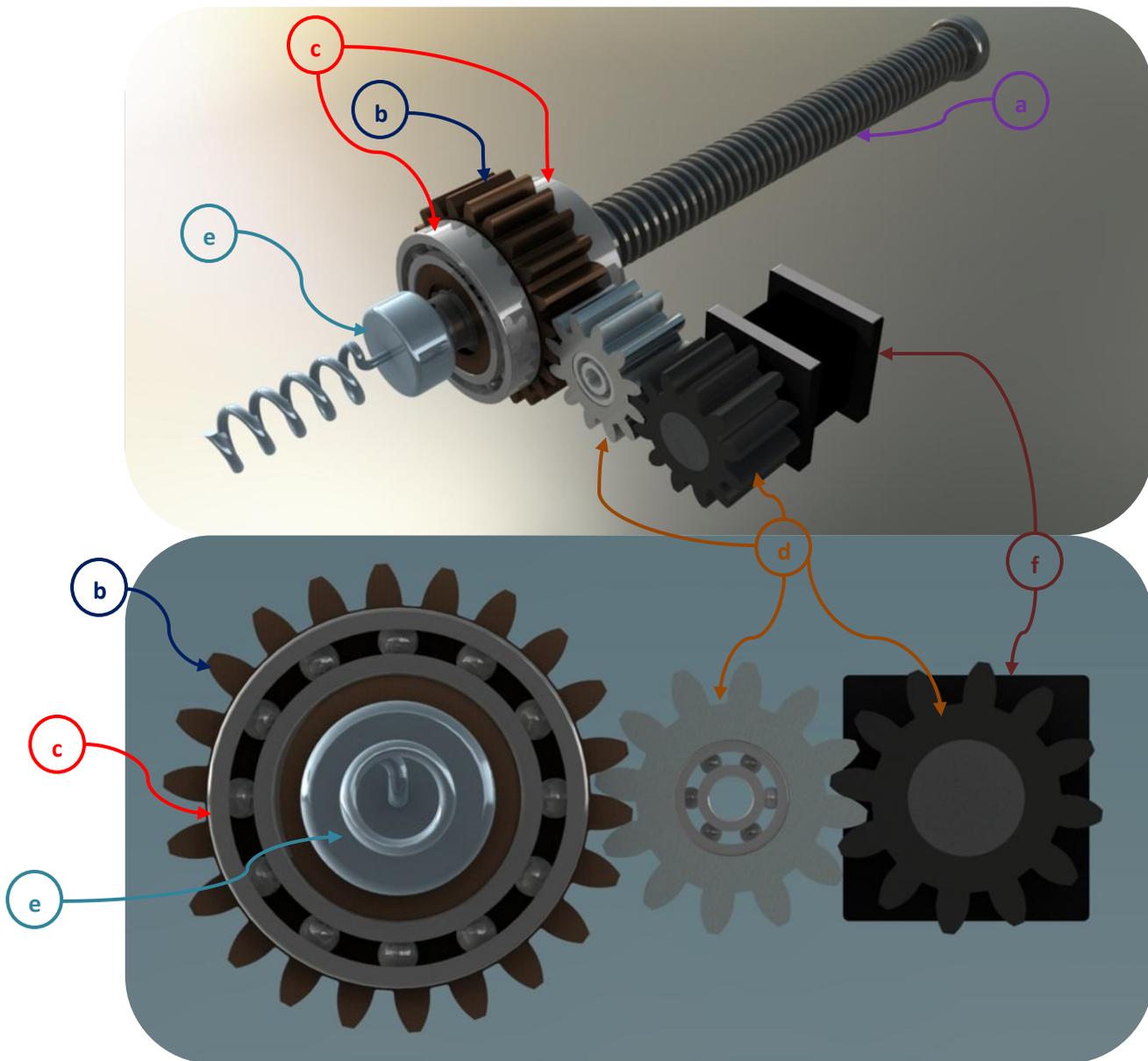


Figura4.12.1 Propuesta del mecanismo de sujeción y conducción.

Se fija el tiempo deseado para desplazar el tornillo a través de la tuerca en un tiempo de 30 segundos para recorrer 300 milímetros, con la información del paso del tornillo que es de 0.2 in (5.08 mm) rosca triple, con esto sabemos que el tornillo en una revolución se desplaza 15.24 milímetros, para lo cual recorrer 300 milímetros implica que el tornillo debe de dar 19.685 revoluciones, si se desea que lo realice en 30 segundos implica que el tornillo debe girar a 0.6561 revoluciones por segundo equivalente a 39.370 rpm. Con esta información se analiza la velocidad de los engranes para finalmente encontrar la velocidad a la cual debe girar el motor, posterior

mente se analiza el torque en cada elemento para determinar la potencia que debe tener el motor para hacer girar el tren de engranes junto el tornillo de potencia. De la ecuación 1 se relaciona la velocidad angular con el diámetro.

$$m_w = \frac{w_1}{w_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{N_2}{N_1}$$

Análisis de velocidades entre el engrane (b) y el tornillo (a) donde:

Diámetro de paso del tornillo es  $PD_1 = 0.9$  in (22.86 mm), velocidad angular del tornillo  $n_1 = 39.370$  rpm, paso diametral del engrane es  $PD_2 = 70$  [mm] sustituyendo en la ecuación 1 y despejando  $n_2$  se obtiene:

$$n_2 = \frac{n_1 D_1}{D_2} = \frac{39.370 [rpm] * 22.86 [mm]}{70 [mm]} = 12.857 [rpm]$$

Con este valor se analiza la velocidad angular del engrane (d) con respecto al engrane (b) donde: Diámetro de paso del engrane (b) es  $DP_2 = 70$  [mm] con una velocidad angular  $n_2 = 12.857$  [rpm], el engrane (d) tiene un diámetro de paso de  $DP_3 = 38.2$  [mm] se despeja  $n_3$  de la ecuación 1 se obtiene.

$$n_3 = \frac{n_2 D_2}{D_3} = \frac{12.857 [rpm] * 70 [mm]}{38.2 [mm]} = 23.559 [rpm]$$

Finalmente el engrane (d) tiene un orificio en su centro para acoplar la flecha del motor (f) de 20 milímetros, con esta información se calcula la velocidad que debe proporcionar el motor para el funcionamiento del mecanismo donde:

Diámetro de paso del engrane (d) es  $DP_3 = 38.2$  [mm] con una velocidad angular  $n_3 = 23.559$  [rpm], el diámetro de la flecha  $D_4 = 20$  [mm] con esto conoceremos la velocidad del motor  $n_4$ .

$$n_4 = \frac{n_3 D_3}{D_4} = \frac{23.559 [rpm] * 38.2 [mm]}{20 [mm]} = 44.997 [rpm] \approx 45 [rpm]$$

Retomando el resultado del torque necesario para desplazar el tornillo el cual se empleará para analizar la fuerza en los engranes y con ello obtener la potencia necesaria para mover el mecanismo de empuje y sujeción.

Recordando que el torque es análogo al momento torsionante donde  $F$  es la fuerza y  $d$  es la distancia del brazo de palanca se tiene:

$$M = F * d = T \tag{12}$$

Suponiendo que la fuerza en el engrane actúa en el paso diámetro se conoce el brazo de palanca de acción de la fuerza el cual es el radio de paso diametral, con esta información se despeja de la ecuación 12 a "F" para conocer la fuerza en el engrane que a su vez será la que actué en el diente.

Analizando la interface entre el tornillo de potencia (a) y el engrane (b) se tiene:

Torque del tornillo  $T_{tot1} = 1.2767$  [N.m] la distancia del brazo de palanca actuando en el engrane es el radio de 35 [mm] con estos datos se obtiene la fuerza en el engrane que se obtiene de la siguiente manera:

$$F = \frac{T}{d} = \frac{1.2766 \text{ [N.m]}}{0.035 \text{ [m]}} = 36.474 \text{ [N]} \textit{ fuerza en el engrane (b)}$$

Conociendo la fuerza en el engrane (b) podemos conocer el torque en los engranes (d) donde el brazo de palanca es el radio del paso diametral donde:

$$T = F * d = (36.474 \text{ [N]}) * (0.0382/2) = 0.696 \text{ [N.m]} \textit{ torque en los engranes (d)}$$

Se observa que la fuerza ejercida en los dientes de los engranes no supera a la fuerza máxima que soportan las cuales ya fueron calculadas para tres tipos de metales comúnmente usados para fabricar engranes, por lo cual se garantiza un trabajo óptimo en los engranes.

Con el torque necesario para mover los engranes (d) se analiza la fuerza que debe generar la flecha del motor para accionar los engranes, la cual se calcula despejando de la ecuación 12 la fuerza, donde el brazo de palanca es el radio de la flecha el cual es de 10 mm y se obtiene:

$$F = \frac{T}{d} = \frac{0.696 \text{ [N.m]}}{0.01 \text{ [m]}} = 69.6 \text{ [N]} \textit{ fuerza en la flecha del motor (f)}$$

Para determinar la potencia necesaria para mover a los engranes y la cual debe generar el motor se utiliza la ecuación

$$P = 2\pi fT \tag{13}$$

Donde se sabe que  $1\text{rpm} = 1/60 \text{ s}^{-1} = 1/60 \text{ Hz}$  con esta información se obtiene la potencia en los engranes y en la flecha del motor de la siguiente forma:

Para los engranes se tiene que se emplea un par de torsión  $T=1.2767$  [N.m] con una velocidad de  $n_2= 12.857$  [rpm] lo que equivale a  $f= 0.2142$  [Hz] sustituyendo en la ecuación 13 tenemos:

$$P = 2\pi * 0.214 \text{ [Hz]} * 1.2767 \text{ [N.m]} = 1.718 \text{ [watts]}$$

Para calcular la potencia en la flecha del motor la cual es la potencia teórica necesaria para hacer funcionar el mecanismo se sujeción y conducción se toma como datos el par de torsión necesario para mover la flecha que es de  $T=0.696$  [N.m] con una velocidad angular de  $n_4= 45$  [rpm] la cual equivale a  $f=0.75$  [Hz] sustituyendo en la ecuación 13 tenemos:

$$P = 2\pi * 0.75[\text{Hz}] * 0.696[\text{N.m}] = 3.279 [\text{watts}]$$

**Carga transmitida.** En el análisis de engranes se conoce la potencia transmitida y la velocidad angular, la carga transmitida  $F_t$  es la fuerza tangencial medida en los dientes, se obtiene por la potencia o por el momento torsional aplicado de la siguiente manera:

$$F_t = \frac{4500CV}{v_m} \text{ Kg sistema métrico} \quad (14)$$

$$F_t = \frac{33000CV}{v_m} \text{ libras sistema inglés}$$

Donde  $v_m=\pi Dn$  (mpm) o (fpm), la velocidad en la circunferencia primitiva; n rpm, D en metros o pies y CV o hp es la potencia de entrada.

Para los engranes se obtuvo una fuerza de 36.474 [N] equivalente a 3.718 [Kgf] la velocidad media se calcula como  $v_m=\pi*0.07$  [m]\*12.857 [rpm]=2.8274 [mpm] la potencia es y se utilizará la ecuación 14 para verificar que el planteamiento realizado este bien; se toma como factor de conversión las unidades de CV a Watts se tiene que 1 CV = 735.49875 Watts, se sustituyen los datos en ecuación 14 para el sistema métrico y se tiene:

De la potencia obtenida para los engranes se tiene  $P= 1.178[\text{watts}]= 2.337 \times 10^{-3}$  [CV]

$$F_t = \frac{4500 * 2.337 \times 10^{-3} [\text{CV}]}{2.8274 [\text{mpm}]} = 3.719 [\text{Kgf}]$$

Con esto se comprueba que la fuerza es equivalente a la calculada anteriormente. De igual manera se analiza la fuerza que necesita el motor para movilizar el mecanismo; tomando como antecedente la fuerza de 69.6 [N] al dividir entre la aceleración gravitacional para obtener unidades de kilogramo fuerza se obtiene que es de 7.094 Kgf, de igual manera de calcula la potencia que debe generar el motor y se obtiene:

Se calcula como  $v_m=\pi*0.02$  [m]\*45 [rpm]=2.8274 [mpm] la potencia es

De la potencia obtenida para la flecha se tiene  $P= 3.279[\text{watts}]= 4.284 \times 10^{-3}$  [CV] al sustituir en la ecuación 14 se tiene:

$$F_t = \frac{4500 * 4.284 \times 10^{-3} [\text{CV}]}{2.8274 [\text{mpm}]} = 7.095 [\text{Kgf}]$$

De igual forma se comprueba la fuerza analizada anteriormente.

Con la información obtenida se propone buscar un motor eléctrico que cumpla con los resultados teóricos analizados, de igual forma se propone que en un futuro trabajo trabar en un sistema de control, el cual debe ser capaz de desplazarse en movimientos controlados y secuenciales por medio de un algoritmo de acción el cual más adelante se comentara en este trabajo.

#### 4.13 PROPUESTA DEL MECANISMO REVOLVER

Se propone alojar al mecanismo de sujeción y desplazamiento en un revólver el cual se propone maquinar en aluminio debido a que este material es más ligero que el acero y ofrece una menor resistencia a ser maquinado ya que éste no requiere de gran resistencia mecánica, el revólver contiene cuatro cavidades (1) en las cuales se alojaran los mecanismos de sujeción y empuje, una pista (2) en su periferia la cual le permitirá deslizarse, permitiendo que este gire dentro de una carcasa, los espacios vacíos (3) del revólver son propuestos para aligerar su peso, y en un trabajo futuro contener el sistema de control, esto se muestra en la Figura.4.13.1.

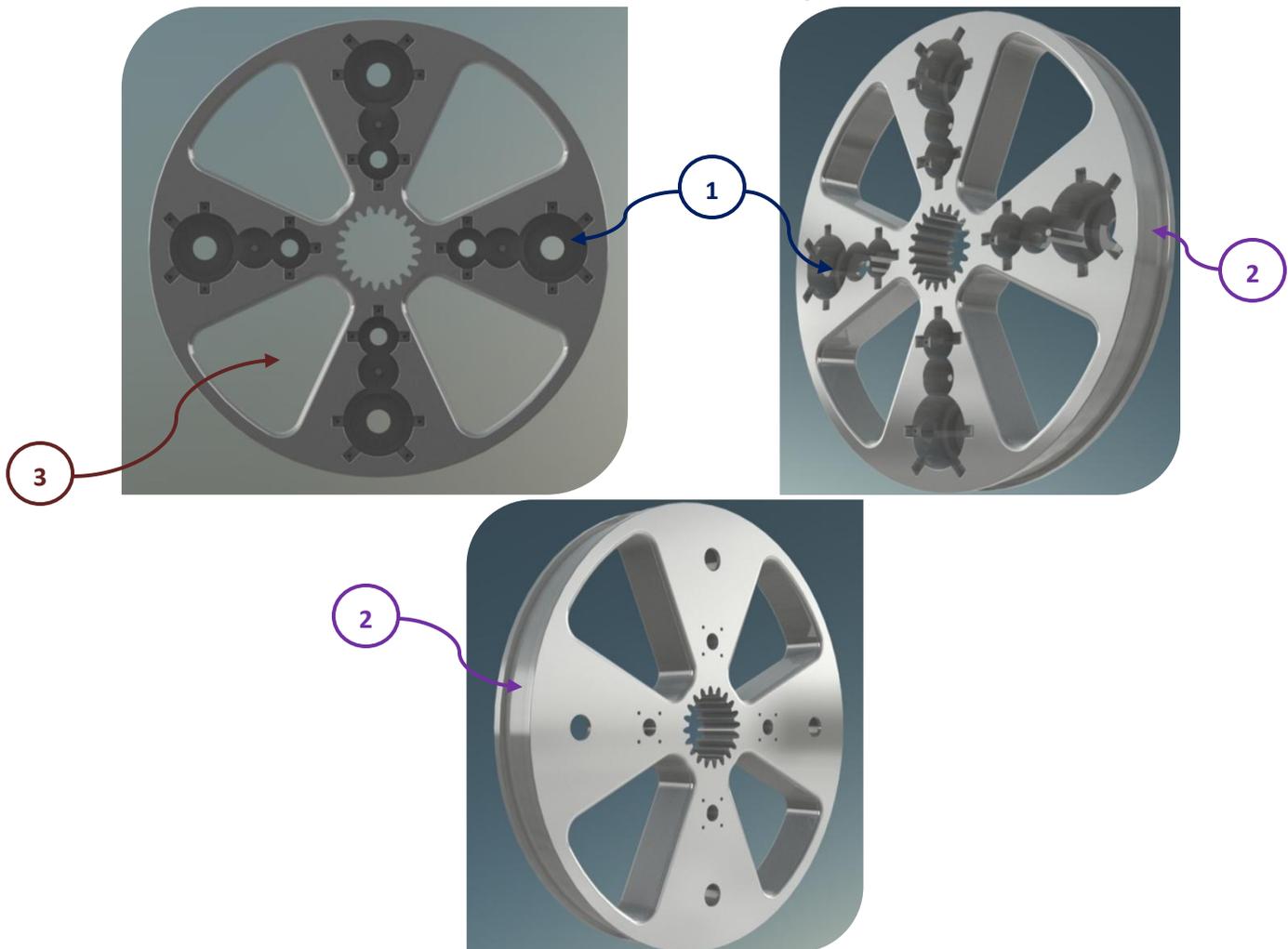


Figura.4.13.1 Revólver, vistas frontal, posterior

En la Figura.4.13.2 se muestra el ensamble del mecanismo de sujeción y conducción dentro del revólver, así como de las piezas que lo conforman.

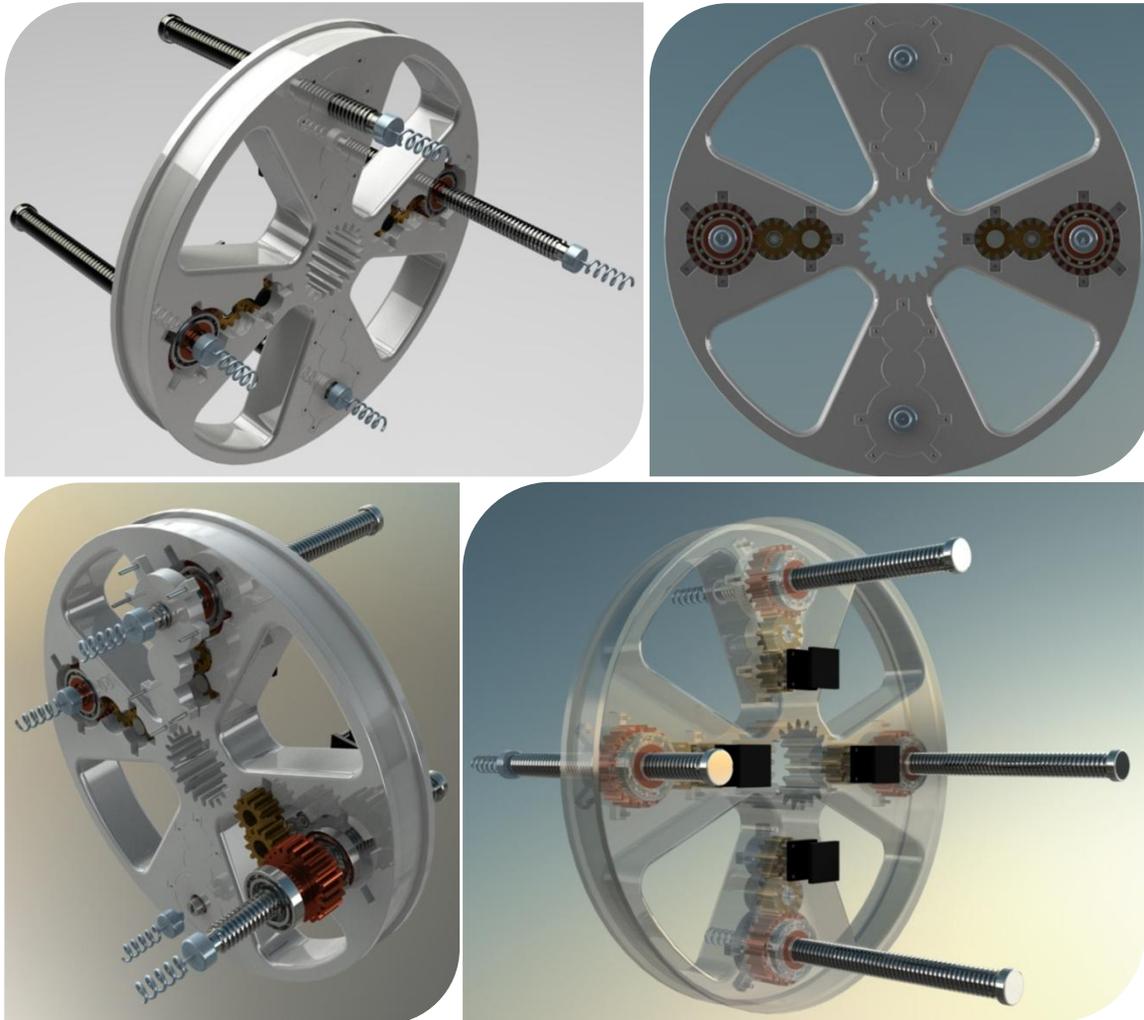


Figura.4.13.2 Representación del revólver junto con los mecanismos de sujeción y conducción

Las características del revólver son las siguientes, tiene un diámetro exterior de 500 milímetros con un espesor de 60 milímetros y un peso aproximado de 15 kilogramos, el objetivo del revólver además de alojar los mecanismos de sujeción y conducción, es la de proteger a el tren de engranes junto con sus rodamientos de polvo que será liberado en el corte del grano de maíz, contando con una holgura necesaria para permitir la lubricación de los engranes y el tornillo de potencia, con la intención de prolongar los tiempos de servicio. De igual forma se propone que la punta enroscable en la mazorca, sea de fácil ensamble e intercambiable, para que en el caso de ser necesario su remplazo, sólo se tenga que desconectar fácilmente sin desmontar todo el conjunto, el peso aproximado de todo el conjunto ensamblado es de 26 kilogramos el cual se muestra en la Figura.4.13.3.

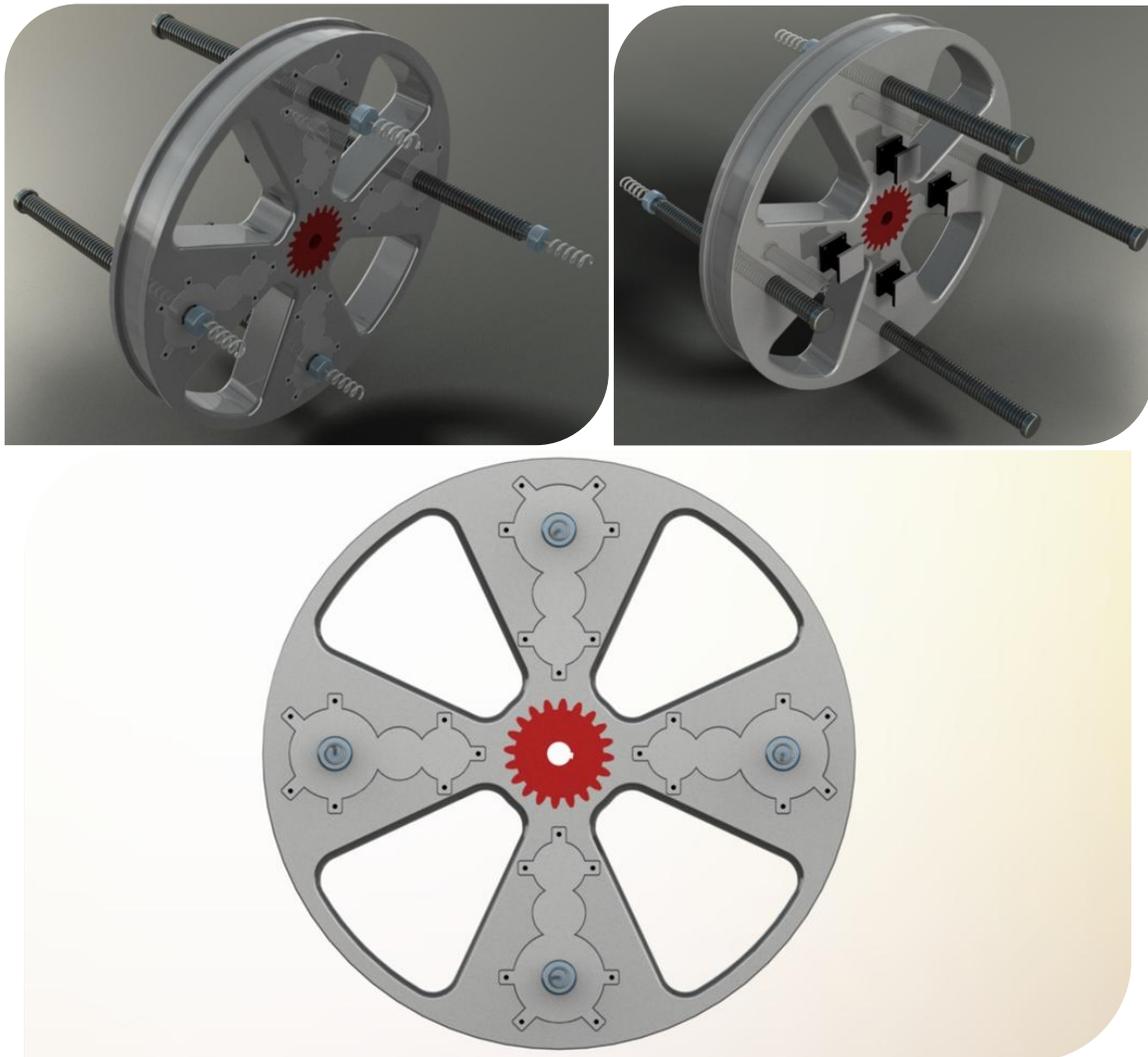
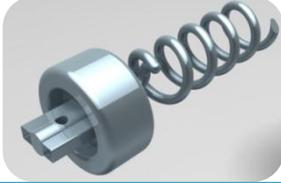
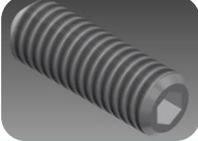


Figura.4.13.3 vistas del revólver ensamblado.

Este mecanismo contiene cuatro tornillos de potencia de 1 pulgada de diámetro nominal, cuatro puntas con espiral para insertar la mazorca, cuatro pernos de 1/8 de pulgada y 3/4 de pulgada de largo para figar la punta insertable de la mazorca en el tornillo de potencia, cuatro engranes de 70 milímetros de paso diametral y un modulo de 3.18 milímetros, ocho valeros 62 milímetros de diámetro exterior y 40 milímetros de diámetro interior los cuales se insertan en pares en los cuatro engranes de 70 milímetros de paso diametral, ocho engranes de 38.2 milímetros de paso diametral, dieciséis valeros de 19 milímetros de diámetro exterior y 7 milímetros de diámetro interior, los cuales se colocan cuatro por en un engrane de 38,2 milímetros para permitir el giro, cuatro motores eléctricos cada uno acoplado a un engrane de 38.2 milímetros de paso diametral, dieciséis tornillos para sujetar el motor al revólver cuatro por cada motor, cuatro tapas de aluminio para proteger el tren de engranes, 28 tornillos de 4 milímetros de diámetro y 20 milímetros de largo usado siete por cada tapa, un engrane de 84.6 milímetros de paso diametral y modulo de 4.23 milímetros con 20 dientes en el centro del revólver encargado de trasmitir el giro al revólver.

Las piezas mencionadas se muestran en la tabla.4.13.4 para un mejor entendimiento de la configuración.

Figura	característica	Función
	Tornillo de potencia, de 1 [in] de diámetro nominal, longitud de cuerda de 300 [mm], cuatro por revólver.	Convertir el movimiento circular en movimiento lineal.
	Punta de acero inoxidable con espiral enroscable soldada, con entrada acoplada al tornillo de potencia.	Enroscarse y sujetar a la mazorca en su centro.
	Tornillo de 4 [mm] de diámetro nominal y 12 [mm] de longitud	Fijar la punta insertable en el tornillo de potencia.
	Engrane de 70 [mm] de paso diametral, módulo de 3.18 [mm] y 22 dientes de anchura 25 [mm], con una tuerca en su centro con diámetro de paso de 0.9 [in] y 50 [mm] de largo.	Transmitir el movimiento proveniente del motor eléctrico al tornillo de potencia por medio de la tuerca integrada en su centro.
	Balero de 62 [mm] de diámetro exterior y 40 [mm] de diámetro interior de 12 [mm] de espesor.	Se inserta en el engrane de 70 [mm] paso diametral, para permitir el giro entre el revólver y el engrane.
	Engrane de 38.2 [mm] de paso diametral, modulo 3.18 [mm] 12 dientes de anchura 25.4 [mm]	Trasmitir el movimiento giratorio de motor eléctrico
	Balero de 19 [mm] de diámetro exterior y 7 [mm] de diámetro interior de 6 [mm] de espesor	Permitir el giro en el engrane de 38.2 [mm] de paso diametral que no está conectado a la fecha del motor.

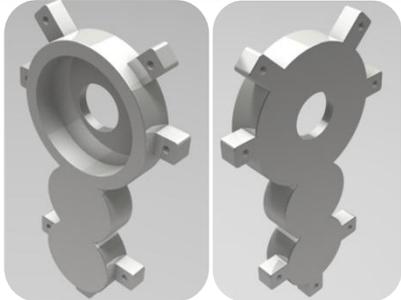
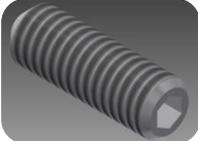
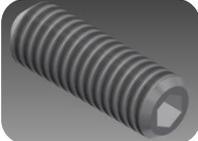
	<p>Tapa de 12 [mm] de espesor, con orejas de fijación de 5 [mm] de espesor.</p>	<p>Proteger al tren de engranes de polvo, alojamiento para un balero de 62[mm] de diámetro exterior.</p>
	<p>Tornillo de 4 [mm] de diámetro nominal y 12 [mm] de longitud.</p>	<p>Fijar tapa al revolver.</p>
	<p>Motor eléctrico que pueda girar a 45 [rpm], que genere 0.696 [N.m], con una potencia de 3.279 [watts].</p>	<p>Generar el movimiento del tren de engranes para conducirlo al tornillo de potencia.</p>
	<p>Tornillo no especificado, depende del motor eléctrico a elegir.</p>	<p>Fija el motor al revolver.</p>
	<p>Revólver de 500 [mm] de diámetro y 60 [mm] de espesor.</p>	<p>Alojar cuatro mecanismos de sujeción y desplazamiento.</p>
	<p>Engrane de 84.6 [mm] de paso diametral, módulo de 4.23 [mm] y 20 dientes con anchura de diente de 60 [mm].</p>	<p>Trasmitir el movimiento al revolver.</p>

Tabla.4.13.4 En la tabla se muestra las piezas que conforman al revolver con sus características y funciones.

Para soportar al revolver se propone una carcasa de aluminio, simétrica la cual se ensamblará con una similar a ella respetando las entradas de acoplamiento (a) y (b), ésta permite que se ensamblen 7 rodillos de acero en cada carcasa dando un total de 14 por el ensamble de carcasas, los rodillos de acero tiene un diámetro de 25.4 milímetros y una longitud de 40 milímetros, en su cen-

tro un eje de acero de 7 milímetros y 60 milímetros de longitud, los cuales permitirán el giro del revólver, funcionando como un rodamiento, los rodillos que soportaran el peso del revolver son los cuatro inferiores los cuales se repartirán en forma aproximada 6.5 kilogramos por rodillo, lo cual no implica un esfuerzo significativo en ellos, debido a que el revólver no girara a altas velocidades, el revólver hará giros contralados de 90 grados, para posicionar al mecanismo de sujeción y conducción en las etapas correspondientes, 1 para la sujeción de la mazorca, 2 para la conducción de la mazorca al sistema de corte, 3 para el retiro del olote y 4 esta de espera. La carcasa cuenta con dos orificios cuadrados (c) para insertar dos perfiles cuadrados de 1x1 pulgadas los cuales servirán de anclaje a la estructura de la máquina, y de igual forma soportarán otros elementos en posteriormente se comentarán, los orificios (d) restantes son para reducir el peso de la carcasa esto se observa en la Figura.4.13.5.

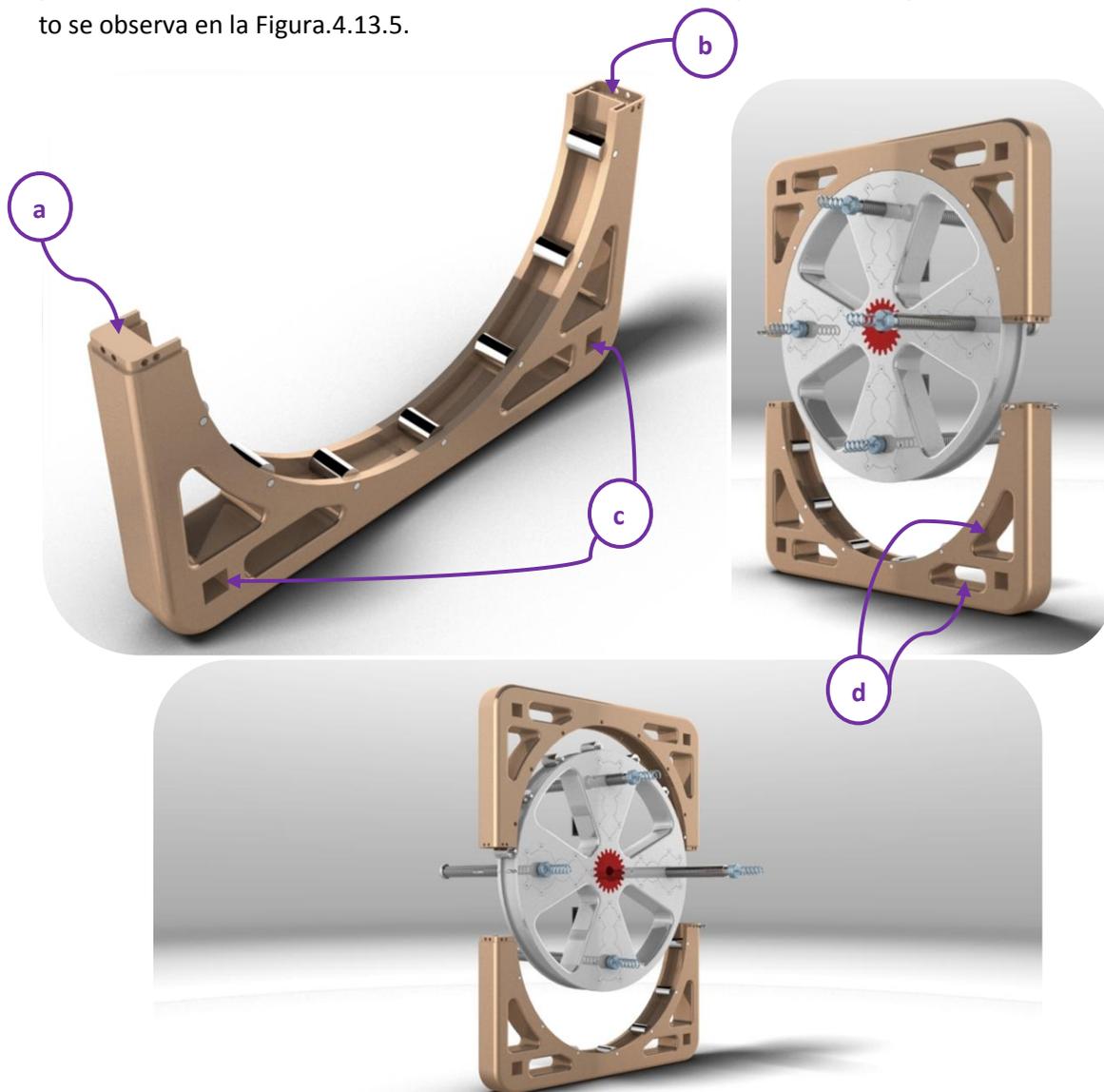


Figura.4.13.5 Explosivo de las carcasas y revólver

Las carcasas ensambladas forman un cuadrado de 600x600 milímetros y un espesor de 60 milímetros, que puede colocarse en forma indistinta en la estructura, el sistema de control, para definir las etapas mencionadas anteriormente será el que defina la posición del revólver, esto se observa en la Figura.4.13.6.

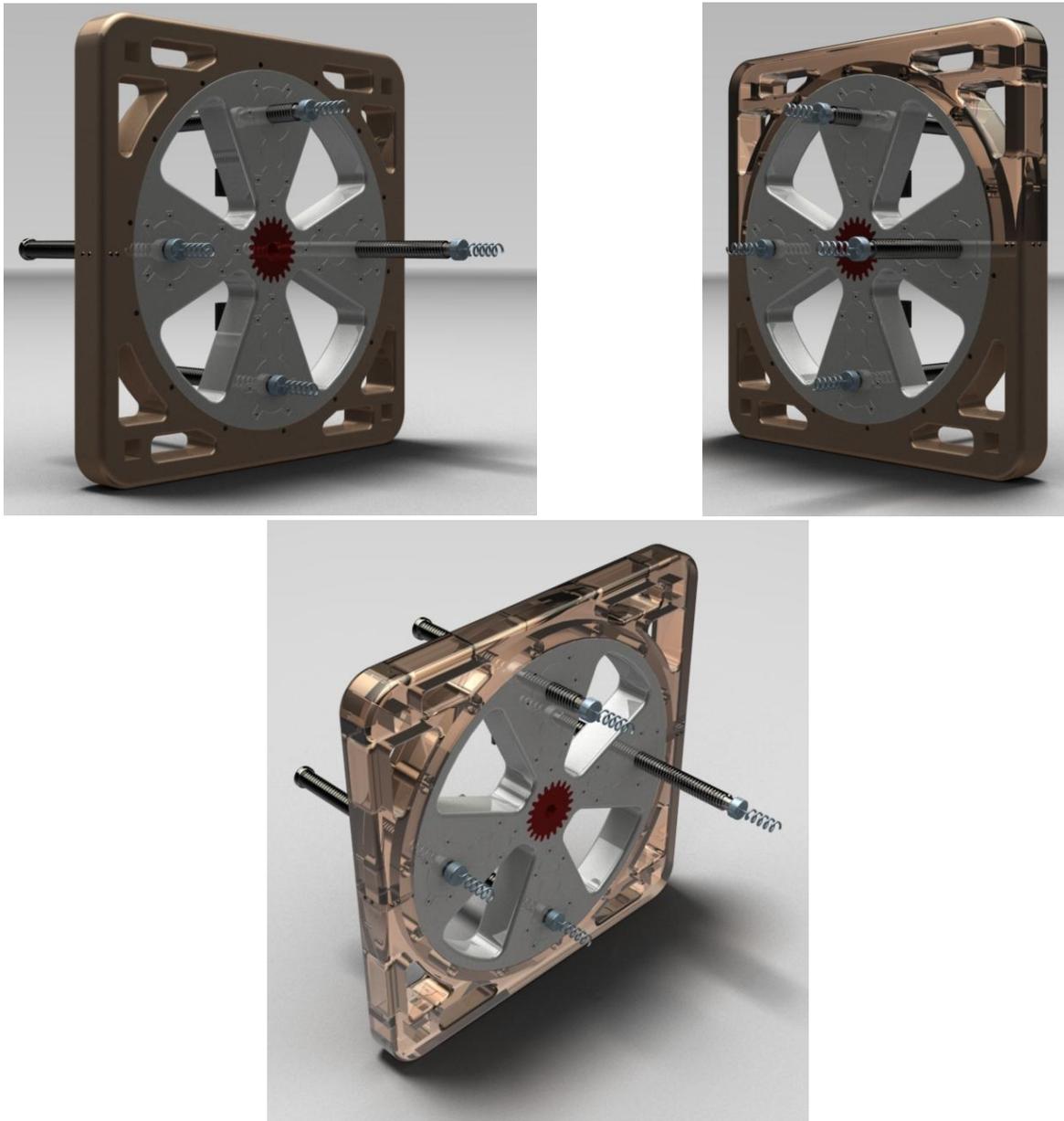


Figura.4.13.6 Ensamble de carcasas y revolver.

El perfil cuadrado de 1x1 pulgadas que son ensamblados en los orificios (c) mencionados anteriormente, sirven para montar una placa calibre 9 de 3.8 milímetros de espesor para sujetar el motor eléctrico que moverá al revólver por medio de una flecha acoplada al engrane central. Se considera el peso del revólver para mover el sistema, si  $T = F \cdot r$  donde:

$F=26[\text{Kg}] \cdot 9.81[\text{m/s}^2]=255.06[\text{N}]$ , "r" es el brazo de palanca para hacer girar al revólver el cual se toma el paso diametral de 84.6 del engrane con un radio de  $r = 0.0423 [\text{m}]$ , el torque necesario para mover el revólver es de:  $T=255.06[\text{N}] \cdot 0.25[\text{m}]=10.78 [\text{N.m}]$ . Se propone un motor a pasos que gire cada 90 grados en un tiempo de 3 segundos, esto se observa en la Figura.4.13.7.

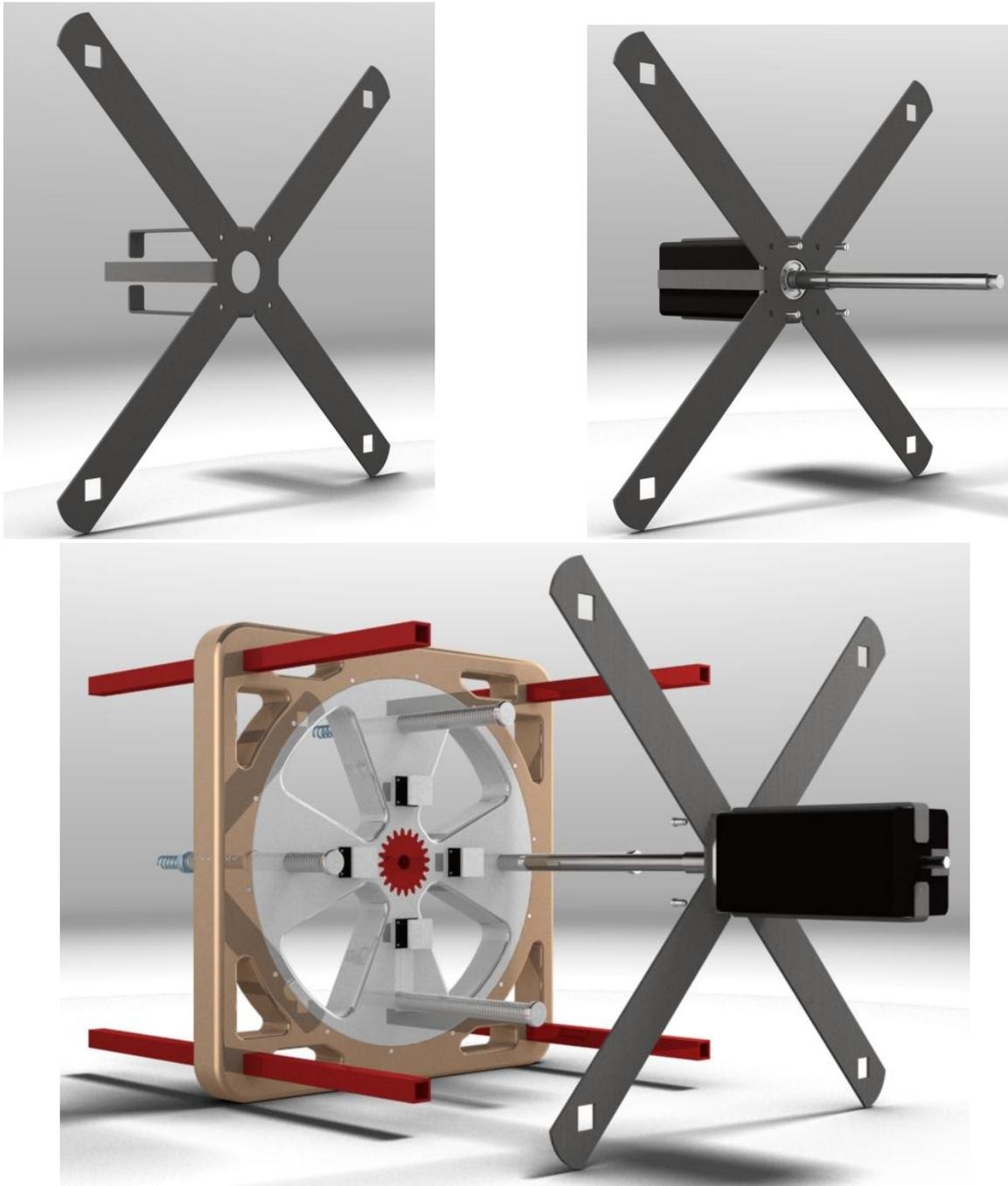


Figura.4.13.7 Se observa la placa que soportara el motor, su ensamble antes de acoplarse al sistema.

Al ensamblar la placa junto con el motor en las carcasas, se muestra la configuración que permitirá el funcionamiento del revólver y las piezas que la conforman, el ensamble completo se observa en la Figura.4.13.8.

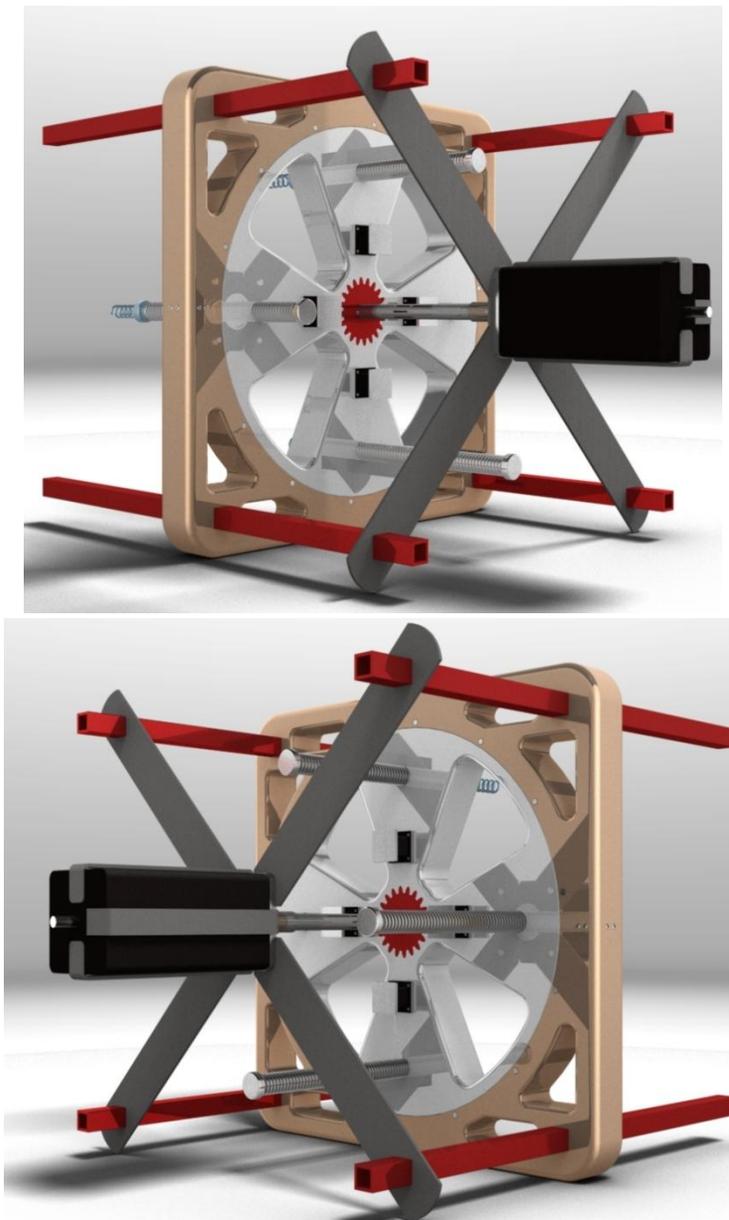
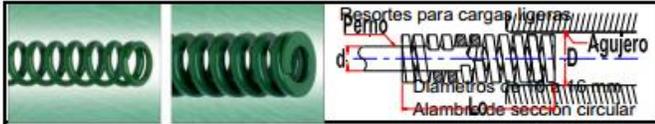


Figura.4.13.8 Ensamble del motor al sistema sujetador de mazorca rediseñado.

Se propone una placa que servirá de base para acomodar la mazorca, de barrera contra el polvo disipado por el corte de grano y medio por el cual el olote será desenroscado para ser enviado a un embase contenedor de residuos, la placa está conformada por una lamina (1) calibre 14 de 1.9 milímetros de espesor con cortes predeterminados para las etapas del revólver, con dobleces pa-

ra formar una mesa de posicionamiento de la mazorca los cuales le proporcionarían mayor resistencia, una segunda lámina (2) del mismo calibre la cual complementa la mesa de posición de la mazorca, un vástago (3) con punta cónica que sujetara la mazorca en su diámetro menor, la cual generará resistencia por medio de un resorte (4) de 8 milímetros de diámetro para el vástago y un diámetro exterior de 16 milímetros con un longitud de 64 milímetros y una carrera de trabajo de 25 milímetros, se muestra la tabla de un proveedor de resortes las características que ofrece en la Figura.4.13.9, dos bujes (5) para direccionar el resorte y al vástago con punta cónica, una rampa (6) de lamina calibre 14 la cual direccionará el olote a un recipiente contenedor, se muestra en la Figura.4.13.10 y Figura.4.13.11.

Ø del agujero mm	Ø del perno mm	long libre mm	Constante elastica daN para comprimir 1 mm	Carrera máxima de trabajo (40 % of Lo)		Carrera hasta solido	
				Carga daN	Carrera mm	Carga daN	Carrera mm
		25	1,79	18,3	10,2	23	13
		32	1,34	16,8	12,5	21	16
		38	1,06	15,9	15	21	20
		44	0,87	15,7	18	20	23
16	8	51	0,76	15,2	20	20	27
		64	0,59	14,8	25	20	34
		76	0,48	14,4	30	19,7	41
Ø del agujero	Ø del perno	long libre mm	Constante elastica daN	Carrera máxima de trabajo		Carrera hasta solido	

Nota: 1 daN = 1.0197 Kg

Figura.4.13.9 Tabla de características de resortes

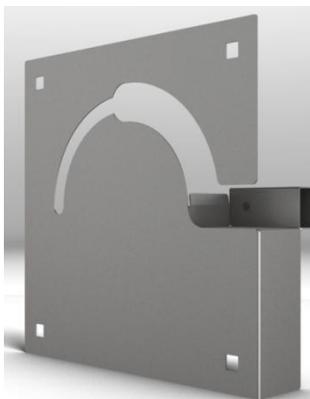


Figura.4.13.10 Lámina (1) barrera de residuos de polvo y grano originados por el corte.

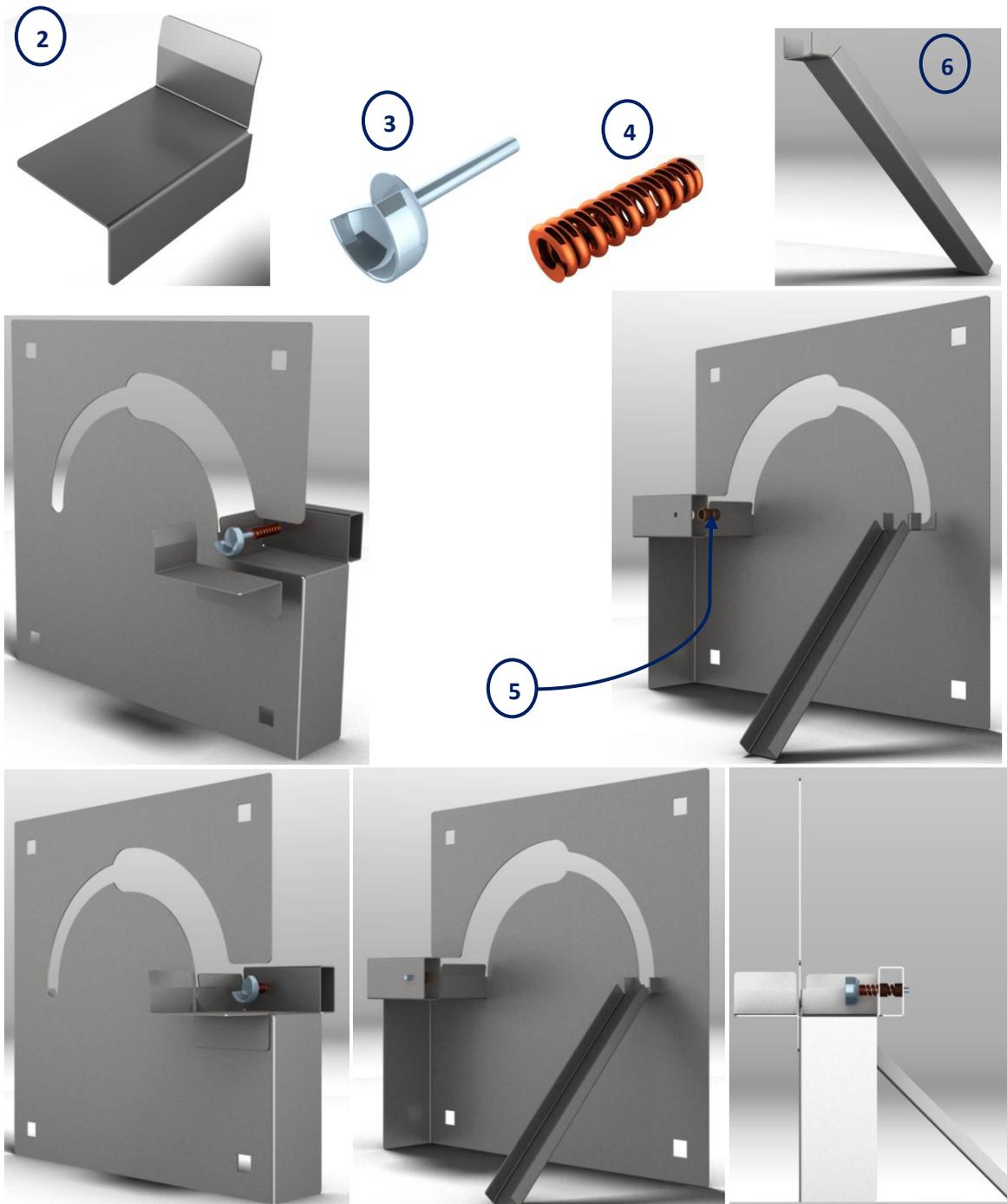


Figura.4.13.11 piezas que conforman a la placa que sirve de base para la mazorca, protege del polvo y define las etapas del revólver.

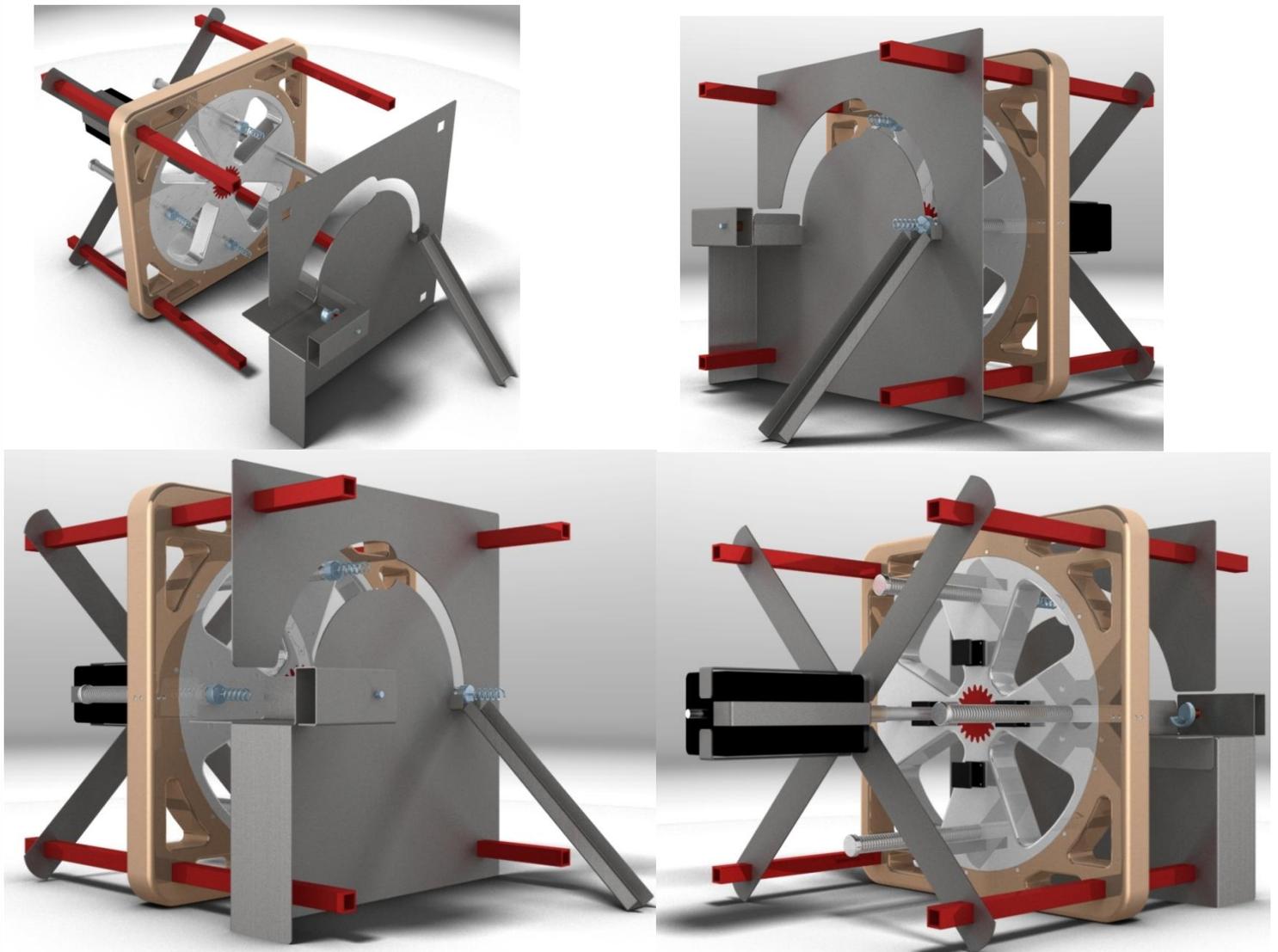


Figura.4.13.12 Rediseño del sistema sujetador de mazorca para el prototipo de una máquina cortadora de maíz.

Finalmente se ensambla la placa en los perfiles rectangulares de 1x1 pulgada para finalizar el rediseño del sistema sujetador de mazorca para un prototipo de una máquina cortadora de maíz el cual se observa en la Figura.4.13.12.

#### 4.14 ANÁLISIS FUNCIONAL DEL NUEVO PROTOTIPO

La propuesta del nuevo rediseño pretende utilizar cuatro etapas establecidas, las cuales están divididas por estaciones en el revólver, el giro que tiene que hacer este es cada 90 grados con un tiempo de posicionamiento de 2 a 3 segundos. En la primera etapa (1) la mazorca es sujeta por un operador para evitar que la mazorca gire, la punta enrosca a la mazorca para sujetarla, el tornillo de potencia deberá desplazarse un longitud lineal de 55 milímetros en un tiempo de 5.5

segundos, posteriormente el revólver realiza un giro de 90 grados en 2 segundos enviando la mazorca a la segunda etapa (2) aquí el tornillo empujará la mazorca al sistema de corte desplazando una distancia lineal de 190 milímetros en un tiempo de 19 segundos, posteriormente el motor eléctrico debe invertir la polaridad para que el tornillo se retraiga 78 milímetros sacando el olote del sistema de corte en un tiempo de 7.8 segundos, el revólver vuelve a girar 90 grados en un tiempo de 2 segundos para llevar al olote a la tercer etapa (3), aquí el tornillo de potencia se retrae 167 milímetros en un tiempo de 16.7 segundos, el olote es detenido por la placa permitiendo sólo el paso del tornillo y con esto se consigue que el olote se desenrosque de la punta, el olote es direccionado por una rampa que evita que este caiga en forma descontrolada y lo conduce a un sistema de recolección el cual será propuesto en un futuro trabajo, por último el revólver gira 90 grados en un tiempo de 2 segundos para pasar a la cuarta etapa (4) la cual es esperar el ciclo anterior para volver a girar 90 grados en 2 segundos y regresar a la primer etapa, cerrando el ciclo y repitiéndose consecutivamente en sentido horario el tiempo en que el prototipo de la máquina cortadora de maíz este en funcionamiento. El tiempo estimado para terminar un ciclo es de 1 minuto, y el tiempo aproximado en que el revólver conduce una mazorca al sistema de corte y lo retira de él es de 36.3 segundos, lo cual indica que se estaría cortando el grano a 5 mazorcas por cada 3 minutos, este es para el caso de las mazorcas de mayor longitud, se recuerda que las mazorcas fueron clasificadas por grande, mediana y chica, teniendo un margen de dimensión de 50 milímetros entre el tamaño grande a mediano, lo cual reduce el tiempo de trabajo del tornillo en mazorcas de menor tamaño siendo para las mazorcas de tamaño mediano un tiempo de ciclo aproximado de 42 segundos y se cortaría el grano de la mazorca cada 26.3 segundos, lo que se refleja que se les corta el grano de maíz a 6.8 mazorcas cada 3 minutos, por último se considera que el cambio de longitud de la mazorca mediana a la chica es de 30 milímetros ya que esto implicaría mazorcas de longitud de 110 milímetros las mazorcas de menor tamaño presentan formas de mayor irregularidad y el tamaño de grano es menor, en el caso de mazorcas de tamaño chico el tiempo de un ciclo es aproximadamente de 25.3 segundos, por lo que se estaría cortando el grano a 7.1 mazorcas en un tiempo de 3 minutos. En la Figura.4.14.1 se muestran las etapas del sistema.

El rediseño del sistema sujetador se propone se ensamble con la estructura del prototipo de la máquina cortadora de grano de maíz por medio de los perfiles cuadrados de 1x1 pulgadas para ser complementada con el resto de sistemas, como es el de corte de grano, extracción de polvo, y se proponen nuevos sistemas para un trabajo futuro y permitan la automatización del corte de grano de maíz como son:

1. Sistema de alimentación automático: este sistema debe ser capaz de recibir las mazorcas provenientes de un costal, seleccionar una por una, posteriormente acomodarla en un sentido, debe de acoplarse con el sistema sujetador, bloquear el giro de la mazorca para permitir que la punta enroscable sujete la mazorca.
2. Sistema de control en el revólver: debe controlar las velocidades de giro del tren de engranes y revolver para optimizar los tiempos en el sistema sujetador, obteniendo mejores tiempos de corte.

3. Sistema de control de tamaño de grano: Debe ser capaz de medir la longitud de la mazorca y tamaño de grano durante la conducción de la mazorca al sistema de corte.

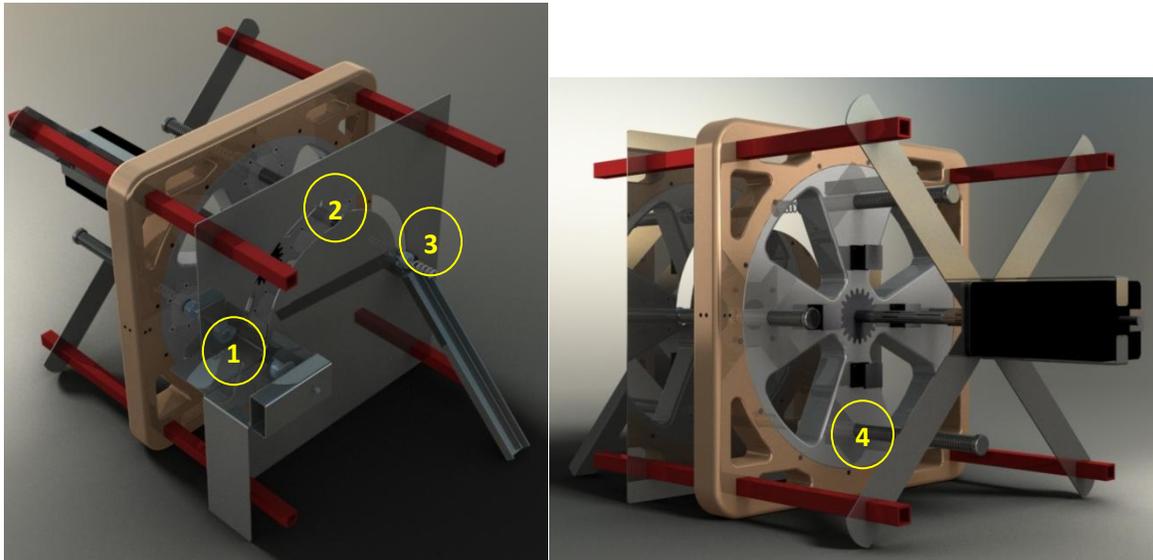


Figura.4.14.1 Etapas de operación del rediseño del sistema de sujeción.

El sistema sujetador de la mazorca se ensamblará en un bastidor de perfil tubular cuadrado de 2x2 pulgadas, de igual forma que el anterior sistema, la estructura se modificará para poder ensamblar el sistema, una propuesta se muestra en la Figura.4.14.2, la cual no es definitiva debido a que falta la integración del resto de los sistemas.

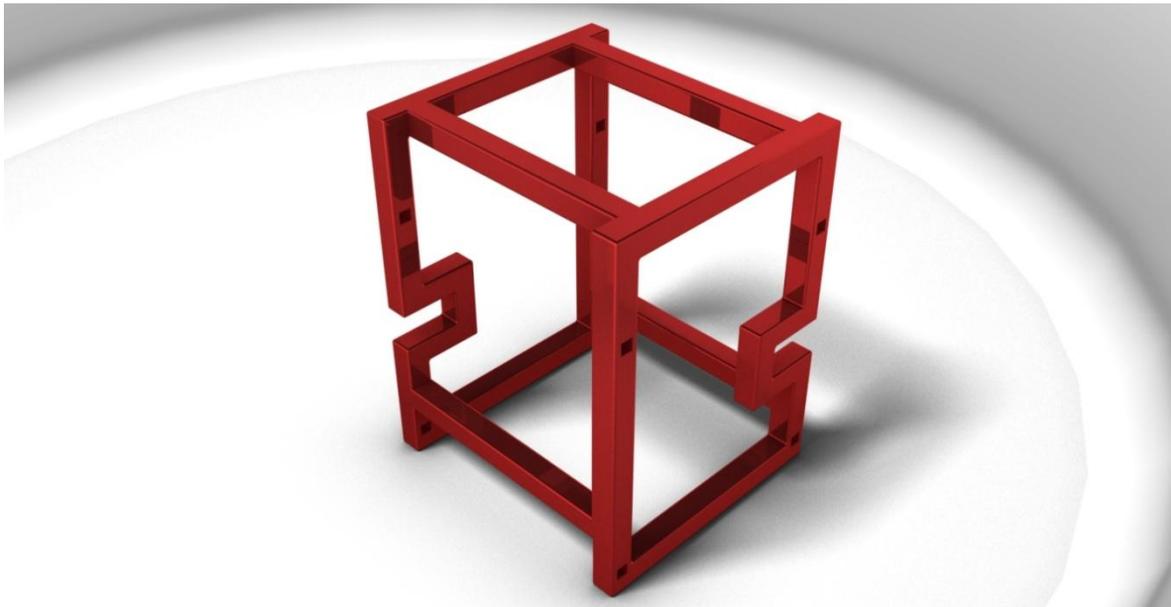


Figura.4.14.2 Propuesta de bastidor estructural para el prototipo de una máquina cortadora de maíz.

El sistema sujetador se ensambla por medio de los perfiles tubulares de 1x1 pulgadas los cuales ensamblan con la estructura mediante los orificios establecidos como se muestra en la Figura.4.14.3.



Figura.4.14.3 Sistema sujetador de la mazorca ensamblado con el bastidor

Con el propósito de aumentar la productividad, se propone el ensamble de dos sistemas de sujeción en un bastidor, con el objetivo de duplicar el corte de grano de maíz mencionado anteriormente, la propuesta se muestra en la Figura.4.13.4.

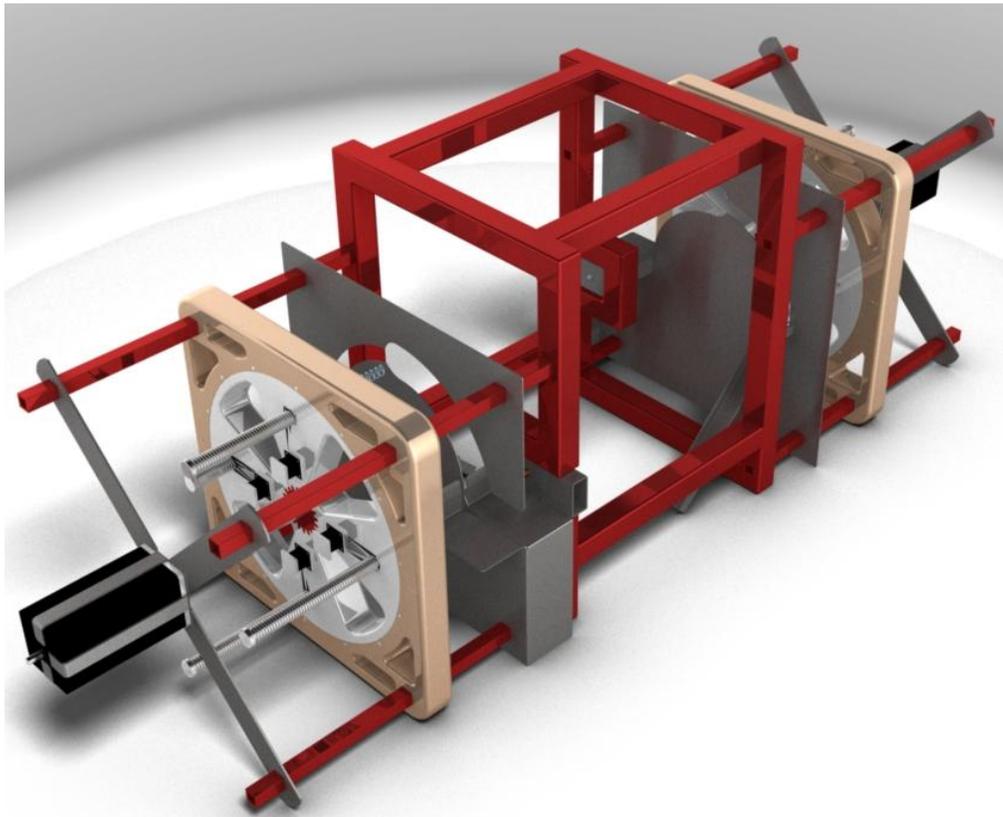


Figura.4.14.4 Ensamble doble del sistema sujetador de mazorca.

## 4.15 RESULTADOS Y CONCLUSIONES

En este capítulo se comparará el funcionamiento del primer prototipo del sistema sujetador de mazorca, con el rediseño del mismo sistema de este trabajo, con la finalidad de dar respuestas a las hipótesis planteadas en el inicio de este trabajo así como dar conclusión del mismo.

Se recordará que el sistema sujetador de mazorca en el prototipo de la máquina cortadora de maíz se montaba en una estructura o bastidor de perfil tubular cuadrado de 2x2 pulgadas, en las esquinas de un bastidor cuadrado, con la finalidad de cortar el grano de la mazorca de forma paralela y simultánea, en los capítulos 2 y 4 se describe con detalle el funcionamiento del sistema sujetador, así como las piezas que lo conforman, se recordará que el proceso de sujetar a la mazorca y posicionarla para el corte de grano tardaba en promedio de un minuto a minuto y medio, antes de accionar la máquina para el proceso de corte de grano, tardando de 45 segundos a 1 minuto para cortar el grano a cuatro mazorcas, posteriormente se tiene que detener la máquina para retirar el olote del sistema sujetador, lo cual demoraba de 30 a 45 segundos, cortando el grano de la mazorca en un ciclo aproximado de 2 minutos 45 segundos a cuatro mazorcas, posteriormente se tiene que volver a repetir el proceso mencionado anteriormente por cada cuatro mazorcas, de aquí surge la primer hipótesis de este trabajo. En la que se preguntaba si era posible mejorar la interacción existente entre el operador-máquina reduciendo la complejidad de operación, a lo cual se responde con el rediseño del sistema sujetador para mazorca, en el cual el operador sólo tendrá que sujetar la mazorca en un periodo de 5.5 segundos el tiempo en que el tornillo de potencia enrosca la mazorca y la sujeta, tomando una mazorca a la vez, en este caso el operador no tiene que calibrar la longitud y espesor de la mazorca, debido a que las mazorcas previamente deberán estar separadas en tamaños de chico, mediano y grande, donde chico son mazorcas de longitudes menores a 110 milímetros, la mazorca mediana tendrá longitudes entre los 110-140 milímetros y la mazorca grande longitudes de 140-190 milímetros de longitud, el sistema sujeta etapa(1), direcciona a la mazorca a sistema de corte etapa (2), en forma continua sin tener que detener a la máquina para sujetar una nueva mazorca, el proceso de retirar el olote del sistema, se realiza de forma automática sin que el operador interactúe con la maquina en la tercer etapa (3), con lo que se reduce la complejidad de operación de la máquina, de igual forma se propone implementar un sistema de alimentación el cual debe ser capaz de seleccionar las mazorcas por tamaños, acomodarlas en forma ordenada y en una sola dirección, conducir la mazorca al sistema sujetador, bloquear el giro de la mazorca para que el tornillo pueda enroscar la mazorca, con esto se lograría reducir la interacción del operador a vaciar costales de mazorca dentro del sistema de alimentación.

La segunda hipótesis de este trabajo se preguntaba si era posible mejorar la eficiencia reduciendo el tiempo en el proceso para sujetar la mazorca, a lo que se responde que sí es posible reducir el tiempo para sujetar la mazorca en un tiempo de 5.5 segundos, si se propone la idea del primer sistema sujetador de mazorca, de modularizar el sistema sujetador colocando cuatro sistemas en

paralelo del rediseño del sistema sujetador de mazorca, se sujetarían cuatro mazorcas en un tiempo de 5.5 segundos, recordando que el proceso del anterior sistema tardaba un tiempo de un minuto a minuto y medio en sujetar cuatro mazorcas.

La tercera hipótesis se preguntaba si era posible aumentar la productividad en una jornada de trabajo, a lo cual se responde comparando la productividad del primer sistema sujetador de mazorca contra el rediseño, si consideramos que una jornada de trabajo es de ocho horas donde hipotéticamente el operador no se aleja de la máquina en ningún instante. Si el tiempo promedio de un ciclo en el sistema anterior para cortar el grano de la mazorca dura 2 minutos con 45 segundos, y una jornada de trabajo tiene 480 minutos, se cortará el grano a 698.18 mazorcas, con el rediseño tomando el caso donde el proceso es más lento debido a que el tamaño denominado grande de la mazorca y tomando una sola mazorca a la vez, recordando el rediseño del sistema sujetador completaría el proceso de corte de grano de maíz en un tiempo de 36.3 segundos, tomando los mismos 480 minutos de una jornada de trabajo el nuevo prototipo de máquina cortadora de maíz, cortara el grano a 793.33 mazorcas, si se continua con la idea de modularizar y se colocan cuatro sistemas trabajando en paralelo se cortaría el grano a 3173.55 mazorcas, la producción aumenta en las mazorcas de menor tamaño, se observa que se mejora significativamente la producción aun cuando el operador en forma manual cortará el grano a cuatro mazorcas en un minuto, si no se aleja de la cierra de corte y trabaja 480 minutos continuos de forma artesanal se corta el grano a 1920 mazorcas.

En este trabajo se demostró que es posible mejorar la interacción que tiene el operador con la máquina, aunque esto implique incrementar el número de piezas que conforman a los sistemas, con la finalidad de automatizar los procesos, lo cual se ve reflejado en la productividad del corte de grano de maíz, con la intención original de minimizar el riesgo del operador a sufrir un accidente en sus miembros superiores, el costo de desarrollo resultante es redituable, con el costo de manufactura y ensamble. Se proponen mejorar los sistemas de corte, el sistema de extracción de polvos al igual de implementar nuevos sistemas que el prototipo actual carece como son, un sistema de alimentación automático, un sistema de control que sea capaz de controlar las funciones de cada sistema con la finalidad de que trabajen acoplados, un sistema que sea capaz de censar el tamaño de grano y pueda enviar la información al sistema de corte, una sistema de barrera que evite que el grano salga disparado sin control y pueda canalizarlo en un contenedor, en la medida de que estos sistemas sean desarrollados en un trabajo futuro y sean ensamblados en el producto final de la máquina cortadora de maíz, facilitará y mejorará la producción de corte de grano.

## REFERENCIAS

*Affordance-based design methods for innovative design, redesign and reverse engineering.* **Fadel, Jonathan R. A. Maier & Georges M. 2009.** DOI 10.1007/s00163-009-0064-7, USA : Springer, 2009, Vols. Res Eng Design (2009) 20:225–239.

*An integrated approach to desing for manufacturing and assembly based on reduction of product development time and cost.* **M.Adithan, P.Selvaraj. P.Radhakrishnan. 2008.** Verlag London : Springer, 2008. DOI 10.1007/s00170-008-1580-8.

**Anderson, Adaptación Norte Americana de James. Barcelona 1975.** *Diseño de elementos de maquinaria.* s.l. : Gustavo gill, Barcelona 1975. Quinta edición.

**Beland, Ronnie Charles Neidigh and Denis Ralph. 2008.** *AUTOMATIC CORN CUTTER APPARATUS AND METHOD.* US 2008/0261669 A1 USA, OCT 23, 2008.

**CUNNINGHAM, EDWARD E. ROSS AND JACK. 1969.** *CORN CUTTING MACHINE.* 3,455,307 USA, JULY 15, 1969.

**Faires, Moring.** *Diseño de elementos de Maquinaria.*

**KEW, CHARLES E. 1939.** *GREEN CORN CUTTING MACHINE.* 2,169,963 USA, 15 de AUG de 1939.

**Mazurek, Ferdinand P. Beer / E. Russell Johnston. Jr. / John T. Dewolf / David F. 2010.** *Mecánica de Materiales.* s.l. : Mc Graw Hill, 2010. Quinta Edición.

**MONTERRUBIO, RAFAEL OROPEZA.** *TRIZ LA METODOLOGÍA MÁS AVANZADA PARA ACELERAR LA INOVACIÓN TEGNOLÓGICA SISTEMÁTICA.* MEXICO : UNAM.

**Ortiz, Alejandro Ojeda. 2009.** *Diseño y fabricación de un prototipo de una maquina cortadora de grano de maiz cacahuazintle.* México D.F : Tesis de licenciatura. UNAM de F.I, 2009. pág. toda.

**Pahl G, Beitz W. 1996.** *Engineering desing: a systematic approach.* New York : Springer, 1996. 2nd.

*Predicting and evaluating the post-assembly shape of thin-walled components via 3D laser digitization and FEA simulation of the assembly process.* **Iacopo Gentilini, Kenji Shimada. 2010.** 2011, USA : ELSEVIER, 2010, Vol. 43. 326-328.

**Profesor Darrell Mann,. SolidCreativity 2004 - 2011.** TRIZ 40. *Interactive TRIZ Matrix & 40 Principles.* [Online] SolidCreativity 2004 - 2011. [Cited: Ddiciembre 11, 2011.] <http://www.triz40.com/>.

*Reverse Engineering and Redesig: Courses to Incrementally and Systematically.* **KRISTIN L. WOOD,DANIEL JENSEN,JOSEPH BEZDEK,KEVIN N. OTTO. July 2001.** no. 3, page 363-374, USA : Journal of Engineering Education, July 2001, Vol. Vol. 90 .

---

—. **KRISTIN L. WOOD, DANIEL JENSEN, JOSEPH BEZDEK, KEVIN N. OTTO. 2001.** USA : Journal of Engineering Education, 2001.

**Shorth, Cecil Jensen / Jay D. Helsel / Dennis R. 2004.** *Dibujo y Diseño en Ingeniería.* s.l. : Mc Graw Hill, 2004. Sexta Edición.

**Shupe J, Mistree F. 1987.** *An effective approach for the hierarchical desing of structural systems.* USA : Comput Struct, 1987.

## ANEXOS



### TABLAS ANEXAS DEL ANALISIS DE PATENTES

N° DE PATENTE-NOMBRE- AÑO	0276854- GREEN CUTTING MACHINE FOR GREEN CORN SHEARS-1943	0346595- CORN SHAPER-1946	0127544- CORN CUTTER-1915	02663483- CORN TRIMMER-1936	02164863- GREEN CORN CUTTING MACHINE-1939	02188928- CORN CUTTER-1949	02545564- CORN CUTTER-1951	02767716- GREEN CUTTING MACHINE-1956	02782237- GREEN CORN CUTTING MACHINE-1957	03495287- GREEN CORN CUTTING MACHINE-1949	02622223- SELF CLEARING CORN CUTTING MACHINE D-1931	04103444- CORN CUTTER WITH JAM CLEARING SYSTEM-1979	04053859- CORN CUTTING MACHINE-1988	04238868- MACHINE FOR CUTTING KERNELS OF CORN-1985	04389276- EJECTOR FOR EXTRACTING OCREAMED CORN-2001	04146188- CORN CUTTING ASSEMBLY-2003	02616648- CORN CUTTING APPARATUS FOR REMOVAL OF HUSK-2000	PROTOTIPO MAQUINA CORTADORA DE MAIZ PARA UN PROTOTIPO DE UNA MAQUINA CORTADORA DE MAIZ		
																		REPORTE DEL PORCENTAJE	%	
MAQUINA CORTADORA DE MAIZ	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	2	11.1111	1
EXTREMO CONICO RESEFOR DEL EXTREMO DE LA MAZORCA	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6	33.3333	0
SUJETAR MAZORCA CON RODILLO	0	0	0	0	1	0	0	0	1	1	1	1	0	0	0	0	0	2	11.1111	0
SUJETAR MAZORCA POR CILINDRO RUECO	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	5.5556	0
SUJETAR LA MAZORCA EN FORMA MANUAL	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	5.5556	0
CONTROLAR LONGITUD DE MAZORCA	1	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	5	27.7778	1
CONTROLAR LONGITUD CON TORNILLO GUIA	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	11.1111	1
CONTROLAR LONGITUD CON TORNILLO GUIA	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	5.5556	0
CONTROLAR LONGITUD CON VARRAS DESLIZANTES	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	2	11.1111	0
EJE DE GIRO DE LA MAZORCA	1	1	1	1	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	1	1	0	9	50	1
EJE DE GIRO EN EL EXTREMO DE LA MAZORCA	1	1	1	1	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	1	1	0	9	50	1

## TABLAS ANEXAS DEL ANALISIS DE PATENTES

N° DE PATENTE-NOMBRE- AÑO	0276964- MACHINE FOR CUTTING GREEN CORN 1942	0346585- CORN SHARER- 1944	01127544- CORN CUTTER- 1975	02463483- CORN TRIMMER- 1936	02164963- GREEN CORN CUTTING MACHINE- 1939	02188284- CORN CUTTER- 1949	02544568- CORN CUTTER- 1951	02747716- CORN CUTTING MACHINE- 1954	02743273- GREEN CORN CUTTING MACHINE- 1957	03055397- CORN CUTTING MACHINE- 1969	03425223- SELF CLEARING CORN MACHINES D-1971	04193164- CORN FOR JAW CLEARING SYSTEM-1979	04752159- MACHINE FOR CORN CUTTING- 1982	05239868- MACHINE FOR CUTTING KERNELS OF CORN- 1985	06395276 APPARATUS FOR EXTRACTING GREEN CORN-2001	06444189 CUTTING ASSEMBLY- 2003	021165231- CORN CUTTER APPARATUS METHOD- 2004	PROTOTIPO MÁQUINA CORTADORA DE MAÍZ CON MÁQUINA DE CASCAMBAZ	
MAQUINA CORTADORA DE MAÍZ																			
EJE DE GIRO OPERADO POR ENGRANES	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	22.2222	
EJE DE GIRO POR MANIVELA	0	1	1	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	27.7778	
MOTOR ACOPLADO A ENGRANES PARA GENERAR GIRO	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	11.1111	
GIRO DE EJE DE LA MAZORCA EN FORMA MANUAL	1	1	1	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	38.8889	
CORTE DE GRANO DE MAIZ																			
CORTE DE GRANO SIN GIRO DE MAZORCA	0	0	0	0	1	1	0	1	1	1	1	1	0	1	0	0	1	9	50
CORTE DE GRANO CON GIRO DE MAZORCA	1	1	1	1	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	1	1	0	9	50
CORTE DE GRANO MECANIZADO	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	1	16	88.8889
CORTE DE GRANO EN FORMA MANUAL	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	2	11.1111
CORTE DE GRANO CON NUCLEOS DE NAVAJAS	0	1	0	1	0	1	1	1	1	1	1	1	0	1	0	0	1	11	61.1111

TABLAS ANEXAS DEL ANALISIS DE PATENTES

N° DE PATENTE-NOMBRE- AÑO	620714- GREEN CORN CUTTER- 1881	627384- MACHINE FOR CUTTING GREEN CORN- 1883	634655- CORN CUTTER- 1886	6112754- CORN TRIMMER- 1915	6246343- GREEN CORN TRIMMER- 1934	6218928- CORN CUTTER- 1948	6254656- CORN CUTTER- 1951	6261716- CORN CUTTING MACHINE- 1954	6278723- GREEN CORN CUTTING MACHINE- 1957	6346537- CORN CUTTING MACHINE- 1965	6322523- SELF CLEANING CUTTING MACHINE- D-1971	6448364- CORN CUTTING MACHINE SYSTEM- 1979	6475154- AUTOMATIC CORN CUTTER- 1988	6523464- MACHINE FOR CUTTING CORN STEMS- 1988	6639827- APPARATUS FOR EXTRACTING CORN- 1991	6644408 B-CORN CUTTING ASSEMBLY- 2003	6215614- AUTOMATIC CORN CUTTER METHOD- 2006	REPORTE DEL PORCENTAJE	PROTOTIPO DE UNA MÁQUINA CORTADORA DE GRANO DE MAÍZ CARGADA	
MAQUINA CORTADORA DE MAIZ																		%		
CORTE DE GRANO DE MAÍZ ACORRALADO HERRAMIENTA DE AVANCE	1	1	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	1	0	8	44.4444	0
AVANCE DE LA MAZORCA AL SISTEMA DE CORTE POR MEDIO DE BANDA	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	0	1	0	0	0	6	33.3333	0
AVANCE DE LA MAZORCA AL SISTEMA DE CORTE MEDIANTE PISTON	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	5.5556	0
CORTE DE GRANO CON AVANCE DE MAZORCA	0	0	0	1	0	0	0	1	1	1	1	1	0	1	0	0	1	9	50	0
CORTE DE GRANO CON MOVIMIENTO MANUAL	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	2	11.1111	0
CONTROLAR PROFUNDIDAD DE CORTE MANUALMENTE	0	1	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	5	27.7778	1
CONTROLAR PROFUNDIDAD DE CORTE EN FORMA AUTOMÁTICA	0	1	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	0	1	0	0	1	10	55.5556	0
CONTROLAR PROFUNDIDAD DE CORTE ADAPTABLE MECÁNICAMENTE	1	1	1	1	1	0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	14	77.7778	1
CONTROLAR PROFUNDIDAD DE CORTE MEDIANTE SENSOR	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	5.5556	0

