

Diseño de mecanismo para extracción de capullo de seda limpio en la Corporación CORSEDA



Albeiro Mateus Uni

Trabajo de grado en Automática Industrial.

Asesor de la empresa: Ing. Jesús Antonio Marín Garavito

Director: PhD. Doyra Mariela Muñoz Añasco

Universidad del Cauca

Facultad de Ingeniería en Electrónica y Telecomunicaciones

Departamento de Electrónica Instrumentación y Control

Popayán, octubre 2020

Albeiro Mateus Uni

**Diseño de mecanismo para extracción de capullo de seda
limpio en la Corporación CORSEDA**

Trabajo de grado en la modalidad de práctica empresarial presentado en
la Facultad de Ingeniería Electrónica y Telecomunicaciones de la
Universidad del Cauca para la obtención del

Título de:

Ingeniero en Automática.

Asesor de la empresa: Ing. Jesús Antonio Marín Garavito

Director: PhD. Doyra Mariela Muñoz Añasco

Popayán

2020

< En este espacio está el acta de sustentación firmada por los jurados en el momento de aceptar el trabajo, que está en el archivo “*PA-GA-4.2-FOR-13 Acta para sustentación pública de trabajo de grado.docx*” >

Agradecimientos

Primero agradecer al creador por iluminarme en el desarrollo del proyecto, al ingeniero Jesús Antonio Marín Garavito por darme la oportunidad de trabajar en soluciones para el mejoramiento en los procesos de CORSEDA, también al ingeniero Germán Bacca por guiarme durante el diseño de los mecanismos, a mi directora de tesis ingeniera Mariela Muñoz por corregirme y acompañarme durante el largo desarrollo del proyecto, además, de la paciencia de los ingenieros Fernando Flores y Martín Muñoz como evaluadores.

Agradezco a mis padres y mi hermana por darme ánimo al igual que mis amigos Klever, Oscar, Martha y Luisa por no dejarme solo y estar al pendiente. Muchas Gracias de parte de Albeiro Mateus.

Contenido

Agradecimientos.....	IV
Contenido	6
1 INTRODUCCIÓN	13
2 CAPITULO I: Caracterización del capullo de seda.....	15
2.1 Historia de la seda.....	15
2.2 Método de Diseño	17
2.2.1 Fase 0: Planeación	18
2.2.2 Fase 1: Desarrollo del concepto:	18
2.2.3 Fase 2: Diseño en el nivel de sistema	19
2.2.4 Fase 3: Diseño de detalle.....	20
2.2.5 Fase 4: Pruebas y refinamiento	20
2.3 Diagnóstico del proceso de extracción de capullo de seda.....	20
2.3.1 Descripción general	20
2.3.2 Deficiencias.....	22
2.3.3 Análisis del producto	24
3 CAPITULO II: Diseño mecánico propuesto.....	31
3.1 Desarrollo de los módulos	31

3.1.1	Motor	31
3.1.2	Sistema de transmisión mecánica	32
3.1.3	Caja Reductora de Velocidad.....	39
3.1.4	Módulo de Desborrado - Clasificación	46
3.1.5	Corte y Despupado	55
3.2	Materiales de las piezas.....	63
4	CAPITULO III: Verificación de los mecanismos	73
4.1	Análisis de Movimiento	73
4.1.1	Caja reductora	73
4.1.2	Cortadora.....	74
4.1.3	Manivela-Corredera de Grashof.....	74
4.1.4	Yugo Escocés.....	76
4.1.5	Leva.....	77
4.2	Comportamiento de Fuerzas	78
4.2.1	Engranajes	78
4.2.2	Manivelas.....	81
4.2.3	Poleas.....	85
4.2.4	Ejes.....	89
5	CAPÍTULO IV: Propuesta de Automatización.....	108
5.1	Adaptación del Proceso	108
5.2	Instrumentalización	109
5.3	Costos de la propuesta	115
6	CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.....	117

7	BIBLIOGRAFIA	119
---	--------------------	-----

Listado de Figuras

Figura 1. Morus Alba.....	16
Figura 2. Ciclo vital del gusano de seda.....	16
Figura 3. Fases del Proceso Genérico de Desarrollo del Producto.....	17
Figura 4. Etapas del Desarrollo de Concepto.	18
Figura 5. Extracción de capullo de seda limpio.	21
Figura 6. Etapas de interés.	21
Figura 7. Desbarradora.....	22
Figura 8. Deficiencias en el Corte.	24
Figura 9. Distribución normal del Diámetro del capullo (300 capullos frescos).	28
Figura 10. Comparación Diámetro del capullo y Ancho de la pupa.	30
Figura 11. Motor Monofásico de Inducción – Rotor de Jaula.....	31
Figura 12. Tipos de Transmisión por Correa.....	32
Figura 13. Tipos de Correas.	33
Figura 14. Transmisión por Correa Plana.	33
Figura 15. Transmisión por Correa Redonda.....	34
Figura 16. Transmisión por Correa tipo V.	34
Figura 17. Transmisión por Correa de Sincronización.....	35
Figura 18. Transmisión por Cadena.....	36
Figura 19. Transmisión por Piñón y Engrane.....	36
Figura 20. Tipos de Engranajes.	37
Figura 21. Engranaje Cilíndrico Recto.....	37

Figura 22. Engranaje Helicoidal.	38
Figura 23. Tipos de Engranajes Cónicos.	38
Figura 24. Tornillo Sinfín Corona	39
Figura 25. Carcasa de la Caja Reductora.	40
Figura 26. Ejes del Sistema de Transmisión.	41
Figura 27. Engranajes Cónicos y Rectos.	43
Figura 28. Cuña Cuadrada.	43
Figura 29. Tipos de Tapones.	44
Figura 30. Caja Reductora de Velocidad.....	45
Figura 31. Acoples Rígidos.....	45
Figura 32. Acople de la caja y el motor.	46
Figura 33. Proceso Desmotadora de Algodón.....	47
Figura 34. Motorized Cocoon Deflossing Mashine.....	47
Figura 35. Biela de Acoplamiento.....	48
Figura 36. Desborradora.....	49
Figura 37. Piezas de Soporte de la Desborradora.	50
Figura 38. Elementos mecánicos de la Desborradora.	50
Figura 39. Elementos de Limpieza de la Desborradora.....	51
Figura 40. Cadena Transportadora de la Planta de Clasificación.	52
Figura 41. Clasificadora.....	52
Figura 42. Piezas de Clasificación.	53
Figura 43. Soportes de la Banda Transportadora.....	54
Figura 44. Banda Plana de Pestañas Flexibles.....	54

Figura 45. Mecanismos de Corte.....	55
Figura 46. Husillo de Roscar	55
Figura 47. Piñón y Cremallera.....	56
Figura 48. Mecanismo Biela-Manivela.	56
Figura 49. Cortadora.....	57
Figura 50. Tolva Rectangular.	58
Figura 51. Elementos del Mecanismo Biela-Manivela.	58
Figura 52. Sierra Lineal.	59
Figura 53. Elementos del Mecanismo de Yugo Escocés.	60
Figura 54. Soportes del Yugo Escocés.	60
Figura 55. Zaranda	61
Figura 56. Elementos del Mecanismo de Despupado	61
Figura 57. Poleas.....	62
Figura 58. Base de Soporte.....	63
Figura 59. Velocidades de la Caja Reductora.	74
Figura 60. Movimiento de la Manivela-Corredera.	75
Figura 61. Movimiento del Yugo Escocés.	76
Figura 62. Movimiento de Leva.	78
Figura 63 Proceso de ECSL Adaptado a la Mecanización.	108
Figura 64. Diagrama de Potencia y Mando.	109
Figura 65 Diagrama de Conexión.....	111
Figura 66 Diagrama de Potencia y Mando Controlado.	112

Lista de Cuadros

Tabla 1. Cosecha de capullo de seda año 2017	24
Tabla 2. Cosecha de capullo de seda año 2018.....	25
Tabla 3. Valor crítico.....	26
Tabla 4. Muestras de capullo de seda: 50 capullos deshidratados.....	27
Tabla 5. Muestras de capullo de seda: 100 capullos deshidratados.....	27
Tabla 6. Muestras de capullo de seda: 300 capullos deshidratados.....	27
Tabla 7. Clasificación por rango de 0,0625 pulgadas (300 capullos frescos).	28
Tabla 8: Toma de muestra de 50 capullos.....	29
Tabla 9: Listado de los materiales	63
Tabla 10. Tensión en Engranajes.....	78
Tabla 11. Desplazamiento y Tensión en Manivelas.....	82
Tabla 12. Desplazamiento y Tensión en Poleas.....	86
Tabla 13. Ejes de la Caja Reductora de Velocidad.....	89
Tabla 14. Ejes de la desbarradora	94
Tabla 15. Ejes de la Clasificadora.....	98
Tabla 16. Ejes de la Cortadora.....	102
Tabla 17. Elementos de la Automatización.....	112

1 INTRODUCCIÓN

Hoy en día, la seda sigue siendo una de las fibras más finas gracias al brillo de su hilo y la suavidad que posee al momento de tejerla, desde la antigüedad ha sido considerada como sinónimo de nobleza y riqueza, y no es para menos, solo las personas más acaudaladas podían darse el lujo de adquirirla dado al incremento de su valor por el largo viaje. Sin embargo, en la actualidad, la seda es más asequible para las personas del común gracias a su expansión por el mundo.

A través de los años, se ha buscado implementar tecnologías para el mejoramiento en la elaboración del hilo de seda, dando origen a fibras más delgadas y una categorización de calibre, permitiendo su uso como hilo dental; además, se ha descubierto mediante estudios que los componentes del capullo tiene aplicaciones tanto en el campo médico como cosmetológico, dejando de ser solo una materia prima para prendas de vestir.

La Corporación para el Desarrollo de la Sericultura del Cauca, CORSEDA [1], es una organización conformada por cerca de 200 familias campesinas del Departamento del Cauca dedicadas al cultivo de morera, la crianza de gusanos, producción de capullos y tejidos artesanales de seda. Las cuales cuentan con asistencia técnica y transferencia de tecnología, con lo cual se busca mejorar la capacidad de negociación, producción; pero, sobre todo brindar cobertura en temas de seguridad social. CORSEDA cuenta con varios reconocimientos nacionales e internacionales, y una de las razones se debe a los capullos utilizados para la confección de prendas, son 100% naturales lo que los convierte en materia prima de la más alta calidad, además sus productos son únicos porque emplean técnicas artesanales y tienen el sello de calidad Icontec – HECHO A MANO.

En este trabajo se presenta una propuesta de diseño de un mecanismo para la extracción de capullo de seda limpio en la Corporación CORSEDA; dado que ésta es una tarea que hasta el momento se realiza de forma manual presentando diferentes inconvenientes de índole de seguridad laboral, volúmenes de producción y pérdidas económicas.

El desarrollo del presente documento está estructurado en cuatro capítulos:

El primer capítulo genera la caracterización de los capullos de seda para determinar sus especificaciones en unidades métricas y cualitativas con el propósito de suplir las necesidades de los clientes.

En el capítulo 2, se describen los conceptos mecánicos para encontrar la mejor solución posible al momento de diseñar los módulos de equipo para el desbarrado, clasificación y el corte del capullo de seda.

En el capítulo 3, se utiliza un software para simular el movimiento de los mecanismos; además, muestra cómo se comportan las fuerzas que actúan sobre ellos, dando soporte al diseño realizado anteriormente.

En el capítulo 4, se realiza una propuesta de automatización a los módulos, debido a que el mecanismo no cuenta con sensores y actuadores que permitan solucionar los disturbios que surjan durante su operación; además se presenta la propuesta económica del proyecto.

Conclusiones y trabajos futuros.

2 CAPITULO I: Caracterización del capullo de seda

En el presente capítulo se desarrolla el diagnóstico al proceso que busca mejorar CORSEDA y la identificación de los requerimientos por parte del cliente para el producto final; pero, antes de presentar el diagnóstico se muestra algo de la historia de la seda, además de tener en cuenta algunos métodos de diseño de productos que funcionen como base para perfeccionar el proceso de interés.

2.1 Historia de la seda

El inicio del descubrimiento de la seda comenzó en China 2640 años A.C., cuando la princesa Hsi Ling Shin tomaba té y un capullo cayó sobre su taza, con sumo cuidado, ella fue desenvolviendo el hilo imaginando que se podía tejer, su hallazgo fue tan importante que fue considerada Diosa. La seda generaba grandes ingresos gracias a los largos viajes para comercializarla en Medio Oriente y Europa, dichas rutas comerciales fueron denominadas como la Ruta de la Seda. Los chinos mantuvieron en secreto la obtención de la seda durante muchos siglos hasta que en el año 550 D.C., dos monjes griegos aprendieron el proceso llevándolo a Grecia, donde fue esparcido a Asia, África y Europa, hasta llegar a América durante la época de la colonia [2].

La seda llegó a Colombia alrededor del año 1868 por el médico Manuel Vicente de la Roche, luego en 1920 el médico Enrique Sánchez trata de reactivar la sericultura, pero a causa del desconocimiento fracasa. Cincuenta años después, la Federación Nacional de Cafeteros inicia el estudio de la sericultura, al tener buenos resultados, inicia la promoción de la sericultura en 1980 en los Departamentos de Cauca, Caldas, Risaralda y el Norte del Valle [3], dando una posible solución a la crisis cafetera que se vivía en aquellos días en consecuencia a la alta producción de café en diferentes países.

“BOMBYX MORI” es el nombre científico por el cual son conocidas las larvas del gusano de seda, sin embargo, realmente es una oruga. Aunque existen diferentes tipos de insectos que producen seda, son descartados dado que su hilo no cumple con las especificaciones requeridas; es decir, el hilo no presenta continuidad además de la baja calidad de la seda obtenida, asimismo, pese a que pertenecen a la misma familia (Bombycidae), no se adaptan al cautiverio por lo cual es difícil su obtención. Los gusanos de seda se han domesticado a tal punto que no pueden sobrevivir sin ayuda, por lo tanto, son alimentados durante su crianza por una planta llamada morera (Morus Alba), como se muestra en la

Figura 1



a) Cultivo de Morera.



b) Larvas alimentándose de Morera.

Figura 1. *Morus Alba*. Fuente Propia: Finca La Rejoja.

Su ciclo vital comienza con la incubación de los huevos que eclosionan después de 10 a 15 días donde nace la larva, aquella que se alimenta de la hoja de la morera, alrededor de 25 días en los que muda y aclara de piel hasta que inicia la confección del capullo para convertirse en pupa o crisálida. El capullo tarda 7 días en formarse y se compone de 72% a 80% de filamento (fibroína) y 20% a 28% de goma o pegante (sericina), donde la pupa se mantiene entre 12 y 15 días, para luego salir la polilla disolviendo el capullo y vivir de 3 a 5 días (Ver Figura 2) [2]. Los capullos de seda se presentan en 3 colores; amarillo, verde y blanco, para el caso de CORSEDA, se obtiene de la variedad *Pilamo* “*BOMBYX MORI LINN*”, la cual lo confecciona en color blanco.



a) Eclosión de Huevos



b) Larvas



c) Encapsulamiento



d) Capullos



e) Pupas



f) Polillas

Figura 2. Ciclo vital del gusano de seda. Fuente Propia: Finca La Rejoja, Bodega de CORSEDA.

Hoy en día, CORSEDA dedica la mayor parte de su materia prima a la elaboración de hilo, el cual es utilizado para la confección de prendas textiles y como producto para la seda dental

comercializada por la empresa MACROLAB. Primero llegan los capullos de seda a la bodega en donde se determina su calidad por medio de dos tipos de muestra; se toma una muestra de 500 gramos contando la cantidad total de capullos, y luego se toma una muestra de 50 capullos para determinar su peso, en ambas muestras se cuentan los capullos manchados, blandos y dobles.

Una pequeña parte se destina solo a extraer la pupa del capullo de forma manual y venderlo a Silk Therapeutics [4] para investigaciones. Dada la demanda y remuneración económica que se obtiene por kilogramo de capullo de seda, se busca mejorar este proceso mediante la implementación de tecnologías.

A través de los años, el descubrimiento de las proteínas presentes en la seda, especialmente la fibroína, como biomateriales, ha permitido su uso en la ingeniería tisular [5], dado que logra aplicarse en el campo de regeneración de hueso, cartílago y ligamentos [6], permitiendo un sitio adecuado para el crecimiento celular y un efecto positivo en la regeneración. La fibroína también es un polímero natural, lo que la convierte en un material ideal para empaques, gracias a sus propiedades mecánicas, biodegradabilidad y efectos antimicrobianos [7], consiguiendo mejoras al combinarla con otros biomateriales y la conservación y protección de alimentos. Sin embargo, la sericina también tiene aplicaciones debido a sus propiedades antioxidantes, anticoagulantes, hidrófilas, anticancerígenas y antimicrobianas [8], facilitando y aprovechando su uso tanto en la biomédica como en la industria farmacéutica y alimentaria.

2.2 Método de Diseño

El proceso de diseño de productos, permite encontrar solución a una situación problemática a partir de un enfoque sistémico y teniendo en cuenta las limitaciones de los requerimientos del diseño [9]. Así que, en relación con el presente trabajo, se busca la mecanización de la ECSL, aplicando el proceso genérico de desarrollo del producto, el cual sigue una serie de fases que ayudan al avance del proyecto de una manera rápida y eficiente descritas por Ulrich y Eppinger [10] (Ver Figura 3).

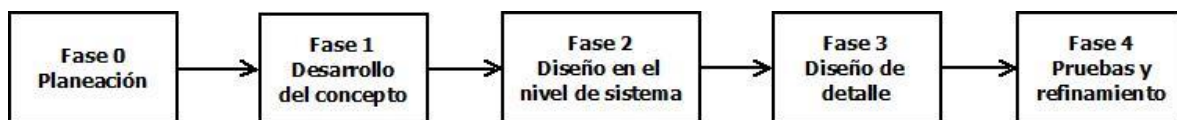


Figura 3. Fases del Proceso Genérico de Desarrollo del Producto. Fuente: Modificación, T. Ulrich, S. D. Eppinger, 2012.

2.2.1 Fase 0: Planeación

Es la primera fase del proceso y comienza con la identificación de oportunidades, los tipos de oportunidades, la manera de generarlas, filtrarlas y seleccionarlas para comenzar la planeación del producto, en donde se establece la función del producto, la propuesta de valor, el objetivo de mercado y las limitaciones encontradas.

2.2.2 Fase 1: Desarrollo del concepto:

Abarca la descripción de la forma, características y función de un producto que se encuentra acompañado por un conjunto de especificaciones (medidas, rangos y condiciones de trabajo) y la justificación económica del proyecto. Esta fase se divide en siete etapas, como se muestra en la

Figura 4.

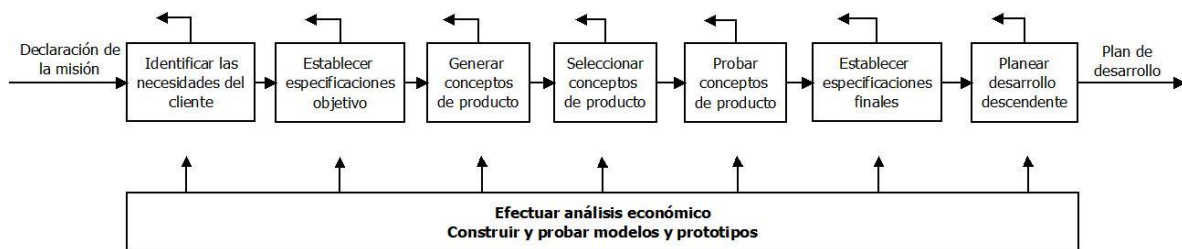


Figura 4. Etapas del Desarrollo de Concepto. Fuente: Modificación, T. Ulrich, S. D. Eppinger, 2012.

- **Identificar las necesidades del cliente:** esta etapa se caracteriza por la interacción con los clientes, con el fin de recopilar datos por medio de entrevistas, grupos de enfoque y observación del producto en uso, lo cual sirve para expresar las necesidades como un atributo del producto y la función que tiene que realizar. Adicionalmente, es necesario organizar las necesidades del cliente, en una jerarquía para tomar en cuenta las más relevantes y de esta manera establecer las especificaciones del producto [11].
- **Establecer especificaciones objetivo:** se definen las metas que describen un producto que puede tener éxito en el mercado, para lo cual inicialmente se elabora una lista de métricas que reflejan el grado en que el producto satisface las necesidades del cliente; luego se establecen valores meta ideales y marginalmente aceptables donde el valor ideal de la métrica es el que se puede esperar, mientras que el valor marginal es el que hace viable el producto [11].
- **Generar conceptos de producto:** es una descripción aproximada de la tecnología, principios de trabajo y forma del producto. Para generar los conceptos, se aclara de

manera general el problema de diseño, y es descompuesto en problemas más pequeños de acuerdo a su complejidad, para luego recopilar soluciones (existentes, cercanas o nuevas), por último, las soluciones a cada uno de los problemas se organizan en árboles de clasificación y tablas de combinación para realizar su respectiva selección [12].

- **Seleccionar conceptos de producto:** es el proceso para evaluar conceptos con respecto a las necesidades del cliente y otros criterios. Al generar los conceptos a partir de la combinación de las soluciones, se levanta una matriz de selección donde se evalúan los conceptos de acuerdo a los criterios establecidos para mejorar o combinarlos y luego realizar la selección de los más aptos. En caso de obtener demasiados conceptos, se realiza una evaluación más estricta [12].
- **Probar conceptos de producto:** es el proceso de comunicar los conceptos seleccionados directamente con el cliente mediante una descripción verbal, bosquejos, ilustraciones o simulaciones con el fin de medir el grado de aprobación para interpretar los resultados, y de esta manera, refinar y seleccionar el concepto del producto.
- **Establecer especificaciones finales:** al seleccionar el concepto, se revisan las especificaciones objetivo y se hacen más precisas, por lo cual es necesario realizar los modelos técnicos del producto con el fin de predecir las métricas del diseño para establecer el modelo de costo y refinar las especificaciones mediante un mapa competitivo, donde se evalúan los valores ideales y marginales, con respecto al costo de manufactura. En algunas ocasiones, es necesario bajar el nivel de las especificaciones debido a que no se cuenta con el presupuesto necesario, además del excesivo consumo de energía, entre otros factores.
- **Planear desarrollo descendente:** es la actividad de planear y coordinar recursos y tareas, para alcanzar los objetivos establecidos. Los proyectos están formados por tareas que pueden ser secuenciales, paralelas o acopladas. Para comenzar la planeación del proyecto, primero se definen las tareas a realizar y se analizan en la matriz de estructura de diseño, la cual representa las dependencias entre tareas; la gráfica de Gantt es realizada para representar el calendario y la gráfica de PERT muestra la trayectoria; por último, se elabora el plan maestro de proyecto con el fin de modificar las secuencias, reducir el tiempo y eliminar las tareas de poca importancia.

2.2.3 Fase 2: Diseño en el nivel de sistema

Comprende el análisis de componentes y subsistemas del producto para realizar el esquema donde se integran físicamente; el producto puede tener una arquitectura modular o integral dependiendo de la construcción de los componentes. Al establecer la arquitectura, es necesario crear el esquema del producto para conocer los elementos funcionales, con el fin de agruparlos respecto a su ubicación y función, y de esta manera, generar una disposición

geométrica aproximada, con la finalidad de considerar si son factibles las interfaces y las relaciones dimensionales entre los elementos; para terminar, se identifican las interacciones fundamentales e incidentales existentes entre los componentes mediante una matriz de interacción. El proyecto del presente trabajo se realizará teniendo en cuenta los métodos de diseño mecánico que permitan dar solución a problemas manifestados durante su desarrollo.

2.2.4 Fase 3: Diseño de detalle

Abarca la especificación completa de las partes del producto, así como la selección de materiales, dado que en esta etapa se pulen y definen los aspectos finales del proyecto, con el fin de que el producto sea funcional y satisfactorio para el cliente.

2.2.5 Fase 4: Pruebas y refinamiento

Esta fase está destinada a la construcción y prueba de prototipos, los cuales al ser analíticos reducen el riesgo de costo y el tiempo de desarrollo mediante el modelado y análisis en 3D, además de que sirven para detectar interferencias geométricas entre los componentes y subsistemas.

2.3 Diagnóstico del proceso de extracción de capullo de seda

El diagnóstico se ha realizado en dos fases, la primera, obtener la mayor información posible sobre cada una de las etapas del proceso, y la segunda, encontrar los fallos existentes que afectan directa o indirectamente el proceso para realizar un análisis y buscar soluciones desde el punto de vista de la ingeniería. El diagnóstico fue realizado mediante visitas y entrevistas al gerente de CORSEDA, el ingeniero Agroindustrial Antonio Marín, además de la realización del proceso anteriormente mencionado, de ahora en adelante, la extracción de capullo de seda limpio se conocerá por las siglas ECSL.

2.3.1 Descripción general

La ECSL se realiza actualmente de forma manual en su totalidad, consta de cuatro etapas como se aprecia en la Figura 5, aunque aparece la etapa de embalaje al final del proceso, este se descarta dado que, el proyecto sólo se centra en el mejoramiento a las etapas de desbarrado, la clasificación y el corte (Ver

Figura 6). Estas actividades suceden luego de pesar los capullos de manera independiente a cada proveedor (sericultor), y determinar su calidad mediante un proceso de muestreo.

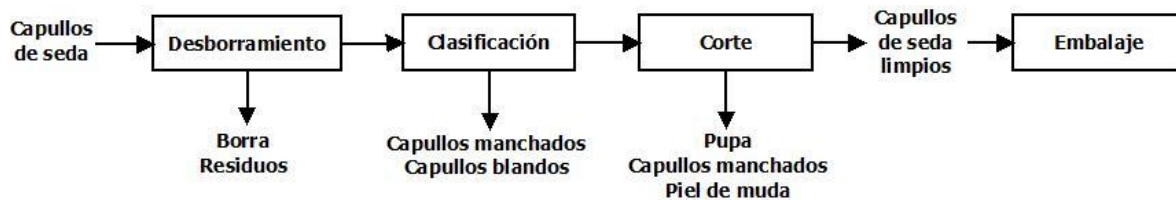


Figura 5. Extracción de capullo de seda limpio. Fuente Propia.

Desborrado: Del capullo se desprende una pequeña capa de hilos conocida como borra [2], que funciona como soporte cuando la larva se encuentra en la etapa de encapsulamiento, es necesario la separación de la borra porque los hilos pueden albergar residuos del lugar en donde la larva realiza el encapsulamiento y/o dependiendo de las condiciones de limpieza de la caseta de crianza por parte del sericultor.

Clasificación: Además de los residuos que puedan encontrarse, los capullos también pueden verse afectados por las larvas, las larvas pueden desarrollar enfermedades dependiendo del ambiente, la alimentación entre otros factores [2] [13], así que, en la clasificación, se descartan los capullos que presentan manchas o son blandas al tacto, puesto que son indicadores de baja calidad para el cliente.

Corte: Descartando los capullos de mala calidad se realiza un corte para remover la pupa y la piel de muda, esta actividad también es conocida como despupado, el corte se realiza con cuidado para evitar cortar la pupa que a su vez podría manchar el capullo; además, por causa de las enfermedades, algunas larvas mueren durante su transformación a pupas ocasionando manchas internas que no se perciben durante la clasificación, de igual manera se descartan para el embalaje.



Figura 6. Etapas de interés. Fuente Propia: Bodega de CORSEDA.

El proceso anterior es relativamente nuevo, por lo cual no se encuentra soporte técnico en documentos que hablen sobre el tema; dado que obedece a la necesidad de CORSEDA en buscar nuevos mercados y al interés de compañías especializadas en la investigación del campo médico, cosmetológico entre otros, pero como todo proceso, se suele buscar nuevas mejoras.

2.3.2 Deficiencias

Después de observar el proceso de ECSL detenidamente, se encontró que se emplea a una persona para extraer entre 1.5 y 2 kilogramos durante una jornada laboral de 8 horas; para producir 1 kilogramo se requieren entre 2000 y 2400 capullos de seda, haciendo imposible cumplir el tamaño de los pedidos por parte del cliente, además la ECSL se realiza pocas veces dada la demanda de hilo, y también presenta algunos fallos en sus etapas:

- La separación de borra del capullo, inicialmente se realizaba con la única máquina que se encuentra en todo el proceso de ECSL llamada desborradora, esta cuenta con una transportadora compuesta por una banda rugosa y cuatro cilindros de metal que giran en el mismo sentido, lo cual permite a la banda ejercer fuerza sobre los capullos y presionarlos en los cilindros para desprender la borra, pero últimamente, la banda se ha desgastado, y los cilindros se atascan de hilo que no es removido de manera adecuada, y en consecuencia, la limpieza del capullo se dificulta, por ende, se ha optado por realizar el desborrado manualmente aumentando el tiempo de esta tarea (Ver Figura 7).



a) Desborradora



b) Funcionamiento



c) Banda y cilindros

Figura 7. Desborradora. Fuente Propia: Bodega de CORSEDA.

- La clasificación manual de los capullos, no se realiza de la manera adecuada, puesto que solo se dejan por fuera los capullos manchados sin tener en cuenta los aspectos de las otras clases de capullo y el corte manual es realizado con bisturíes corta papel que pueden estar oxidados o con el filo desgastado, haciendo que se emplee más fuerza de la necesaria y se manchen los capullos; además, el operario no cuenta con guantes que eviten que se corte como se observa en la Figura 8, lo que lleva a que el actual proceso sea deficiente y en consecuencia la producción sea baja comparada con la demanda del producto.



a) Bisturíes en mal estado.



b) Riesgos de corte

Catarina: Es un elemento mecánico en forma de rueda con dientes que permite realizar la transmisión de potencia mediante empuje, ya sea por medio de una correa dentada o una cadena de eslabones.

Figura 8. Deficiencias en el Corte. Fuente Propia: Bodega de CORSEDA.

2.3.3 Análisis del producto

Últimamente, CORSEDA ha dejado de sólo producir hilo de seda y está incursionando en un nuevo mercado donde las proteínas del capullo de seda, fibroína y sericina, son utilizadas en investigaciones médicas y cosmetológicas por empresas como Silk Therapeutics, por lo que es necesario realizar la caracterización del capullo de seda y buscar la manera de satisfacer las necesidades de los clientes.

- Caracterización del capullo de seda

En el presente trabajo, respecto a las características del capullo se tendrán en cuenta las variables de: dimensiones, dureza y manchas en el capullo; aunque las dimensiones no influyen en la entrega final del producto, para esta propuesta sí es necesario tenerlas en cuenta para el diseño del mecanismo. Las dimensiones dependen del clima, alimentación, cuidados entre otros factores, como se muestran en las tablas del Anexo A, para lo cual, es necesario realizar una clasificación por tamaño haciendo uso del diámetro del capullo y el corte teniendo presente el diámetro del capullo y de la pupa. Las manchas y la poca dureza del capullo representan una baja calidad en la materia prima, por lo cual no son deseados por el cliente y son desechados.

- Especificaciones del capullo de seda

Para definir el tamaño de los capullos, se tiene en cuenta el diámetro y la altura del capullo, además de la longitud de la pupa; para estimar estas variables se realizó un muestreo.

A continuación, se describe el procedimiento y los resultados obtenidos:

Las Tabla 1 y Tabla 2 resumen la recolección de capullos de los años 2017 y 2018. Se aprecia una clasificación por tamaño, en donde el capullo seleccionado es el que presenta mejor tamaño con respecto a los demás, el de segunda son los capullos pequeños y el doble se refiere a los capullos formados por dos gusanos, son grandes pero el hilo que lo conforma es poco.

Tabla 1. Cosecha de capullo de seda año 2017

	Totales	Promedio
Sericultores activos (Personas)	--	10,5
Cajas (unidades)	71,875	7,1875

Capullo seleccionado (Kg)	2417,14	241,714
Segunda (Kg)	322,851	32,2851
Doble (Kg)	118,709	11,8709
Peso total capullo (Kg)	2821,1	282,11

Tabla 2. Cosecha de capullo de seda año 2018

	Totales	Promedio
Sericultores activos (Personas)	--	6,9
Cajas (unidades)	69,65	6.965
Capullo seleccionado (Kg)	1913,35	191,335
Segunda (Kg)	79,279	7,9279
Doble (Kg)	123,306	12,3306
Peso total capullo (Kg)	2075,975	207,5975

Fuente: Modificación, Corseda, 2018.

Los datos de recolección del año 2017 y 2018 presentan variaciones tales como el promedio de sericultores que disminuyó, afectando la cantidad de kilogramos de capullo de seda adquirida por parte de CORSEDA aproximadamente de 750 kilogramos, además a este problema se le suma el incremento de capullos por peso comparando, lo cual evidencia que no se puede tomar un tamaño de muestra de población finita dado los cambios presentados durante las recolecciones anuales.

Para el estudio piloto, se tomó una muestra de 50 capullos, pero se encontraban deshidratados y se tenía desconocimiento si los capullos frescos se comportaban de la misma manera, así que se realizó una muestra experimental de 100 para hallar el tamaño de muestra. Sin embargo, la diferencia entre los datos obtenidos entre 2017 y 2018 hizo imposible determinar el tamaño de la población, por lo cual se optó por hallar un tamaño de muestra haciendo la población infinita, determinando el tamaño de muestra en 300 capullos frescos a partir de la siguiente ecuación [14]:

$$n = \frac{[Z_{\alpha/2}]^2 \times \hat{p} \times \hat{q}}{E^2}$$

n = tamaño de muestra.

$Z_{\alpha/2}$ = valor crítico del nivel de confianza

$\hat{p} = x/n$ = proporción muestral de x éxitos de una muestra de tamaño n

$\hat{q} = 1 - \hat{p}$ = proporción muestral de fracasos de una muestra de tamaño n

E = precisión del error

Por lo general, el nivel de confianza se toma de 95% y el valor crítico correspondiente se muestra en la Tabla 3, al desconocerse la probabilidad de éxito y fracaso, ambas se igualan a un 50%, y el margen de error se adoptó en 6%.

Tabla 3. Valor crítico

Nivel de confianza	α	valor crítico, $Z_{\alpha/2}$
90%	0.10	1.645
95%	0.05	1.96
99%	0.01	2.575

Fuente: M. F. Triola, 2004.

Entonces, los parámetros y el tamaño de muestra quedan de la siguiente manera:

$$Z_{\alpha/2} = 1.96$$

$$\hat{p} = 0.5$$

$$\hat{q} = 0.5$$

$$E = 0.06$$

$$n = \frac{1.96^2 \times 0.5 \times 0.5}{0.06^2}$$

$$n = 266.778$$

El tamaño de muestra se redondea a 300 para obtener una mayor confiabilidad de los datos a tomar.

$$n = 300$$

Los datos tomados se muestran en el Anexo A, midiendo los valores de la altura y el diámetro del capullo y longitud de la pupa.

Los resultados finales son registrados en las Tabla 4, Tabla 5 y Tabla 6.

Tabla 4. Muestras de capullo de seda: 50 capullos deshidratados.

	Altura (mm)	Diámetro (mm)	Longitud (mm)
Promedio	32,054	18,67	17,884
Mínimo	29	16,1	15
Máximo	36,1	22,7	24,4
Rango	7,1	6,6	9,4

Tabla 5. Muestras de capullo de seda: 100 capullos deshidratados.

	Altura (mm)	Diámetro (mm)	Longitud (mm)
Promedio	33,065	19,347	25,544
Mínimo	28,1	16,8	17,3
Máximo	37,3	28,3	30,1
Rango	9,2	11,5	12,8

Tabla 6. Muestras de capullo de seda: 300 capullos deshidratados.

	Altura (mm)	Diámetro (mm)	Longitud (mm)
Promedio	32,1679	19,0466	24,8405667
Mínimo	26,96	15,54	19,25
Máximo	37,92	23,8	33,51
Rango	10,96	8,26	14,26

En las tres tomas de muestras se encontró una variación muy pequeña entre los promedios de cada una de las variables medidas de altura y diámetro del capullo, sin embargo, no ocurre lo mismo con las pupas frescas y deshidratadas debido a que las últimas se encogen gracias al calor que afecta el tamaño de las pupas más no el del capullo, dado que se componen de agua, pero encoge su altura más no su ancho dado que su abdomen tiene forma de acordeón. Además, a medida que se toman más muestras, el rango de medición tiende a incrementarse, excepto el rango del diámetro en la muestra de 100 que es

demasiado alto, dando a conocer que tanto el tamaño del capullo como de la pupa varía dependiendo de las condiciones a que sea sometido.

Principalmente se deseaba realizar una clasificación teniendo en cuenta tanto el diámetro como la altura del capullo, sin embargo, la correlación entre el diámetro y la altura es demasiado baja como para considerar ambas variables, se determina que la clasificación se realiza solo teniendo en cuenta el diámetro porque es más fácil transportar el capullo de forma horizontal.

En los resultados se evidencia que existe normalidad en los datos (Ver

Figura 9), por lo tanto, es posible realizar la clasificación por rangos.

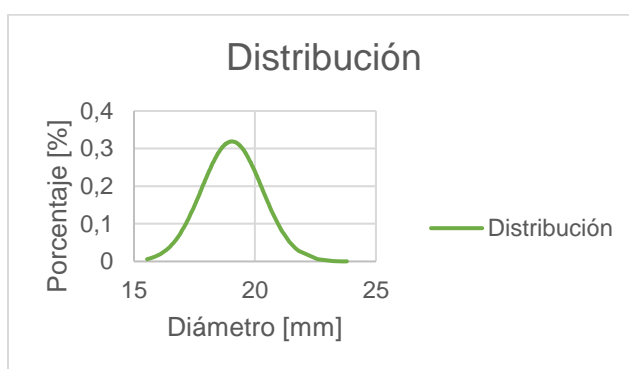


Figura 9. Distribución normal del Diámetro del capullo (300 capullos frescos). Fuente Propia.

La gráfica encuentra su máximo alrededor de 19 milímetros, por lo que una gran cantidad de capullos se encuentran cercanos a este valor, de modo que se especifican en la categoría de capullo estándar; el capullo estándar es el que mejor cantidad de hilo presenta con respecto a los demás.

Luego de observar que existe normalidad en la toma de datos, se procede a realizar la categorización por rangos de medida. Se define una categorización por rangos de 0,0625 pulgadas desde 0,625 hasta 0,9375 pulgadas, registrados en la Tabla 7

Tabla 7. Clasificación por rango de 0,0625 pulgadas (300 capullos frescos).

Rango (in)	Rango (mm)	Cantidad
0,625	15,875	3
0,6875	17,4625	31
0,75	19,05	113

0,8125	20,6375	133
0,875	22,225	16
0,9375	23,8125	4

Fuente Propia

Definida la clasificación, se especifican las categorías de los capullos quedando de la siguiente manera: primero, los capullos con diámetro inferior a 0,625 pulgadas se denominan como pequeños, los pertenecientes al rango de 0,625 a 0,6875 pulgadas como capullos de segunda, este caso es especial dado que el rango está desde 0,6875 a 0,8125 pulgadas designado como los capullos estándar debido a que estas dos categorías albergan una gran cantidad por separado, los capullos grandes se encuentran entre 0,8125 y 0,875 pulgadas y, por último, los mayores a 0,9375 pulgadas son nombrados dobles por su gran tamaño, los capullos con un diámetro entre 0,875 y 0,9375 pueden ser dobles a causa de su tamaño.

Por último, se define la manera en que es realizado el corte, principalmente se deseaba realizar el corte por encima de la longitud de la pupa sosteniendo el capullo en forma vertical, sin embargo, buscando otras soluciones, se tomó una nueva muestra de 50 capullos donde se registran los valores finales de las variables de diámetro del capullo y ancho de la pupa en la Tabla 8.

Tabla 8: Toma de muestra de 50 capullos

	Diámetro (mm)	Ancho (mm)
Promedio	18,8278	10,7362
Mínimo	15,99	9,76
Máximo	24,64	11,97
Rango	8,65	2,21

Fuente Propia.

En esta nueva muestra, el valor promedio del diámetro del capullo sigue estando cerca al de los demás, y rango del ancho de la pupa está por debajo de los registrados en la longitud de las otras muestras; mientras el rango del ancho apenas supera los dos milímetros (2,21 mm), los tres rangos de longitud lo superan por más de cuatro veces, dando a entender que el corte es más fácil de realizar por el ancho y no por la longitud de la pupa, en la

Figura 10 se muestran los datos registrados de la muestra tomada anteriormente.

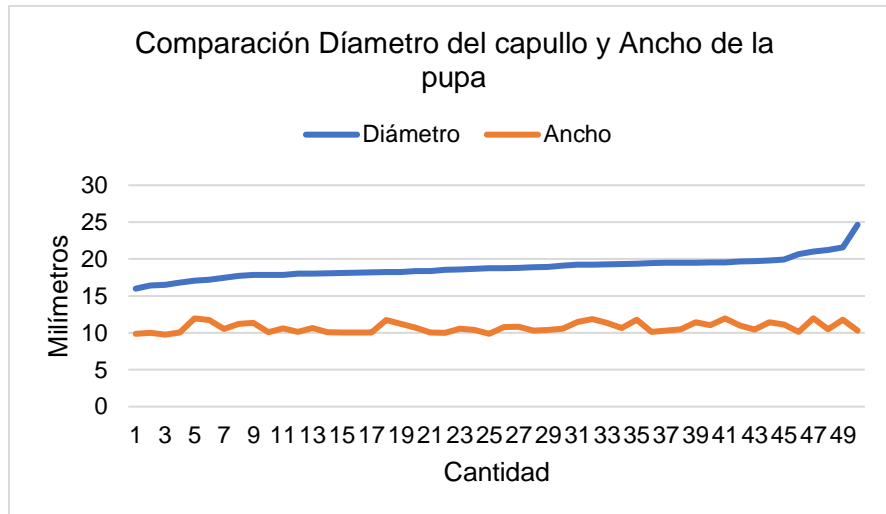


Figura 10. Comparación Diámetro del capullo y Ancho de la pupa. Fuente Propia.

En la gráfica de diámetro y ancho se observa que a medida que aumenta el diámetro del capullo, el ancho de la pupa tiende a ser constante debido a que su variación se encuentra en un rango de 2,21 milímetros, por ende, el corte debe ser realizado por encima del ancho de la pupa con el capullo acostado realizándolo a 12,7 milímetros o 0,5 pulgadas de diámetro del capullo, además, el método realizado por el Instituto Nacional de Tecnología INTI [15][16] se realiza de esta forma, dando soporte a lo anteriormente dicho.

3 CAPITULO II: Diseño mecánico propuesto

Para solventar las deficiencias del proceso de extracción del capullo de seda, se propone el diseño de una máquina que realice la operación de una manera más eficiente. Esta máquina tiene una arquitectura modular: un módulo conformado por un mecanismo para el proceso de desborrado y clasificación y un segundo módulo que contiene el mecanismo de corte.

3.1 Desarrollo de los módulos

Con el objetivo de reducir costos, ambos módulos funcionarán en conjunto utilizando un solo motor, pero debido a que la potencia se reduce a medida que aumentan los elementos a mover, se hará uso de un sistema de transmisión mecánica, el cual reduce la velocidad del motor, pero aumenta el par torsional en la transmisión de movimiento.

A continuación, se describen las especificaciones técnicas de los componentes para cumplir con el objetivo de la arquitectura propuesta:

3.1.1 Motor

Con el propósito de reducir costos, se busca mover todo el mecanismo con un solo motor, por lo cual, se ha optado por seleccionar un motor monofásico de inducción WEG [17] de 2 hp de potencia y una velocidad de 1800 rpm mostrado en la Figura 11, además de contar con la ventaja de funcionar en tensiones de 115/208-230 V, mientras que otros solo trabajan a un voltaje específico. No obstante, el par torsional del motor (70 lbf-in) no es suficiente para transmitir el movimiento a todos los módulos, por ende, es necesario diseñar un sistema de transmisión mecánica con el fin de aumentar la tensión. Para el proyecto se elige una relación de la transmisión de 15:2 o mejor dicho 7.5, dado que se desea realizar un control de velocidad y si esta es demasiado baja, no tendría sentido.



Figura 11. Motor Monofásico de Inducción – Rotor de Jaula. Fuente: Catalogo de WEG.

3.1.2 Sistema de transmisión mecánica

Un sistema de transmisión mecánica facilita la variación de la velocidad de entrada con el propósito de hacer una variación inversa en el par torsional de la salida, haciendo uso de varios ejes soportados sobre cojinetes, para lograr dichas variaciones entre ejes se incorporan elementos como engranajes, bandas, poleas o cadenas que funcionan dependiendo el tipo de transmisión [18], [19], [20], [21]. A continuación, se describe cada uno de estos sistemas con el fin de seleccionar el mejor para el diseño del proyecto.

- Transmisión por correa

Las correas o bandas son elementos flexibles que sirven para transmitir potencia entre distancias largas y son buenas absorbiendo cargas de impacto, mejorando la vida útil de una máquina, pero no son permanentes, por lo tanto, deben ser cambiados al primer signo de desgaste con el fin de no afectar la transmisión, además permite hacer la transmisión de 3 maneras diferentes; a) por correa abierta, los ejes están paralelos y giran en el mismo sentido, b) por correa cruzada, giran en sentidos opuestos y c) entre ejes cruzados, solo se puede girar en un mismo sentido como se representa en la

Figura 12 [22].

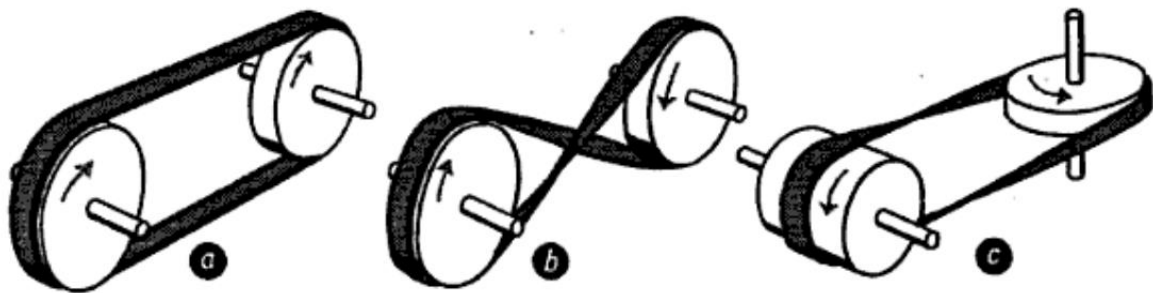


Figura 12. Tipos de Transmisión por Correa. Fuente: W. Bartsch, 1966.

Las correas utilizadas en este tipo de transmisión se clasifican en cuatro tipos principales: correa plana, correa redonda, correa tipo V y correa de sincronización como puede verse en la Figura 13

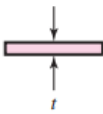


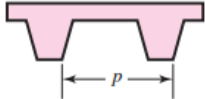
Tipo de banda	Figura	Unión	Intervalo de tamaños	Distancia entre centros
Plana		Sí	$t = \begin{cases} 0.03 \text{ a } 0.20 \text{ pulg} \\ 0.75 \text{ a } 5 \text{ mm} \end{cases}$	No hay límite superior
Redonda		Sí	$d = \frac{1}{8} \text{ a } \frac{3}{4} \text{ pulg}$	No hay límite superior
Tipo V		Ninguna	$b = \begin{cases} 0.31 \text{ a } 0.91 \text{ pulg} \\ 8 \text{ a } 19 \text{ mm} \end{cases}$	Limitada
De sincronización		Ninguna	$p = 2 \text{ mm y mayor}$	Limitada

Figura 13. Tipos de Correas. Fuente: R. G. Budynas, J. K. Nisbett, 2008.

Correa Plana: Las correas planas poseen una sección generalmente de tipo rectangular y transmiten la potencia entre las poleas mediante el rozamiento entre las superficies (Ver Figura 14), son ideales cuando existen largas distancias entre ejes, permiten la transmisión entre ejes no paralelos, soportan altas velocidades y tienen un rendimiento en la transmisión alrededor del 98%, pero estas requieren un esfuerzo de tensado que puede ocasionar fatiga sobre los ejes y cojinetes al encontrarse soportadas sobre cilindros y en caso de no hacerlo, el rendimiento puede bajar debido al deslizamiento entre las superficies de la correa y polea.



Figura 14. Transmisión por Correa Plana. Fuente: Catalogo Siegling Extremultus.

Correa Redonda: Las correas redondas se conforman por una sección circular, tienen un comportamiento similar a las correas planas, además ambas permiten modificar su longitud dependiendo del tipo de transmisión, sin embargo, las bandas redondas se mueven a través de poleas con ranuras circulares y sólo son recomendables en situaciones donde la torsión es baja (Ver

Figura 15) como en las antiguas máquinas de coser.

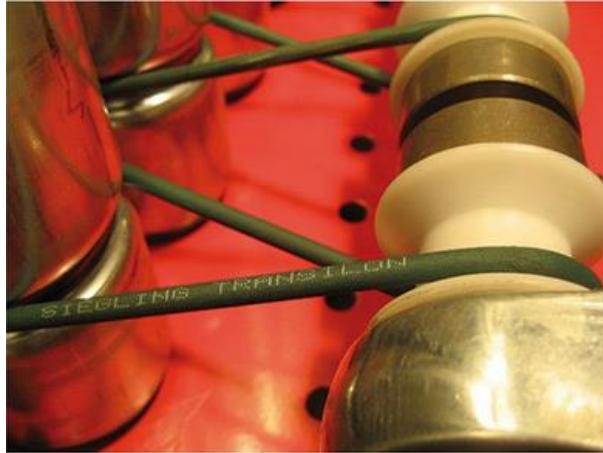


Figura 15. Transmisión por Correa Redonda. Fuente: Catalogo FORBO SIEGLING FRANCE SAS.

Correa tipo V: Posee una sección de tipo trapezoidal funcionando de misma manera que una banda plana, pero la polea utilizada tiene una acanaladura en forma de V donde va alojada la correa (Ver

Figura 16), debido a esta forma, el rozamiento es muy alto entre las superficies y permite transmitir mucho mayor torsión sin que se produzca deslizamiento, además puede alcanzar hasta un rendimiento del 96%, no obstante, aunque puede soportar altas torsiones, no es recomendable para altas velocidades.



Figura 16. Transmisión por Correa tipo V. Fuente Propia.

Correa de Sincronización: También denominada correa dentada o reguladora, se caracteriza por presentar dientes que engranan con los de las poleas correspondientes

llamadas catarinas¹ (Ver Figura 17), a diferencia de las otras correas, la transmisión se realiza a partir del empuje de los dientes entre la Catarinay la banda y no por rozamiento, gracias a su forma permite una transmisión constante, y no es necesario un tensado, disminuyendo la fatiga en los ejes y rodamientos, además de ser ideal para altas velocidades y alcanzar un rendimiento del 98%, sin embargo, su forma la hace menos flexible descartándola en la relación de transmisiones y, su longitud no puede modificarse dado que los dientes no funcionarían de la manera correcta.



Figura 17. Transmisión por Correa de Sincronización. Fuente: Motor SOHC Nissan RB30.

- Transmisión por Cadena

El sistema de transmisión está formado de eslabones unidos por pernos que empujan los dientes de la rueda dentada evitando deslizamiento y sobrecarga en los ejes debido a la tensión (Ver Figura 18), su forma de eslabones le permite mover varias ruedas a la vez, tiene gran capacidad de transmisión y con una buena lubricación soporta condiciones ambientales adversas, aunque la transmisión es realizada por empuje, no es constante en consecuencia a la vibración, a diferencia del uso de correas, el sistema es mucho más pesado y ruidoso al igual que su montaje.

¹ Catarina: Es un elemento mecánico en forma de rueda con dientes que permite realizar la transmisión de potencia mediante empuje, ya sea por medio de una correa dentada o una cadena de eslabones.



Figura 18. Transmisión por Cadena. Fuente Propia.

- Transmisión por Engranaje

Es un mecanismo que con ayuda de un elemento mecánico rígido en forma de rueda dentada transmite la potencia y el movimiento de un eje a otro, el engranaje conductor es llamado piñón y sus dientes encajan en el otro engranaje llamado engrane transmitiendo torsión y cambiando su sentido de giro siempre y cuando el círculo de paso de cada uno haga contacto (Ver

Figura 19), los dientes tienen forma de involuta o curvas conjugadas que permiten un buen encaje y empuje.

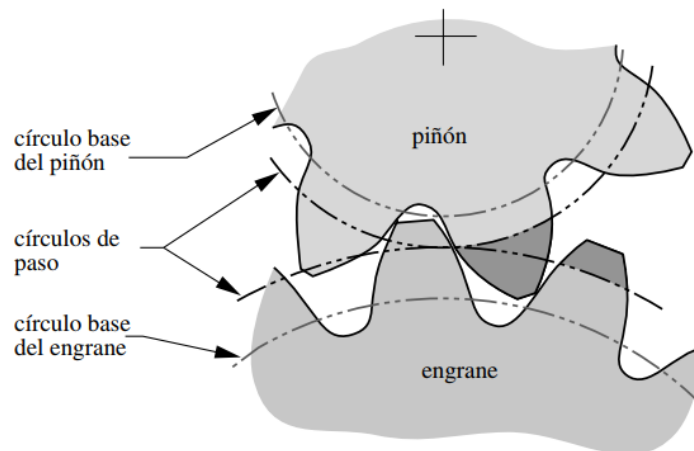


Figura 19. Transmisión por Piñón y Engrane. Fuente: R. L. Norton, 2011.

Al igual que las correas, existen cuatro tipos principales de engranes; a) engranes cilíndricos rectos, b) engranes cónicos, c) engranes helicoidales y d) tornillo sinfín corona representados en la Figura 20.

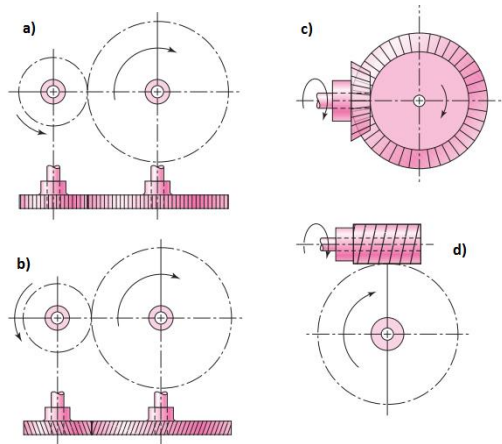


Figura 20. Tipos de Engranajes. Fuente: Modificación, R. G. Budynas, J. K. Nisbett, 2008.

Engranaje Cilíndrico Recto: Se denominan rectos a aquellos engranajes que tienen sus dientes rectos a lo ancho de la cara del mismo como en la

Figura 21, por ende, su fabricación es mucho más fácil y barata a los otros tipos, gracias a la forma de los dientes su transmisión es buena y constante, soportan gran potencia y al transmitir movimiento sólo en ejes paralelos, no produce empuje axial reduciendo la fatiga en los rodamientos, al contrario de las bandas planas, requieren lubricación y bajas velocidades para evitar las vibraciones generadas a partir del ruido y posee menor resistencia al recto de engranajes.



Figura 21. Engranaje Cilíndrico Recto. Fuente Propia.

Engranaje Cilíndrico Helicoidal: En este tipo de engranaje, los dientes se encuentran inclinados con respecto al eje donde se encuentran apoyados (Ver Figura 22), permitiendo mayor transmisión de potencia y velocidad que los rectos, además de operar tanto en ejes paralelos como en ejes cruzados; el ángulo entre los ejes cruzados depende del ángulo de

inclinación de los engranajes que generalmente corresponde a 45° , sin embargo, requiere mayor lubricación, su fabricación es más complicada y costosa, y se desgasta más rápido.



Figura 22. Engranaje Helicoidal. Fuente: R. L. Norton, 2011.

Engranajes Cónicos: El engranaje cónico es aquel que permite transmitir movimiento entre ejes perpendiculares, o para ejes con ángulo distinto a 90° , sin embargo, su forma genera fuerzas axiales, aumentando la fatiga sobre los rodamientos y sólo hay un piñón para un engrane, es decir, si se desea cambiar la relación de transmisión, el piñón y engrane se diseñan nuevamente. Dependiendo del tipo de trabajo, los engranajes cónicos pueden diseñarse en cuatro tipos: a) cónicos rectos, b) cónicos espirales, c) cónicos Zerol y d) hipoides (Ver

Figura 23).

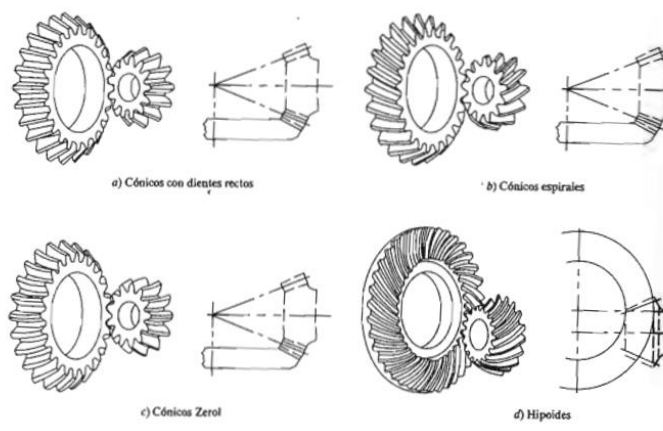


Figura 23. Tipos de Engranajes Cónicos. Fuente: R. L. Mott, 2006.

Tornillo Sinfín Corona: Es un mecanismo diseñado para transmitir grandes esfuerzos, conformado por un tornillo sinfín y un engranaje llamado corona dada la forma de sus dientes (Ver

Figura 24), generalmente trabaja en ejes que se cruzan a 90° , y el contacto entre los dientes del tornillo sin fin y los de la corona ocurre en un solo punto, es decir, es mucho menor el impacto respecto a los otros engranajes, aunque soporta grandes esfuerzos, si son demasiado grandes, la caja donde se alberga puede calentarse, además solo funciona en un solo sentido de giro.



Figura 24. Tornillo Sinfín Corona. Fuente: R. L. Norton, 2011.

3.1.3 Caja Reductora de Velocidad

Luego de observar y analizar cada uno de los sistemas de transmisión mecánica, se llegó a la conclusión de descartar las correas planas porque el deslizamiento hace que la transmisión de potencia varié durante el movimiento, las bandas redondas funcionan a baja potencia, las correas trapezoidales no son recomendables a altas velocidades y las correas sincronizadas son costosas y los dientes de esta deben encajar a la perfección en la Catarina, también hay que agregar que estas dos últimas están diseñadas sólo para una longitud determinada, lo que las hace menos flexibles. Por último, la cadena fue excluida por el ruido que genera y su lubricación podría malograr alguna de las etapas del proceso.

Así que, se ha optado por utilizar engranajes cónicos rectos y cilíndricos rectos, dado que se desea hacer un eje perpendicular con el propósito de ahorrar espacio, además los engranajes se seleccionaron rectos debido a que su fabricación es más fácil, lo cual disminuye los costos, los engranajes cilíndricos rectos son más resistentes al desgaste y no necesitan tanta lubricación como los helicoidales, además, es posible cambiar el sentido de giro, cosa que no ocurre en el tornillo sinfín, entonces, además de los ejes, engranajes y rodamientos, también se debe diseñar una carcasa con el propósito de disminuir el ruido.

- Carcasa

Antes de comenzar con el diseño de la caja o carcasa, se define el número de ejes en cuatro debido a las relaciones de transmisión que pueden soportar tanto los engranajes rectos como cónicos, se diseñan dos engranajes cónicos para cambiar la dirección del eje, cinco engranajes rectos para transmitir la potencia entre ejes paralelos y ocho rodamientos; dos para soportar cada eje. La caja consta de ocho partes diseñadas mostradas en la Figura 25, que encajan con los elementos anteriormente mencionados. Los nombres corresponden al de las piezas diseñadas en SolidWorks.

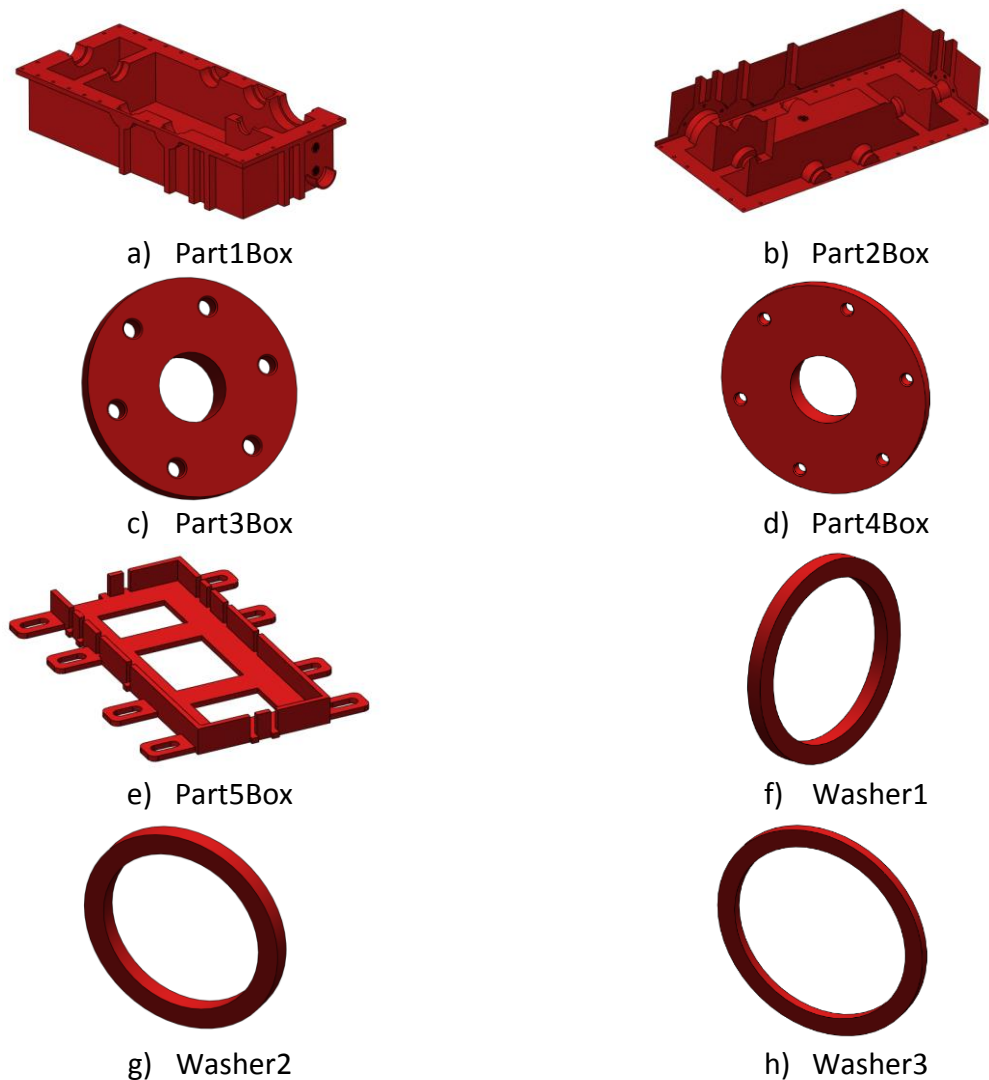


Figura 25. Carcasa de la Caja Reductora.

La pieza *Part1Box* comúnmente conocida como Carter, es la parte inferior de la carcasa y sirve como apoyo para los elementos mecánicos principalmente para los rodamientos,

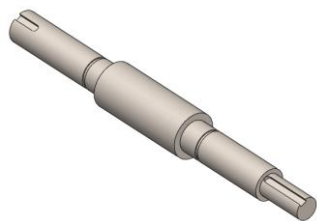
además, cuenta con dos orificios para almacenar el lubricante de los engranajes; el orificio inferior se utiliza para el vaciado y el superior para observar el nivel. La tapa o *Part2Box* es la parte superior de la carcasa y cierra por completo el sistema de transmisión mecánica por medio de tornillos; al igual que el Carter, cuenta con orificios para dicha tornillería, por lo que el cierre se realiza a partir de un ensamblaje no permanente, también cuenta con un orificio para el llenado del lubricante.

La pieza *Part3Box* es la tapa encargada del eje de entrada y *Part4Box* del eje de salida, porque ambos no se encuentran totalmente adentro de la carcasa, además, las tapas se unen con tornillos, dando más soporte al ensamblaje, las piezas *Washer1*, *Washer2* y *Washer3*, tienen forma de arandela y sirven para ajustar las balineras en los asientos del carter y la tapa superior, por último, la pieza *Part5Box* es la base en donde se apoyan todos los elementos anteriormente descritos uniéndose por medio deslizamiento con el Carter, además es la encargada de unir la carcasa a una superficie por medio de tornillos.

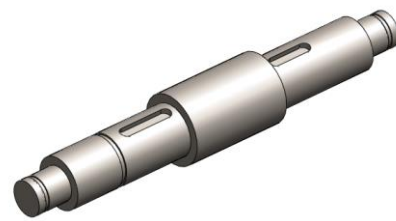
Aunque se recomienda fabricar las carcasas en metal, se optó por hacerlo en Plástico ABS por su gran utilidad en el diseño de piezas. La carcasa diseñada con anterioridad, cuenta con un grosor de 0,875 pulgadas, descartando de inmediato el metal a causa de su densidad, la transmisión por engranajes genera demasiado ruido y el plástico es bueno absorbiéndolo, asimismo, el plástico no es un elemento corrosivo, disminuyendo riesgos en el proceso de ECSL, por lo que, la mayoría de elementos no mecánicos, serán diseñados a partir de este material.

- Ejes

Los ejes son elementos cilíndricos no rotatorios que soportan los engranajes y rodamientos de la caja reductora de velocidad, para el proyecto se diseñaron cuatro, los cuales cuentan con sus respectivos cálculos descritos en el Anexo B al igual que los engranajes y las chavetas, también cumplen con los estándares de las ranuras para el encaje de los anillos retenedores [23] que mantienen en su sitio los rodamientos y algunos engranajes (Ver Figura 26).



a) Axis_1



b) Axis_2



c) Axis_3



d) Axis_4

Figura 26. Ejes del Sistema de Transmisión.

El eje de entrada o eje 1 es *Axis_1*, gira a la misma velocidad del motor (1800 rpm) y es el único eje perpendicular del sistema a causa del piñón cónico por el cual transmite la potencia (2 hp), el eje 2 *Axis_2* cuenta con el engrane cónico sujetado por un anillo retenedor en consecuencia a la fuerza axial producida y un piñón recto, y los eje 3 *Axis_3* y el eje 4 *Axis_4* con dos engranajes rectos respectivamente, en este último, aunque los engranajes rectos no producen fuerza axial, existe uno sujetado por un anillo retenedor dado que se encuentra por fuera de la carcasa. Todos los ejes cuentan con dos chavetas o cuñas, y dos balineras con su respectivo anillo retenedor, además de estar diseñados en Acero AISI 1050 estirado en frío.

- Engranajes

Los engranajes tanto cónicos como rectos (Ver Figura 27), se encajan a los ejes por medio de una chaveta que los mantiene en su lugar dado que las fuerzas que transmiten pueden generar deslizamiento; esta sujeción también se puede realizar con tornillos retenedores sin cabeza, además, el tamaño de la cara del piñón debe coincidir con la del engrane para mayor durabilidad, y la de la reducción de velocidad, se hace a través de la cantidad de dientes del piñón y engrane.



a) Conical_pinion_N1



b) Conical_gear_N2



c) Straight_pinion_N3



d) Straight_gear_N4



e) Straight_pinion_N5



f) Straight_gear_N6



g) Straight_pinion_N7

Figura 27. Engranajes Cónicos y Rectos.

El piñón *Conical_pinion_N1* cuenta con 20 dientes alojado en el eje de entrada y el engrane *Conical_gear_N2* cuenta con 40 dientes disminuyendo la velocidad del eje 2 a 900 rpm, el piñón *Straight_pinion_N3* posee 20 dientes y también se encuentra en el eje 2, la velocidad del eje 3 cambia a 360 rpm, por los 50 dientes del engrane *Straight_gear_N4*, por último, la velocidad de salida en el eje 4 es 240 rpm, debido a la relación de los 20 dientes del piñón *Straight_pinion_N5* y los 30 dientes del engrane *Straight_gear_N6*, los engranajes reducen la velocidad, pero a cambio aumentan la torsión en la salida, por ende, el par torsional de 70 lbf-in entregado por el motor, se convierte en 525 lbf-in. El engranaje *Straight_pinion_N7* cuenta con 32 dientes y se encarga de transmitir movimiento al módulo de desborrado. Los engranajes anteriores fueron calculados para modelar en Acero AISI 4140 Normalizado a 870 °C. (Anexo B: Diseño de los engranajes)

- Chavetas

Las chavetas o cuñas son retenedores que evitan el deslizamiento de elementos mecánicos como poleas o engranajes alojados en ejes, el eje debe tener una ranura llamada chavetero al igual que el elemento transmisor para instalar la chaveta, las cuñas se dividen en cuadradas, rectangulares, inclinadas, redondas y Woodruff, para la caja reductora fueron seleccionadas las cuñas cuadradas (Ver Figura 28) porque al igual que las rectangulares son comerciales y fáciles de fabricar, sin embargo, dan más soporte al sistema gracias a su grosor, por lo que se define uno para cada engranaje.

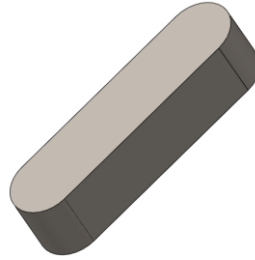


Figura 28. Cuña Cuadrada. Fuente: Wedge_A1.

Los números en los nombres de las cuñas corresponden al número de dicho engranaje, a excepción de la cuña *Wedge_N3-N4* que se emplea en dos engranajes, más no, la chaveta *Wedge_A1* instalada entre el eje 1 y un acoplador unido a otro acoplador alojado en el eje del motor.

- Tapones

En el interior de la carcasa se almacena el lubricante de los engranajes por medio de los orificios del carter y la tapa superior, haciendo necesario el uso de tres diferentes tipos de tapones: a) Tapón Carga Aceite TCN para el llenado del lubricante, b) Drain Plugs with Magnet (Plastic) para tapar el orificio inferior del carter y c) Visor Simplex SLN con Reflector para observar el nivel del lubricante (Ver Figura 29).



a) Tapón Carga Aceite TCN



b) Drain Plugs with Magnet (Plastic)



c) Visor Simplex SLN Reflector

Figura 29. Tipos de Tapones.

Luego de diseñar las piezas personalizadas al igual que los tornillos, tuercas, anillos retenedores y rodamientos, comienza el ensamblaje de la caja reductora de velocidad iniciando con la unión de los elementos mecánicos y terminar con la carcasa montada en la base como se observa en la Figura 30; a excepción de la cuña *Wedge_A1* la cual se fija al momento de ensamblar el motor por medio de acoples. Los rodamientos seleccionados para la transmisión y demás módulos de equipo son las balineras de bola del fabricante SKF

[24], aunque también existen las de rodillos, las primeras son buenas para altas velocidades y las fuerzas a que son sometidas son muy pequeñas.

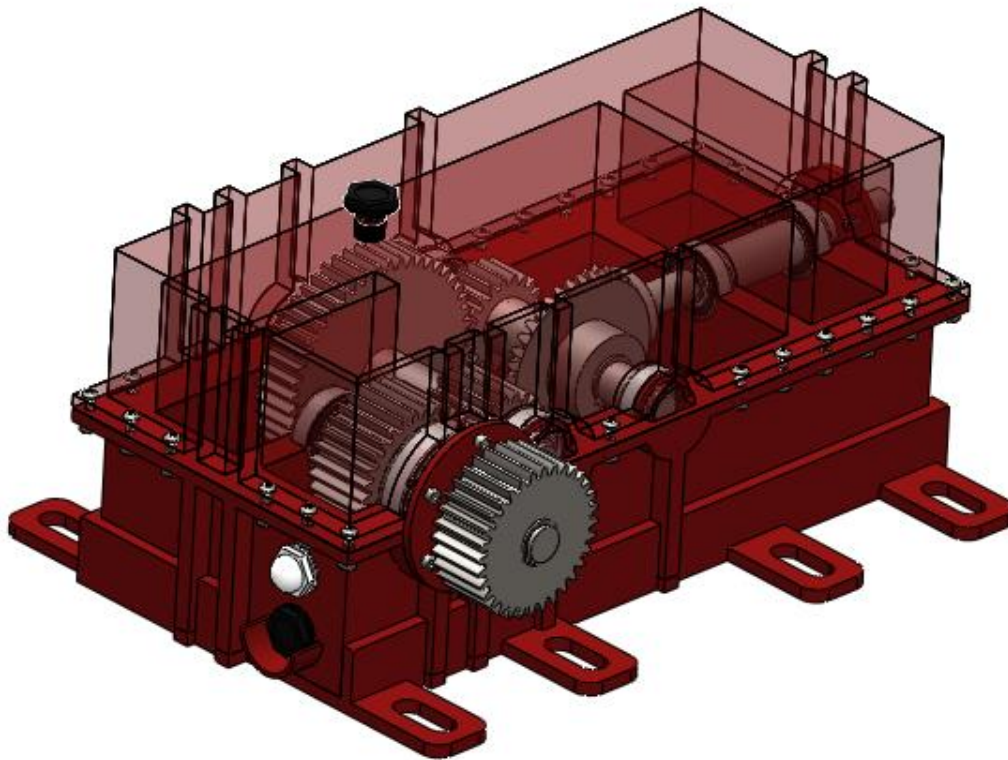
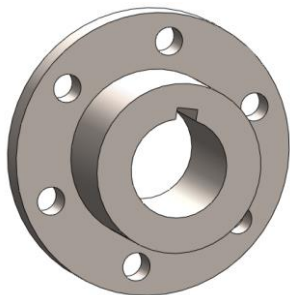


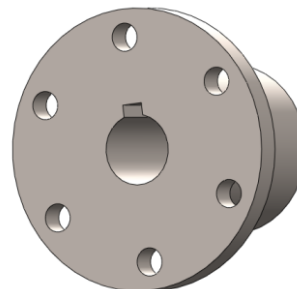
Figura 30. Caja Reductora de Velocidad.

- Acoples

Los acoples utilizados para unir al motor y la caja reductora se llaman acoples rígidos mostrados en la Figura 31, cumplen la función de transmitir par torsional uniforme mediante el uso de chavetas, además de reducir los esfuerzos axiales y flexionantes en los ejes. El acople *Coupling_1* se encuentra en el eje 1 de la caja reductora mientras el acople *Coupling_2* en el motor, ambos se unen a través de tornillos.



a) Coupling_1



b) Coupling_2

Figura 31. Acoples Rígidos.

El acople de la caja reductora cuenta con un diámetro interno mayor en comparación al otro acople, pero este último, es más largo a causa de la longitud del eje del motor. En la Figura 32, se observa el ensamblaje del motor y la caja uniéndose los acoples por medio de seis tornillos y tuercas.

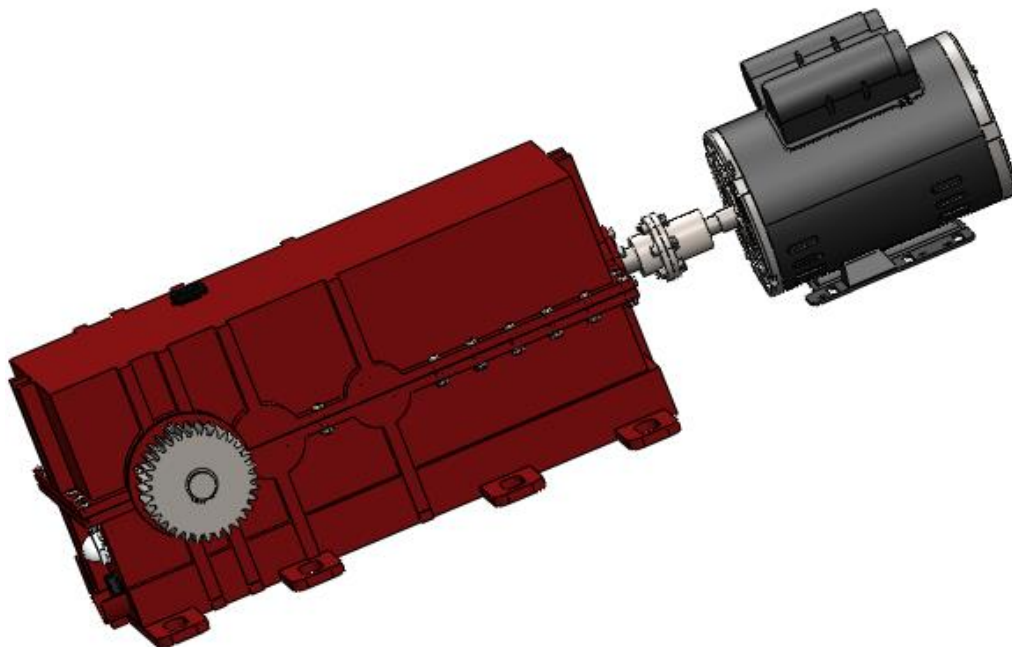


Figura 32. Acople de la caja y el motor.

3.1.4 Módulo de Desborrado - Clasificación

El desborrado actualmente se realiza de manera manual debido al mal funcionamiento de la desborradora, en consecuencia, a su diseño y al poco mantenimiento de esta. Por lo tanto, se propone diseñar una nueva desborradora que no presente estos problemas. Como primera medida, se busca una máquina que realice una operación similar, encontrando la desmotadora de algodón de rodillos [25][26], donde varios rodillos giran en el mismo sentido para desprender la semilla del algodón, mientras limpian la fibra de ramas y otros residuos, para luego secarla, el proceso se muestra en la Figura 33.

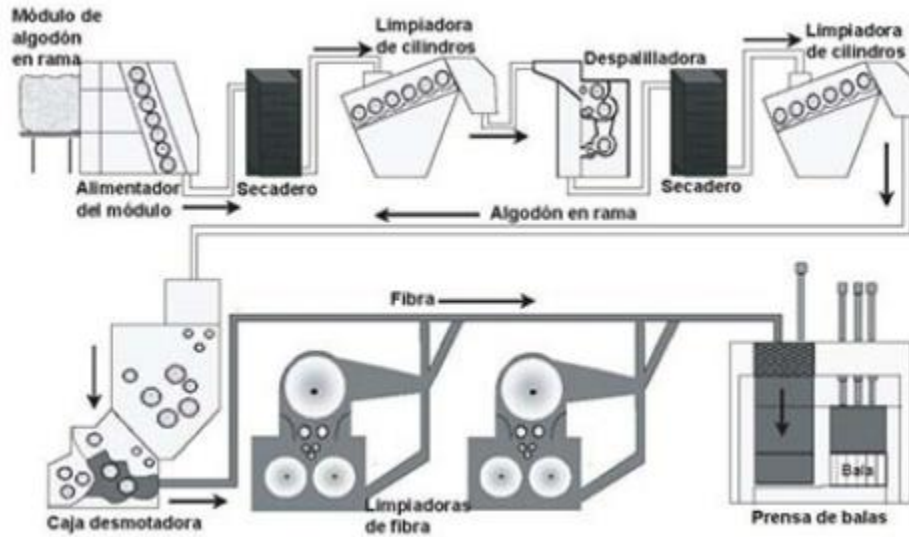


Figura 33. Proceso Desmotadora de Algodón. Fuente: Guía de Algodón.

A finales del año 2018, fue descrito en un artículo [27], el mejoramiento y diseño de una desbarradora o, mejor dicho, Motorized Cocoon Deflossing Mashine (Ver Figura 34): cuenta con un cilindro giratorio que arrastra los capullos hacia una barra circular de acero inoxidable sujeta por resortes que gira en sentido contrario y más rápido para limpiarlos y un cepillo al lado opuesto para limpiar el cilindro.

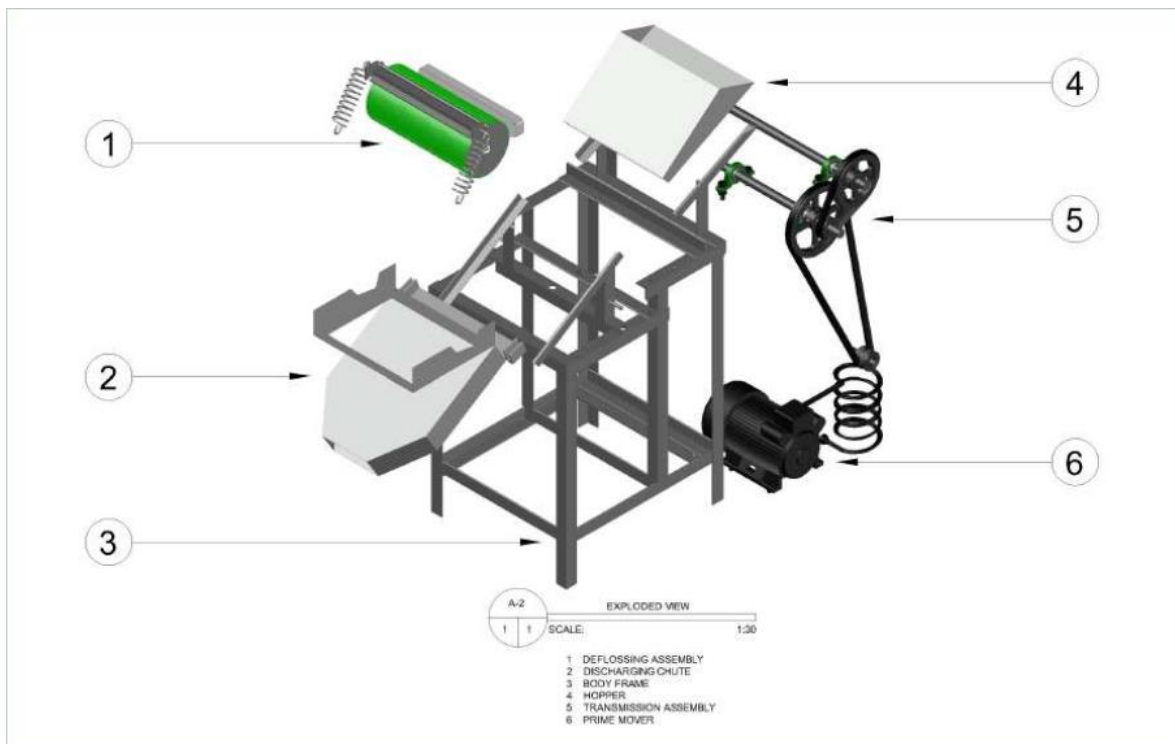


Figura 34. Motorized Cocoon Deflossing Mashine. Fuente: L. C. B. Angel, J. B. Cadao, 2018.

Aunque este diseño es mejor que la desborradora con la que cuenta CORSEDA, se sigue la línea de diseñar dicho módulo a partir de la desmotadora de algodón, a causa de ser la idea original generada a partir del diagnóstico del proceso de ECSL, es decir, desprender la borra del capullo haciendo uso de varios rodillos girando en el mismo sentido. El movimiento de ejes en el mismo sentido puede realizarse a partir de transmisión por cadena, banda o biela de acoplamiento [28], el inconveniente con la banda es la dependencia de la fricción entre superficies, haciendo necesario el uso de más de una correa para que la transmisión sea uniforme, la correa en cambio, transmite por empuje pero obligaría a diseñar engranajes los cuales deben ser lubricados para evitar el desgaste, en consecuencia a esto, se decide por la biela de acoplamiento (Ver Figura 35), un elemento rígido unido a una serie de ruedas consecutivas, que transmite por empuje y no requiere lubricación como los engranajes.



Figura 35. Biela de Acoplamiento. Fuente: Ferrocarril de Chesapeake y Ohio.

- Diseño de la Desborradora

Para el diseño de la desborradora, se ha optado por utilizar seis ejes donde se acoplan manivelas y no ruedas, con el propósito de reducir peso al momento de unirlos a la biela de acoplamiento, además del diseño de piezas para el sostenimiento de los rodamientos, el uso de cepillos cilíndricos para enredar la borra y separarla del capullo, y la transmisión de potencia por medio de un engranaje recto igual al de salida de la caja reductora (Ver Figura 36).

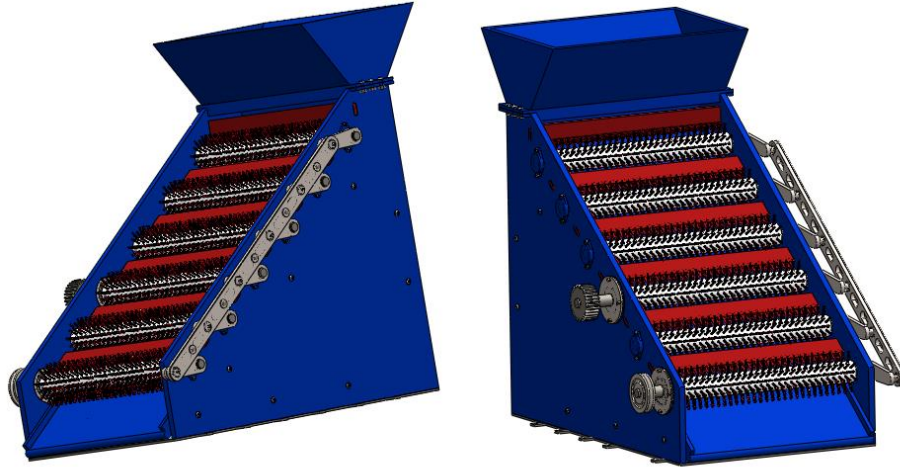
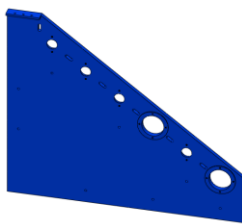


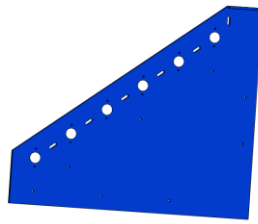
Figura 36. Desborradora.

Piezas de Soporte

La función principal de las piezas de soporte de la desborradora es el sostenimiento de los elementos mecánicos del sistema como los ejes, además de evitar que los capullos salgan por lugares no deseados, así pues, se diseñan nueve piezas mostradas en la Figura 37 en donde *Part3_Deflossing*, es la más importante porque gracias a esta, la desborradora se mantiene rígida, y se encuentra diseñada en lámina de *Acero ATMS A36* de 0,25 pulgadas de espesor.



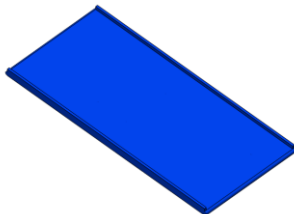
a) Part1_Deflossing



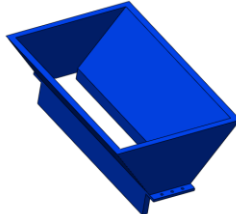
b) Part2_Deflossing



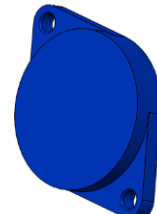
c) Part3_Deflossing



d) Part4_Deflossing



e) Part5_Deflossing



f) Part6_Deflossing

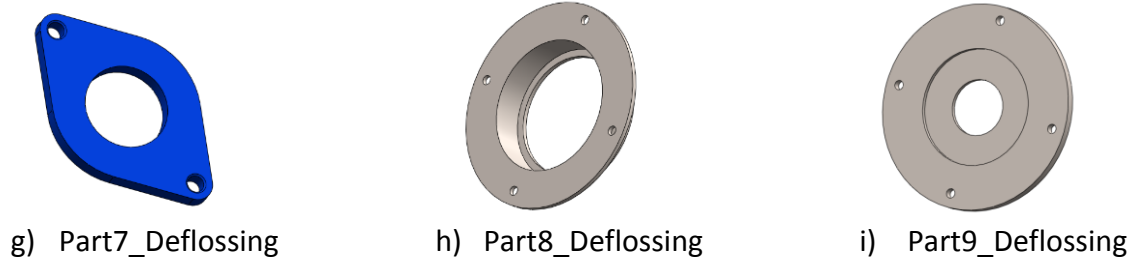


Figura 37. Piezas de Soporte de la Desburradora.

Luego, las piezas *Part1_Deflossing* y *Part2_Deflossing* se encuentran alojadas a los lados del módulo para el apoyo de las balineras y demás elementos mecánicos al igual que la pieza *Part8_Deflossing*, mientras que *Part6_Deflossing*, *Part7_Deflossing* y *Part9_Deflossing* como tapas para los ejes, además, la base *Part4_Deflossing*, se encuentra inclinada para que el transporte de los capullos se lleve a cabo más fácilmente cuando son vaciados en la tolva *Part5_Deflossing*.

- Elementos Mecánicos

En la Figura 38 se representan los elementos mecánicos del módulo que consta de seis ejes en donde se montan los cepillos cilíndricos, pero se encuentran modelados de tres formas diferentes, el eje *Axis_B1* recibe la transmisión de la caja reductora de velocidad mediante un engranaje y *Axis_B3*, transfiere movimiento a la clasificadora con la ayuda de una polea, mientras que los cuatro ejes *Axis_B2*, solamente se encuentran unidos a las manivelas de la biela de acople.

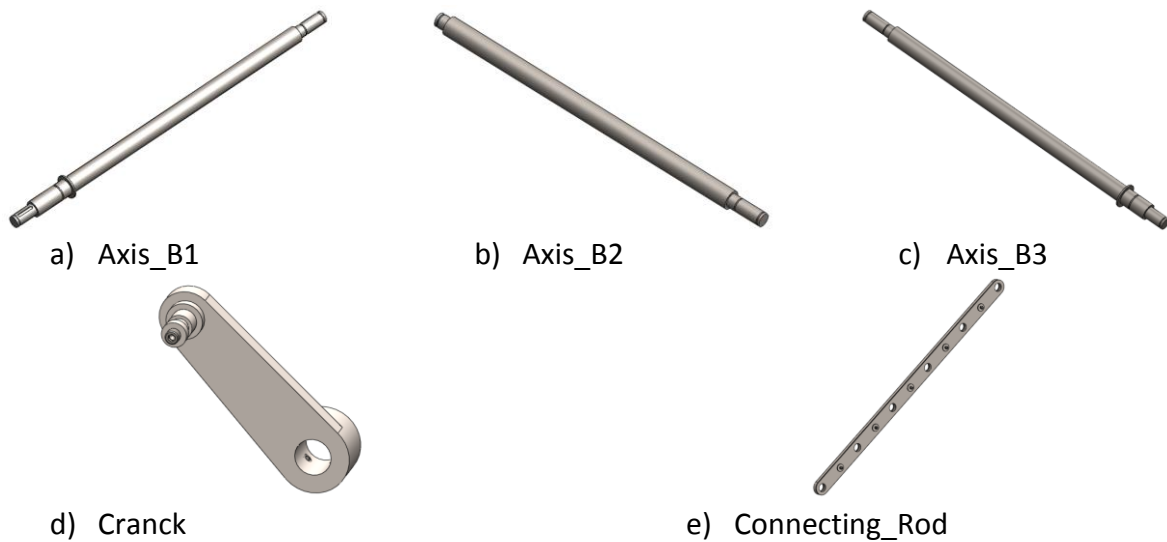


Figura 38. Elementos mecánicos de la Desburradora.

Al momento de unir las manivelas *Crank* a la biela de acoplamiento *Connecting_Rod* (Ver Figura 38), se implementan rodamientos para reducir la fricción y mantener un movimiento lo más uniforme posible, los rodamientos son pequeños con el propósito de reducir el peso, y aunque son pequeños, pueden soportar la fuerza generada por la torsión de los ejes gracias a la longitud del brazo de las manivelas, por ese motivo, las manivelas se encuentran separadas 7,5 pulgadas, además, se fijan a los ejes con tornillos sin cabeza y al igual que la biela, poseen una tapa para fijar las balineras.

- Elementos de Limpieza

Los cepillos cilíndricos aprovechan la rotación de los ejes donde se ajustan por tornillos de sujeción, para desprender la borra; sin embargo, los residuos pueden atascar los cepillos de la misma manera que ocurre con las barras de la desbarradora de CORSEDA, entonces, como posible solución, se encajan las piezas *Brush1* y *Brush2* de la Figura 39, conformadas de pequeños cilindros con el fin de enredar la fibra de los cepillos giratorios.

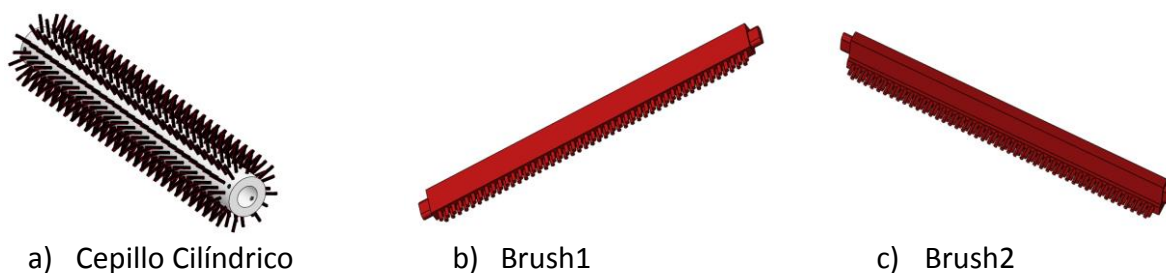


Figura 39. Elementos de Limpieza de la Desbarradora.

- Clasificación

En el mercado existen muchos métodos y mecanismos para la clasificación de alimentos que pueden adaptarse a los parámetros de tamaño del capullo de seda, sin embargo, poseen demasiados elementos, afectando la transmisión de potencia, por ende, la solución más fácil y económica, se encontró en una cadena soldada a una especie de pestañas (Ver Figura 40) que mueven envases de una banda transportadora a otra en la Planta de Clasificación [29] del Laboratorio de Control de Procesos de la Universidad del Cauca.

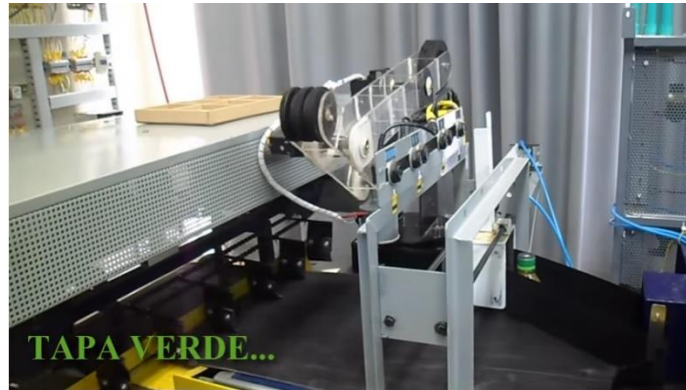


Figura 40. Cadena Transportadora de la Planta de Clasificación. Fuente: A. Ortega Plaza, 2013.

- Diseño de la Clasificadora

La clasificadora mostrada en la Figura 41, adapta la correa transportadora de la Planta de Clasificación a una banda plana tensada en tres ejes para empujar los capullos de seda por encima de seis rejillas, donde caen dependiendo del tamaño del diámetro a siete cajones diferentes, además de transmitir potencia al módulo de corte.

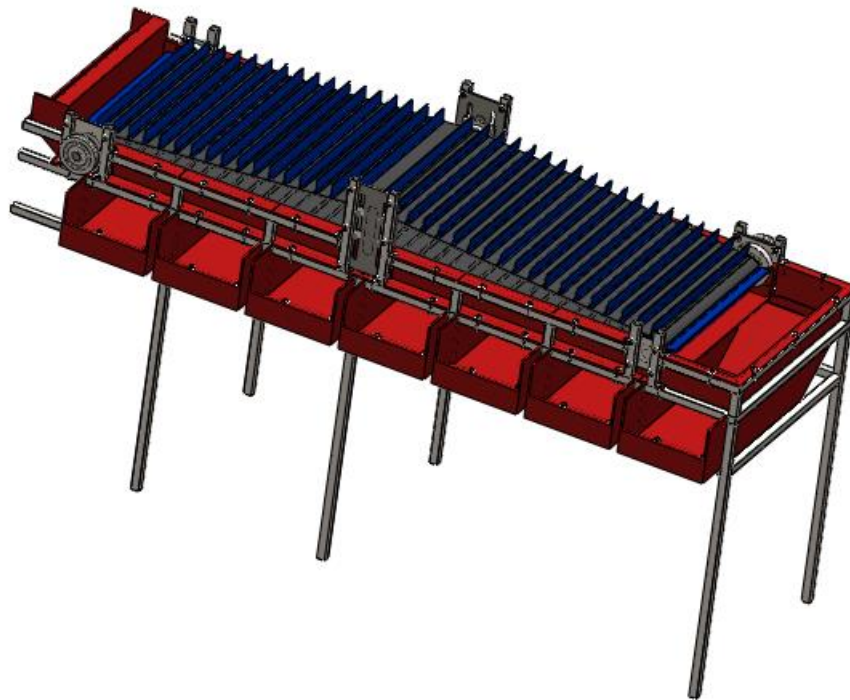


Figura 41. Clasificadora.

- Piezas de Clasificación

Cuando los capullos se encuentran desbarrados, entran directamente a la tolva *Part7_Sorter*, y caen en los cajones *Part17_Sorter* dependiendo del tamaño de los orificios de las rejillas. Las seis rejillas están ordenadas de menor a mayor acorde al tamaño de los orificios de cada una (Ver Figura 42), donde el menor corresponde a 0,625 pulgadas y el mayor a 0,9375 pulgadas, además hay un cajón extra, dado que algunas veces, el diámetro del capullo supera el último valor mencionado.

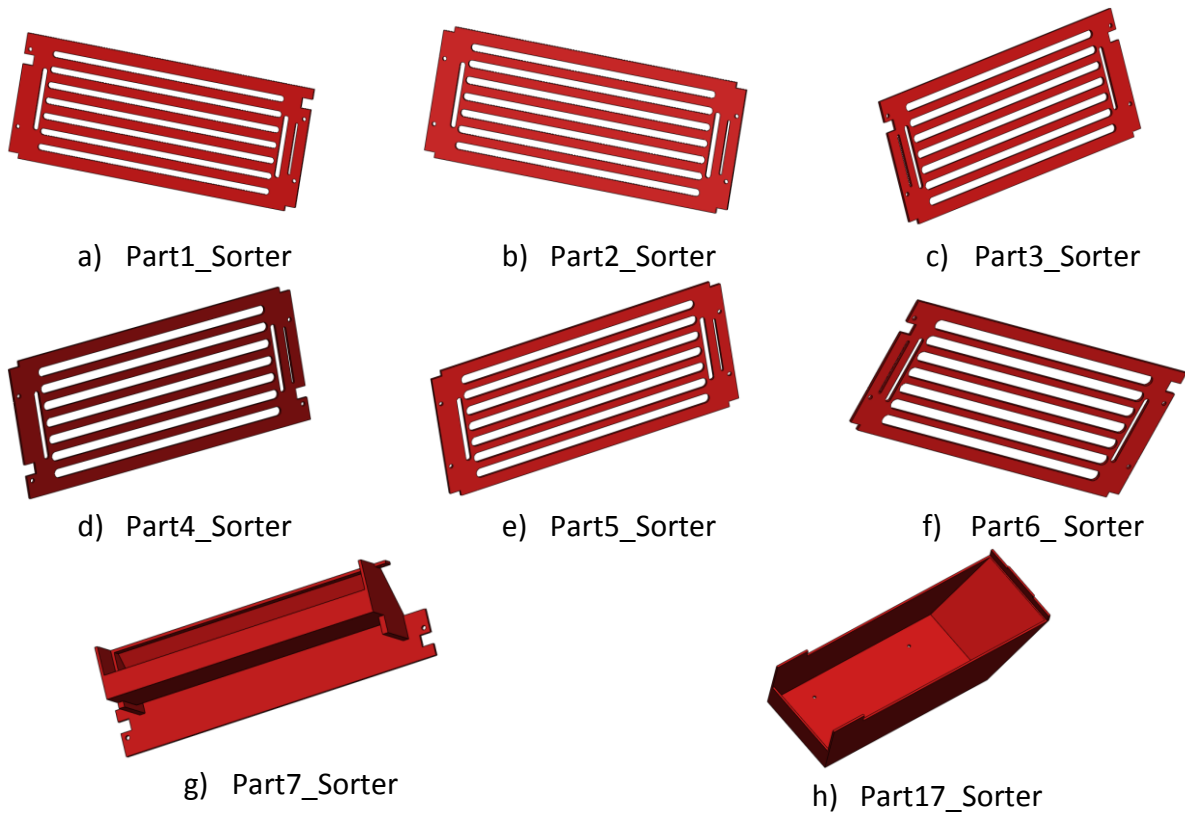


Figura 42. Piezas de Clasificación.

- Elementos de la Banda Transportadora

Antes del montaje de los elementos de la banda transportadora (Ver Figura 43), se acoplan las piezas de clasificación sobre una pieza soldada de tubos cuadrados, comenzando con los cajones. La banda es colocada sobre los rodillos *Roller* fijados a los ejes por tornillos sin cabeza, y es tensada por el ajuste de los sujetadores de balineras *Support8B* acoplados al eje *Axis_B5* en las ranuras de la placa *Metal_Plate*, la placa al igual que el resto de sujetadores, se atornilla en la pieza soldada.

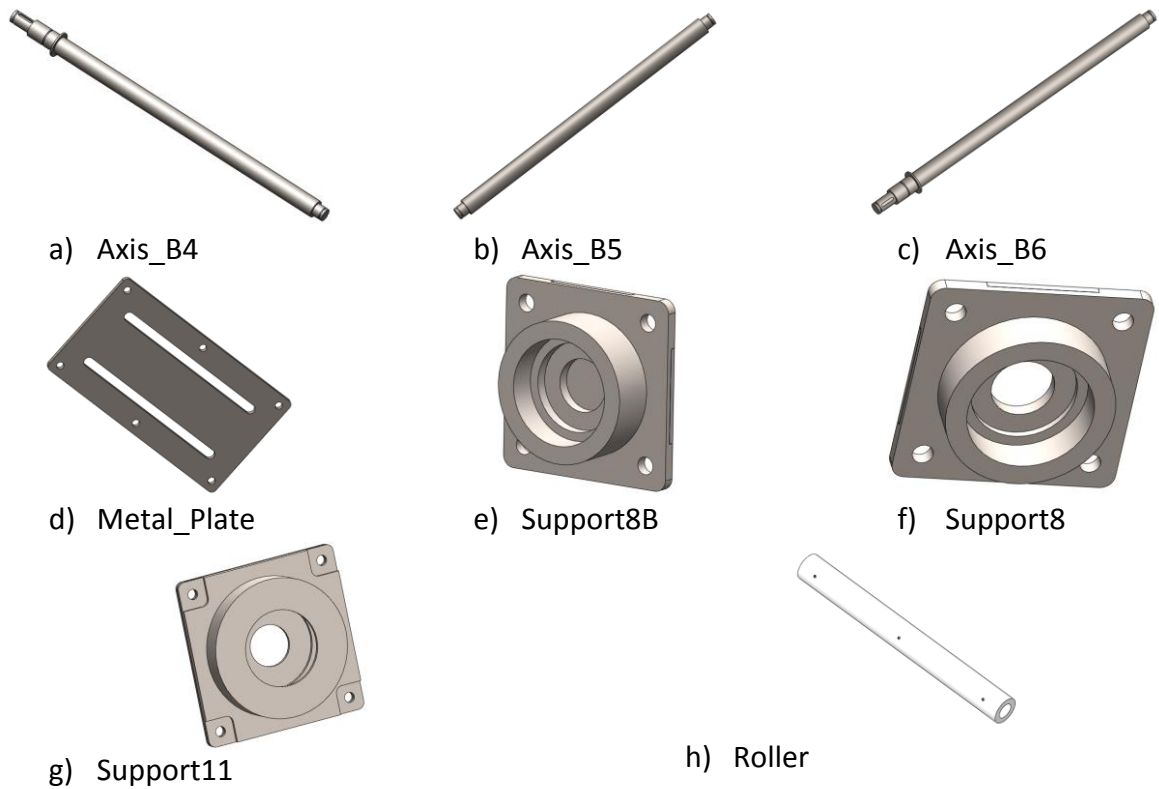


Figura 43. Soportes de la Banda Transportadora.

En la Figura 44, la banda plana y las pestañas son una sola pieza, dado que la idea original de unir las pestañas a la banda no es viable, porque pueden despegarse al moverse sobre los rodillos, por ende, la correa se diseña en un material flexible para que las pestañas no dañen los capullos cuando son arrastrados sobre las rejillas, además, permite transmitir la potencia del eje *Axis_B4* al eje *Axis_B6*, para transferir movimiento al módulo de corte por medio de poleas.

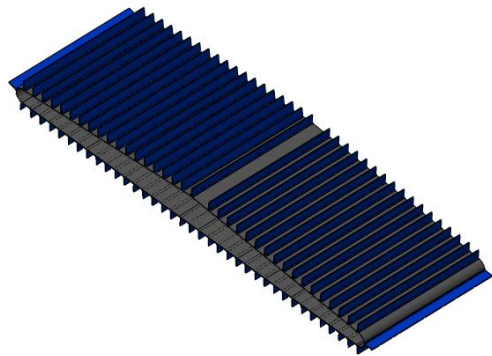


Figura 44. Banda Plana de Pestañas Flexibles.

3.1.5 Corte y Despupado

El corte se realiza a un costado del capullo y por encima del ancho de la pupa para no dañarlo, basándose en dos métodos; el primero corresponde al Instituto Nacional de Tecnología Industrial, donde existe un mecanismo [16] conformado de una tolva circular unida por dos discos de plástico y una sierra circular que se mueve a través de ellos para cortar los capullos, además de separar la pupa automáticamente, y el segundo, al igual que el anterior, tiene una sierra circular, pero los capullos se transportan en una banda transportadora [30] y caen a una malla para separar manualmente (Ver Figura 45).



a) Corte por Tolva Circular



b) Corte por Banda Transportadora

Figura 45. Mecanismos de Corte. Fuente: INTI, SATISH VERMA.

Aunque la banda transportadora funciona bien, los capullos se colocan manualmente uno por uno, además de emplear a otra persona para el despupado, mientras que, en la tolva circular, el proceso es más rápido y solo se emplea una persona. Por lo tanto, se adapta la tolva en el módulo de corte, sin embargo, la tolva se diseña en forma rectangular porque se desea cambiar el movimiento rotacional del corte a lineal para generar un nuevo método y comparar datos. El movimiento rotacional se puede transformar en rectilíneo de muchas formas, pero las tres siguientes son las más eficientes:

Husillo de Roscar: Es un mecanismo [22] constituido por un tornillo largo y gran diámetro llamado husillo que al girar desplaza una tuerca atornillada a él de forma lineal como se ve en la Figura 46, principalmente es utilizado en tornos y fresadoras usados en el maquinado de piezas.

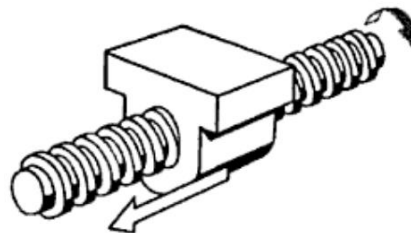


Figura 46. Husillo de Roscar. Fuente: W. Bartsch, 1966

Piñón y Cremallera: El mecanismo consta de un piñón en forma de engranaje cilíndrico, y un engranaje lineal conocido como cremallera [21], transformando el movimiento giratorio en lineal y viceversa, además, la cremallera se mueve perpendicularmente al árbol donde se acopla el piñón (Ver Figura 47).

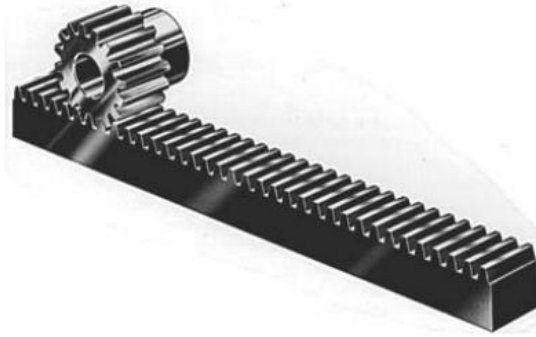


Figura 47. Piñón y Cremallera. Fuente: R. L. Norton, 2011

Biela-Manivela: La manivela es un eslabón unido a un eje que realiza una rotación completa, y se encuentra unida a un acoplador rígido y largo llamado biela, transformando el movimiento giratorio y permitiendo a un elemento moverse en forma lineal, dicho mecanismo es utilizado en los pistones de los motores de combustión como se observa en la Figura 48.

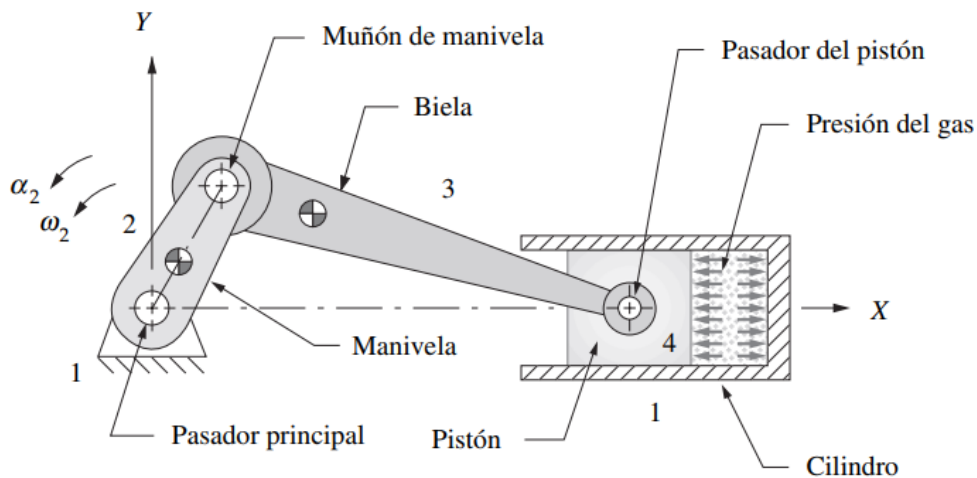


Figura 48. Mecanismo Biela-Manivela. Fuente: R. L. Norton, 2009

Los mecanismos de husillo y cremallera son inviables dado que requieren el cambio de rotación de giro, obligando el uso de otro motor, mientras la biela-manivela, realiza el movimiento rectilíneo hacia adelante y atrás con el mismo sentido de giro, por lo tanto, se acopla la tolva rectangular denominada canasta, de igual manera, se emplea una sierra de movimiento lineal para no dañar la tolva, no obstante, se desconoce la manera de efectuar

el despupado mecánicamente, entonces, al módulo se adapta una rejilla móvil ajustada a los parámetros de corte.

- Cortadora

La cortadora, además de transformar el movimiento rotario en lineal, lo convierte a viceversa para el corte de los capullos con la sierra lineal en la canasta, dado que la sierra se mueve perpendicularmente a esta, además, evita el uso de otro motor en el proyecto, asimismo, los capullos caen a la rejilla móvil o zaranda para separarse de las pupas por orificios de diferente tamaño, la Figura 49 muestra el ensamblaje completo del módulo.

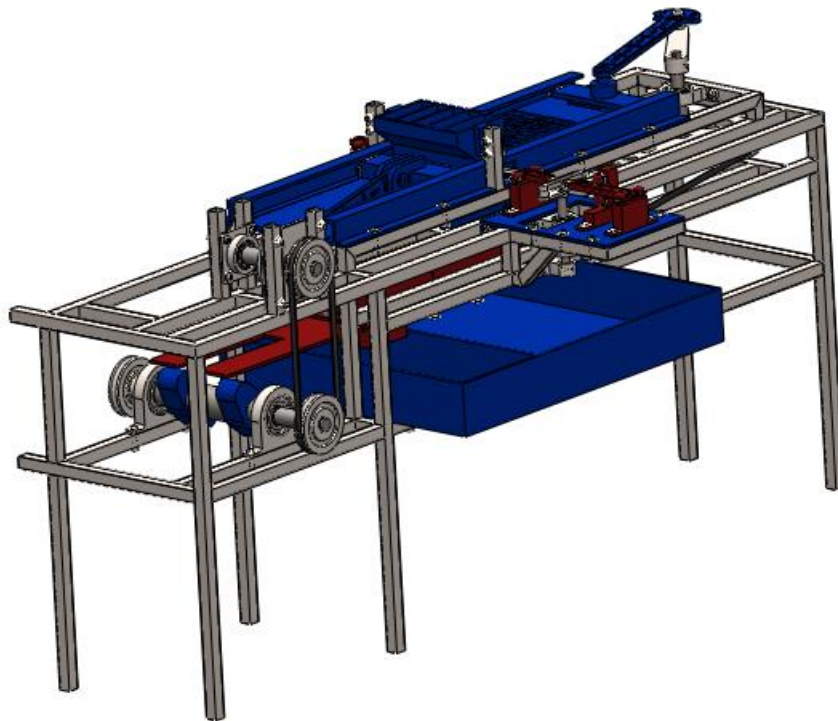


Figura 49. Cortadora.

- Mecanismo Biela-Manivela

Cuando los capullos son clasificados, solamente se colocan en la canasta los capullos con un diámetro entre 0,6875 y 0,875 pulgadas, porque en este rango, el corte abre un orificio de mayor tamaño al de la pupa, facilitando el despupado. La canasta está formada por una base y una tapa, ambas compuestas por 45 orificios rectangulares para el transporte de los capullos, además existe un pequeño espacio entre ellas por donde se introduce la sierra lineal para cortar los capullos por un costado, y son unidas a presión (Ver Figura 50).

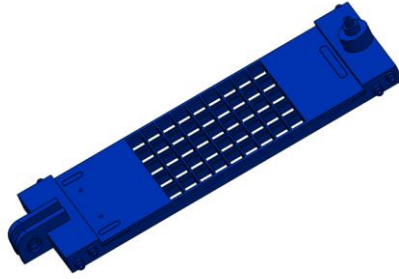


Figura 50. Tolva Rectangular.

Los capullos seleccionados son vaciados en *Part3_Basket*; una tolva de cinco divisiones con el fin de encajar los capullos en la canasta, luego caen a la base *Part1_Basket* unida a las bielas, que se desplaza sobre los dos carriles de la pieza *Part4_Basket* mediante cuatro balineras por cada uno, mientras tanto, la tapa *Part2_Basket* evita que el sobrante del corte del capullo no caiga fuera de la zaranda de despupado (Ver

Figura 51).

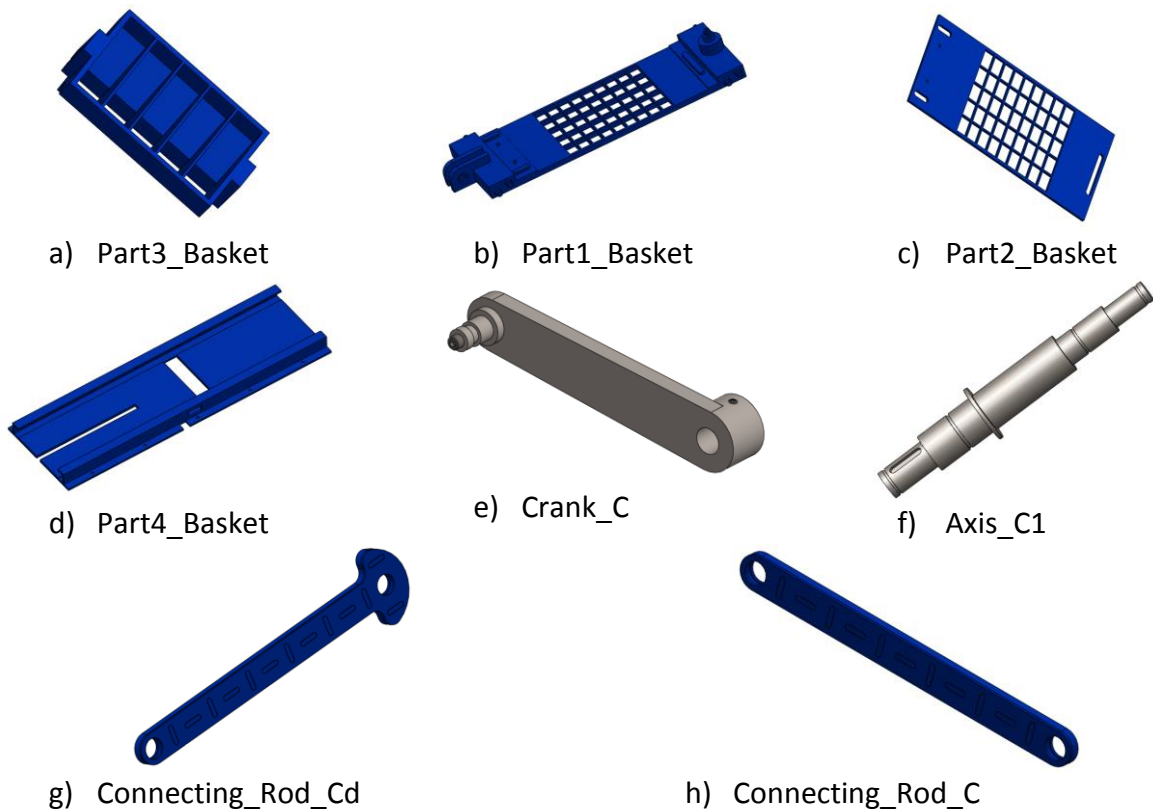


Figura 51. Elementos del Mecanismo Biela-Manivela.

Al igual que la biela de acople, las bielas están unidas a la canasta por rodamientos, donde la biela *Connecting_Rod_C* transforma el movimiento rotatorio a lineal y *Connecting_Rod_Cd* en viceversa, además, se diseñan en *Plástico ABS* gracias a la reducción de la fuerza generada por la torsión por parte de la longitud de la manivela *Crank_C* unida al eje *Axis_C1*.

- Mecanismo de corte

El corte de los capullos, se realiza de forma lineal, es decir, una cuchilla moviéndose hacia adelante y atrás, por lo tanto, se ajusta la sierra a un yugo escocés [31] al ser más compacto (Ver Figura 52), a diferencia de la manivela-corredera, el yugo emplea una guía para el empuje lineal, eliminando la biela y rodamientos del mecanismo.

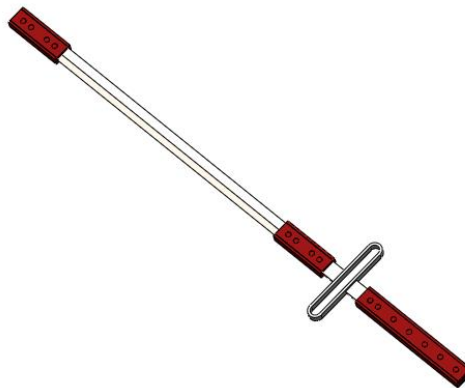
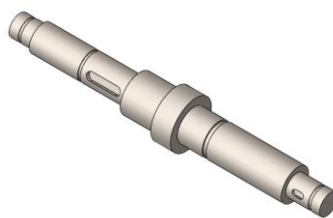


Figura 52. Sierra Lineal.

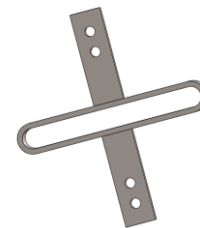
La biela *Connecting_Rod_Cd* convierte el desplazamiento de la canasta a rotación, la cual aprovecha el eje *Axis_C3* mediante una manivela; esta biela es diferente a la otra debido a que su centro de gravedad se encuentra más cercano a un extremo para realizar una rotación completa y no en dos sentidos como suele ocurrir, luego el eje transfiere movimiento mediante poleas a *Axis_C4* ubicado al costado de la canasta, con el objetivo de empujar y halar la guía *Part1_Basket* unida a la sierra mediante la manivela *Crank_2C*. Los ejes se encuentran verticalmente retenidos por los sujetadores de rodamientos de la Figura 53.



a) Axis_C4



b) Axis_C3



c) Part1_Yoke

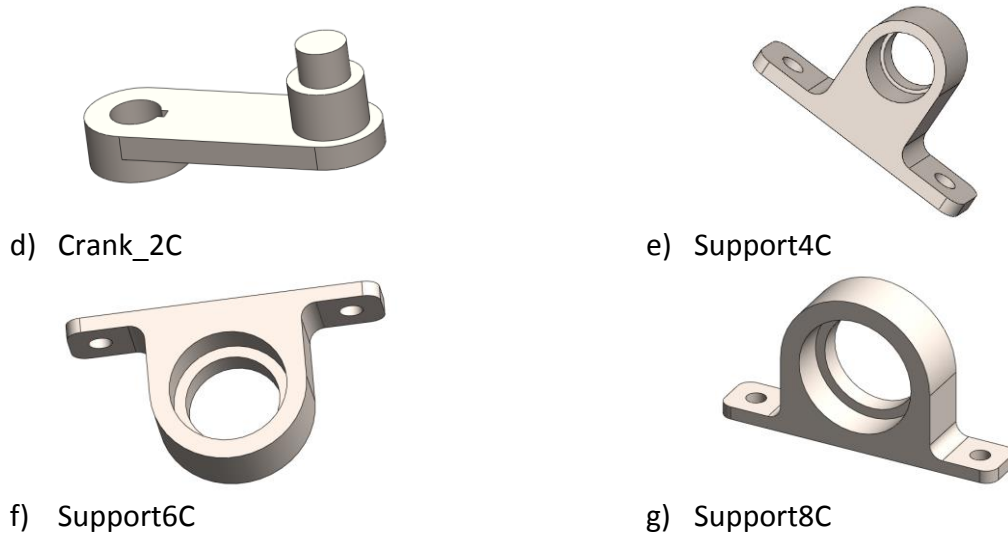


Figura 53. Elementos del Mecanismo de Yugo Escocés.

Los tres soportes *SupportY1* y los dos *SupportY2*, permiten el desplazamiento de la sierra lineal, y a su vez, evitan el movimiento en otras direcciones mediante dos balineras en cada uno, los soportes se atornillan a las láminas *Part11_Basket* y *Part12_Basket* mostradas en la Figura 54.

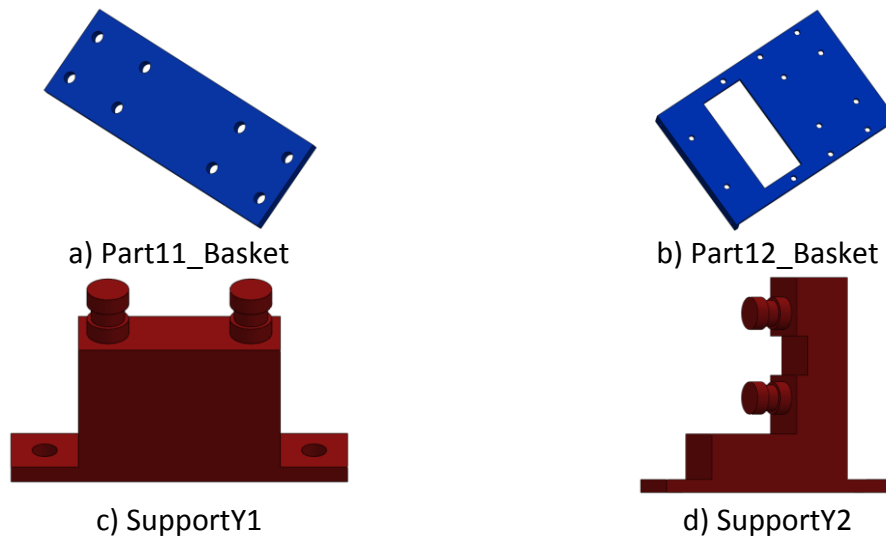


Figura 54. Soportes del Yugo Escocés.

- Mecanismo de Despupado

Luego del corte de los capullos, se realiza el despupado mediante el movimiento y las ranuras de la zaranda (Ver Figura 55); la zaranda está unida a una bisagra por atrás mientras que adelante, una leva [31] la empuja aprovechando la rotación de un eje, además, se acoplan dos piezas en forma de caja ayudando a la separación de las pupas por las ranuras de esta.

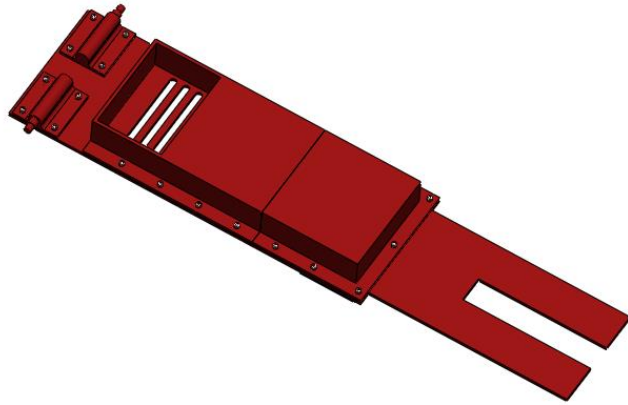


Figura 55. Zaranda

Los capullos cortados caen a la tolva *Part9_Basket* por un orificio rectangular en la pieza *Part4_Basket*, luego entran a la zaranda atornillada a dos bisagras *Part2_Shank*, las bisagras a su vez están unidas a los sujetadores *Support4_2C* por rodamientos para girar por el empuje de las levas *Cam* montadas sobre el eje *Axis_C2*, mientras los capullos y pupas caen en una sección diferente del cajón *Part10_Basket* (Ver Figura 56).

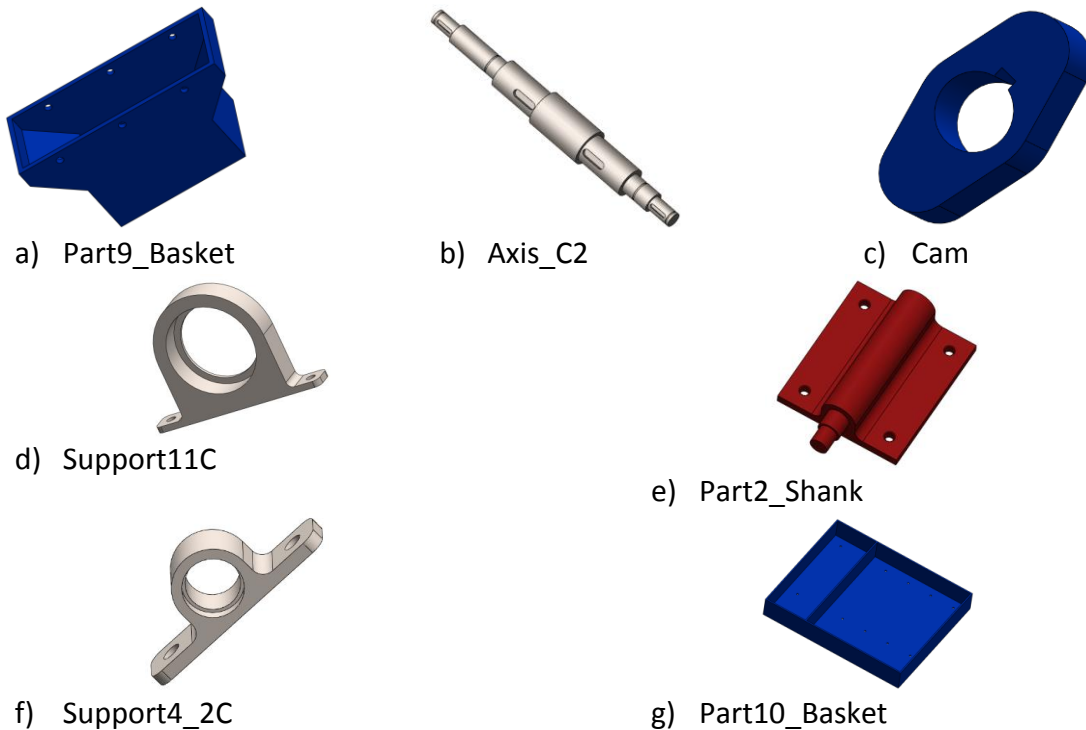


Figura 56. Elementos del Mecanismo de Despupado.

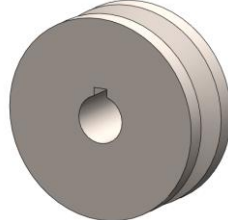
La leva es un elemento mecánico que aprovecha la rotación y la convierte en desplazamiento por contacto, sin embargo, las levas del módulo se moldean con dos extremos iguales para empujar la zaranda constantemente, el eje se sujeta por balineras a *Support11C*, además recibe la torsión de la clasificadora y la transmite a la cortadora por medio de poleas.

- Poleas

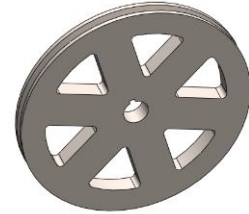
Las poleas de la Figura 57, tienen una ranura para bandas en V de 0.5 pulgadas de ancho superior ensamblada a los ejes pro medio de chavetas, donde la polea *Pulley* transmite la potencia entre los módulos, mientras que la relación 1:6 de las poleas *Pulley2C* y *Pulley12C*, disminuye la torsión, pero aumenta la velocidad angular en el eje *Axis_C4* con respecto a *Axis_C3*.



a) Pulley



b) Pulley2C



c) Pulley12C

Figura 57. Poleas.

- Base de Soporte

Los módulos de equipo, son ensamblados a una base de soporte por medio de tornillos y tuercas, además, se emplean arandelas para dar más apoyo al ensamblaje, la base se compone de dos láminas con ranuras, donde se atornillan el motor y la caja reductora, y seis piezas soldadas a partir de un tubo cuadrado de una pulgada para acoplar el resto de módulos (Ver Figura 58).

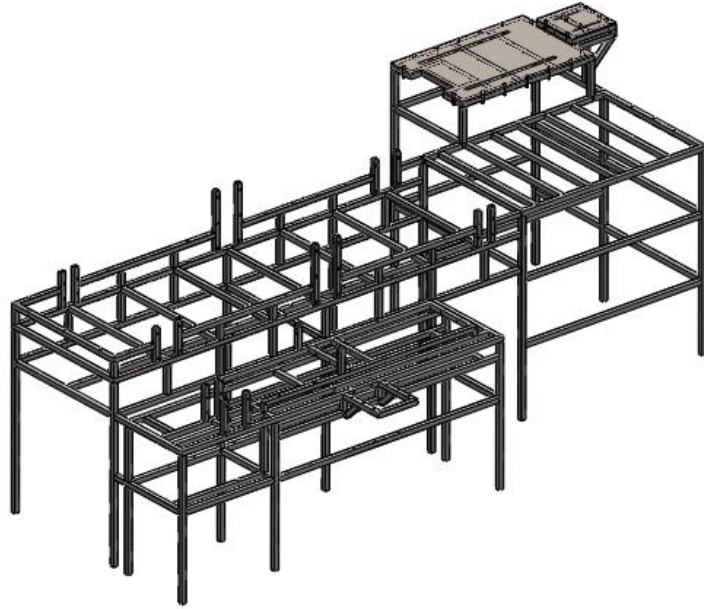


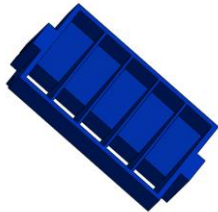
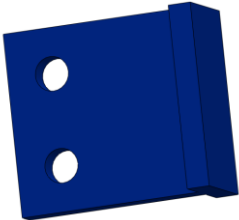
Figura 58. Base de Soporte.

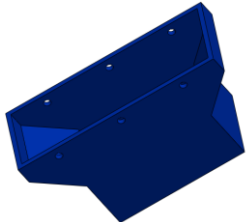
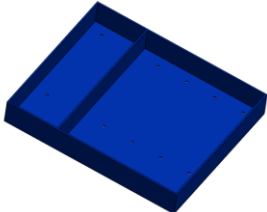
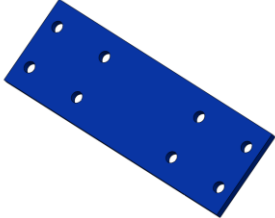
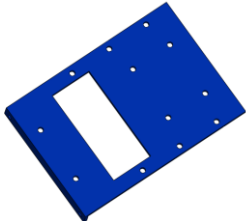
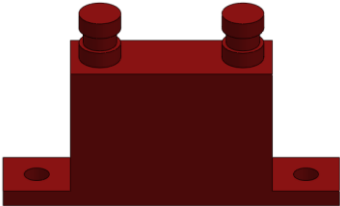
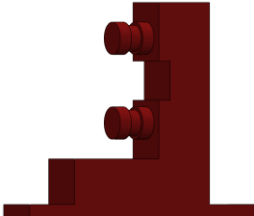
3.2 Materiales de las piezas

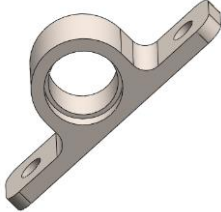
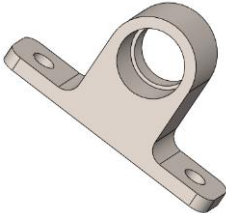
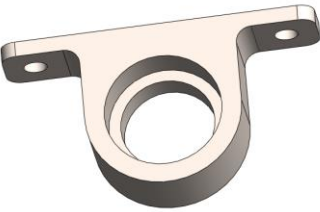
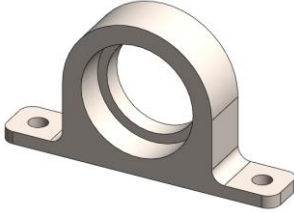

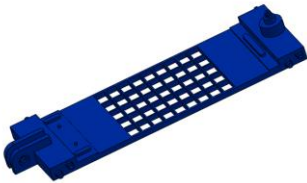
Los materiales de las piezas se escogieron teniendo en cuenta sus propiedades mecánicas y tecnológicas.



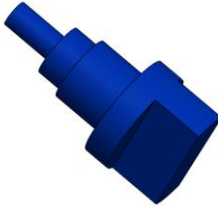
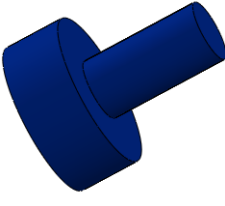


- Mecanismo de Biela – Manivela

Tabla 9: Listado de los materiales

Pieza	Material	Imagen
Part3_Basket	Plástico ABS	
Part7_Basket	Plástico ABS	



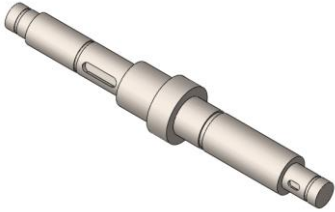
Pieza	Material	Imagen
Part9_Basket	Plástico ABS	
Part10_Basket	Plástico ABS	
Part11_Basket	Plástico ABS	
Part12_Basket	Plástico ABS	
SupportY1	Plástico ABS	
SupportY2	Plástico ABS	

Pieza	Material	Imagen
Support4_2C	Acero Inoxidable AISI 201	
Support4C	Acero Inoxidable AISI 201	
Support6C	Acero Inoxidable AISI 201	
Support8C	Acero Inoxidable AISI 201	
Support11B	Acero Inoxidable AISI 201	
Part1_Basket	Plástico ABS	



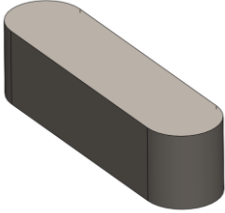
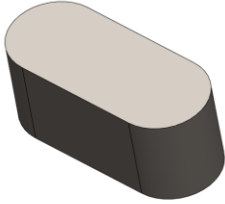
Pieza	Material	Imagen
Part2_Basket	Plástico ABS	
Part4_Basket	Plástico ABS	
Part5_Basket	Plástico ABS	
Part6_Basket	Plástico ABS	
Part8_Basket	Plástico ABS	
Connecting_Rod_C	Plástico ABS	

Pieza	Material	Imagen
Connecting_Rod_Cd	Plástico ABS	
Cranck_C	Acero Inoxidable AISI 201	

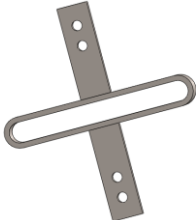
- Ejes

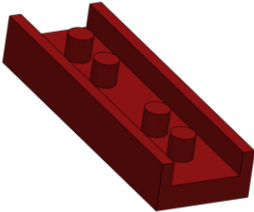
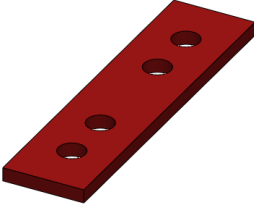
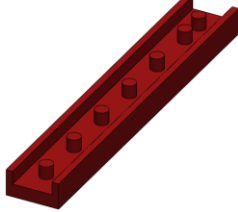


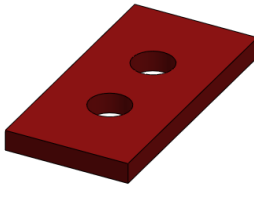
Pieza	Material	Imagen
Axis_C1	Acero AISI 1050 Estirado en frío	
Axis_C2	Acero AISI 1050 Estirado en frío	
Axis_C3	Acero AISI 1050 Estirado en frío	
Axis_C4	Acero AISI 1050 Estirado en frío	

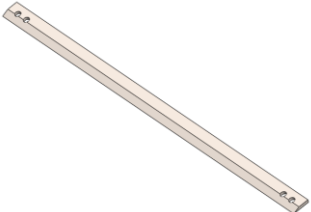
- Poleas

Pieza	Material	Imagen
Pulley2C	Acero Inoxidable AISI 201	
Pulley12C	Acero Inoxidable AISI 201	
Wedge_Pulley2C	Acero AISI 1020 laminado en frío	
Wedge_Pulley12C	Acero AISI 1020 laminado en frío	

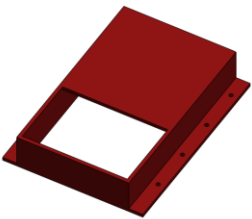

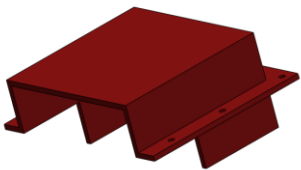
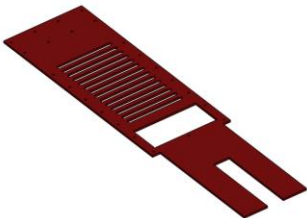
- Yugo Escocés

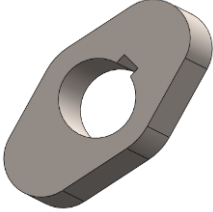
Pieza	Material	Imagen
Part1_Yoke	Acero Inoxidable AISI 201	

Pieza	Material	Imagen
Part2_Yoke	Plástico ABS	
Part3_Yoke	Plástico ABS	
Part4_Yoke	Plástico ABS	
Part5_Yoke	Plástico ABS	
Part6_Yoke	Plástico ABS	
Part7_Yoke	Plástico ABS	

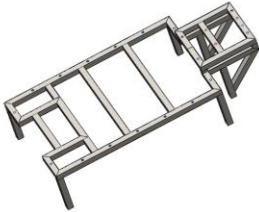
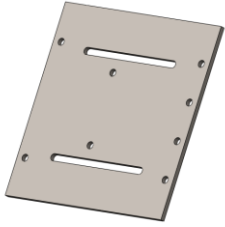
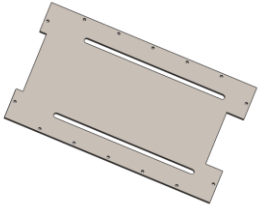

Pieza	Material	Imagen
Saw	Acero Inoxidable AISI 201	


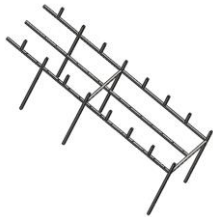


- Zaranda

Pieza	Material	Imagen
Part1_Shank	Plástico ABS	
Part2_Shank	Plástico ABS	
Part3_Shank	Plástico ABS	
Part4_Shank	Plástico ABS	

Pieza	Material	Imagen
Cam	Acero Inoxidable AISI 201	
Wedge_Cam	Acero AISI 1020 laminado en frío	

- Base de Soporte

Pieza	Material	Imagen
Part1_Support_base	Acero AISI 1018 Bajo-Medio Carbón	
Part2_Support_base	Acero ATMS A36	
Part3_Support_base	Acero ATMS A36	
Part4_Support_base	Acero AISI 1018 Bajo-Medio Carbón	

Pieza	Material	Imagen
Part5_Support_base	Acero AISI 1018 Bajo-Medio Carbón	
Part6_Support_base	Acero AISI 1018 Bajo-Medio Carbón	
Part7_Support_base	Acero AISI 1018 Bajo-Medio Carbón	
Part8_Support_base	Acero AISI 1018 Bajo-Medio Carbón	

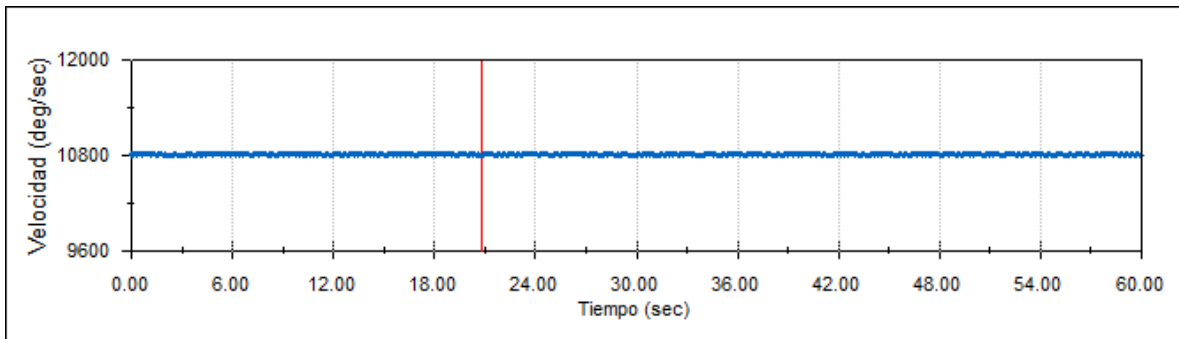
4 CAPITULO III: Verificación de los mecanismos

4.1 Análisis de Movimiento

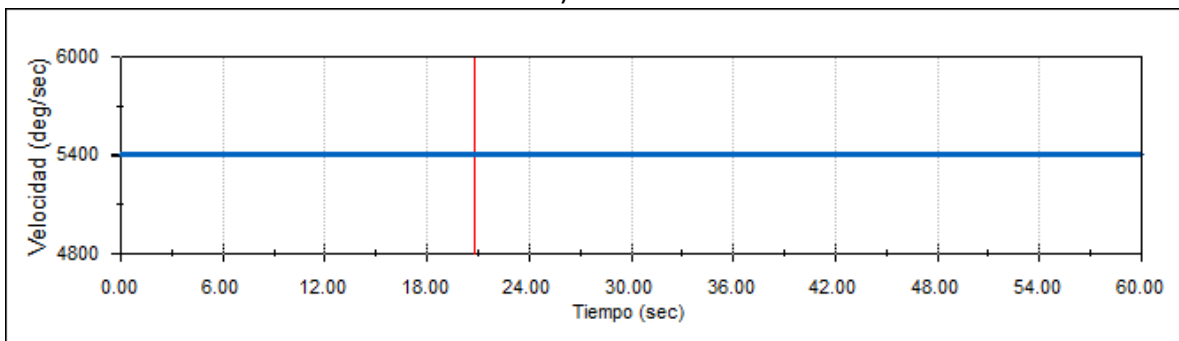
El análisis de movimiento permite obtener información del cambio de posición de un elemento a través del tiempo, para el caso, el movimiento se representa a través de gráficas generadas por la herramienta SolidWorks, donde se estudia el desplazamiento, la velocidad y aceleración de los mecanismos descritos con anterioridad, con la finalidad de comparar los resultados de la transformación de movimiento

4.1.1 Caja reductora

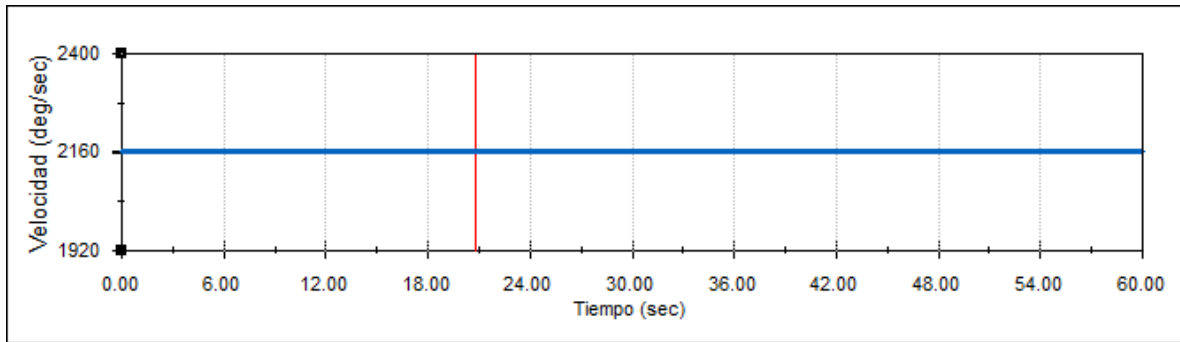
En la caja reductora simplemente se toma la velocidad giratoria de cada eje, para observar si la reducción de velocidad producida por la relación de dientes de los engranajes es la misma que el Anexo B, en la Figura 59, las gráficas manejan un tiempo de un minuto, sin embargo, la velocidad se registra en grados por segundo y no en revoluciones por minuto como se describió en los engranajes porque el software solamente trabaja en dichas unidades al momento de graficar.



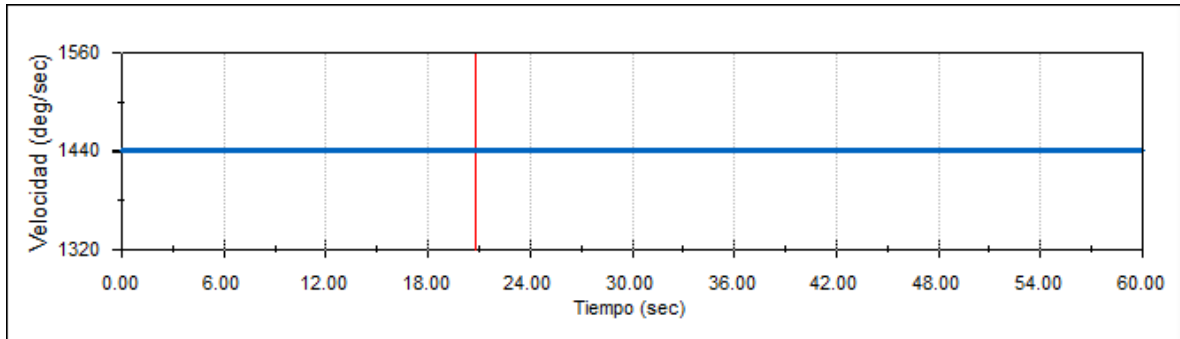
a) Axis1



b) Axis2



c) Axis3



d) Axis4

Figura 59. Velocidades de la Caja Reductora.

Una revolución por minuto es igual a seis grados por segundo, entonces el valor de las velocidades es dividido por seis, donde se evidencia que la velocidad de 1800 rpm del motor si es reducida de acuerdo a las relaciones de transmisión de potencia entre los ejes, y la caja reductora genera una velocidad final de 240 rpm para el accionamiento de los tres módulos de equipo.

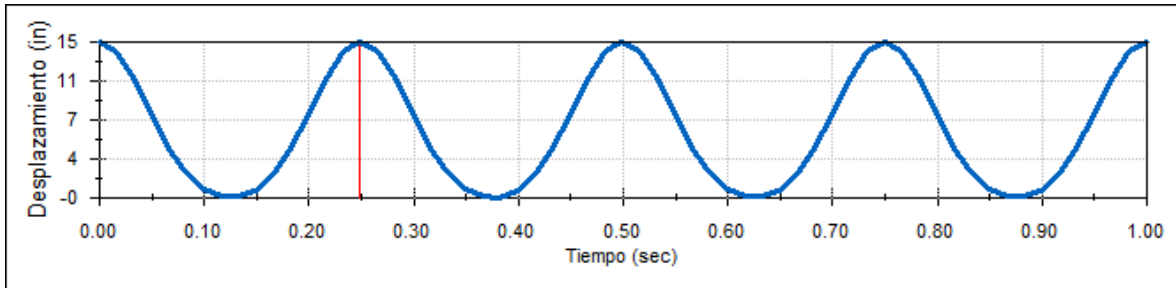
4.1.2 Cortadora

La cortadora consta de tres mecanismos y un aumento de velocidad por medio de poleas para cortar y despumar el capullo de seda, el primero es una manivela-corredera para el transporte de los capullos, el segundo, una sierra lineal unida a un yugo escocés con el fin de cortar los capullos y el tercero, la zaranda en donde es separada la pupa del capullo por el movimiento de una leva.

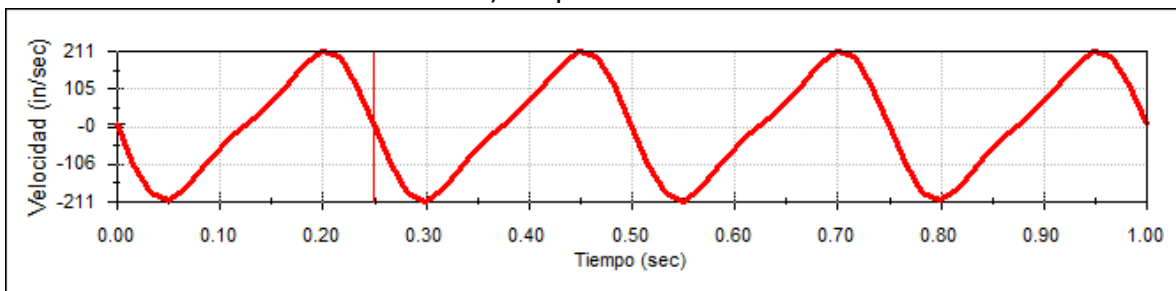
4.1.3 Manivela-Corredera de Grashof

En el mecanismo de la manivela corredera, son graficados los datos correspondientes al desplazamiento, velocidad y aceleración expuestos en la Figura 60, la longitud del brazo de la manivela es 7,5 pulgadas para reducir la fuerza generada por la torsión sobre la biela, y al momento de girar, la corredera se desplaza un máximo de 15 pulgadas, aunque en la Figura-C2 del Anexo C este valor es 22,5 y se debe a la suma de la longitud de la biela (15

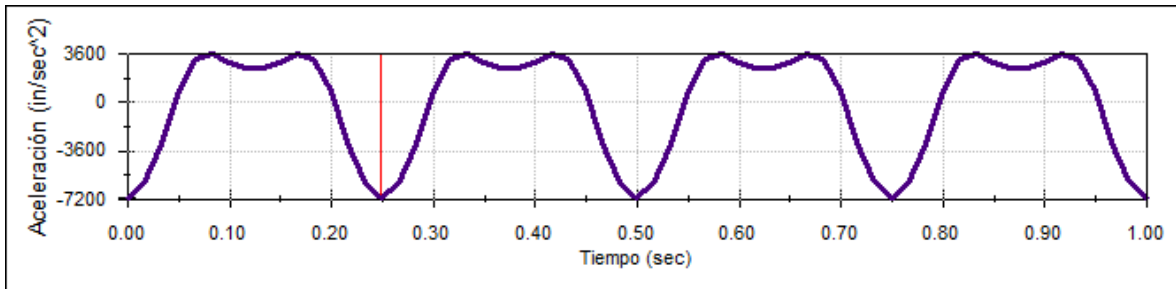
pulgadas), la velocidad tiene valor mínimo de -207,5078 pulgadas-s cuando la manivela rota alrededor de 70°, y un pico máximo de 207,5078 alrededor de 290°, además, su valor es cero cuando el desplazamiento está en los límites.



a) Desplazamiento



b) Velocidad



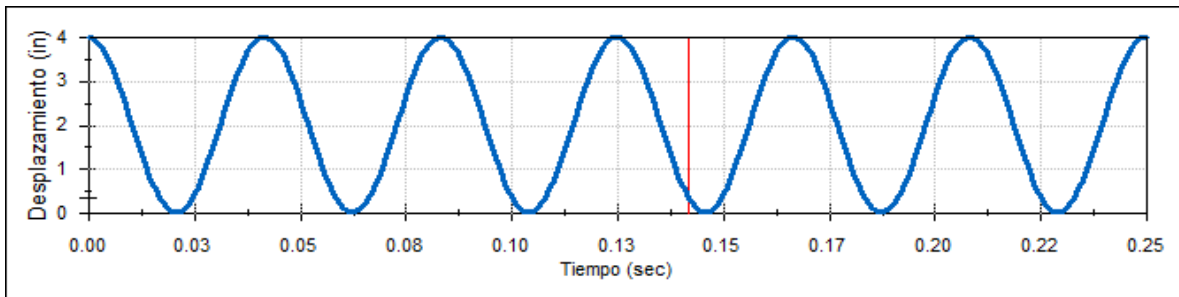
c) Aceleración

Figura 60. Movimiento de la Manivela-Corredera.

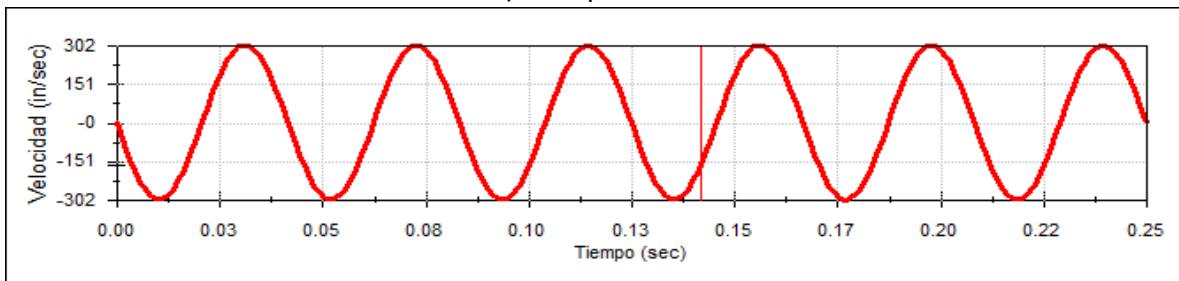
Finalizando con la aceleración, la gráfica correspondiente comienza con un valor mínimo de -7106,1152 pulgadas-segundos², un valor de 0, poco antes de alcanzar los 70° de rotación y un pico de 3553,0576 pulgadas-segundos² cuando la manivela se desplaza 120°, además, en 180° se crea un punto de inflexión con una aceleración de 2368,7051 donde la curva de la gráfica se vuelve simétrica a los valores anteriormente escritos, pese a que los valores se escriben dependiendo del ángulo de movimiento, se grafican con respecto al tiempo dada la velocidad angular del eje acoplado a la manivela en un lapso de un segundo.

4.1.4 Yugo Escocés

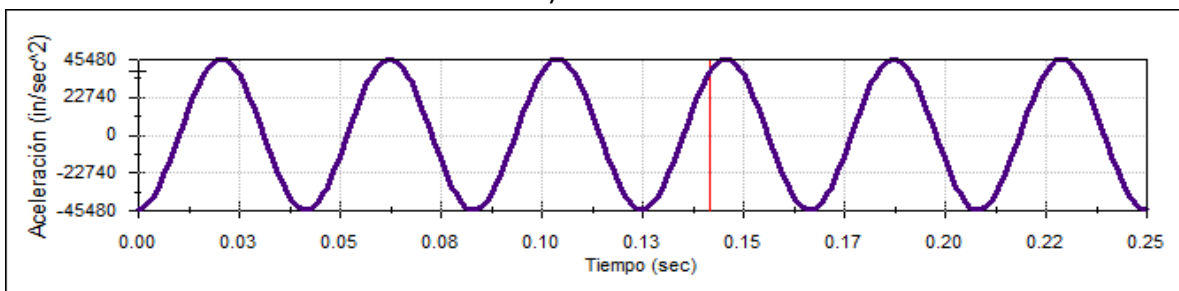
Al igual que la manivela, el yugo escocés convierte la rotación en desplazamiento lineal, pero se mueve seis veces más rápido gracias a la relación de las poleas por lo que el tiempo de las gráficas de desplazamiento, velocidad y aceleración es de un cuarto de segundo (Ver Figura 61). El recorrido máximo del yugo es 4 pulgadas correspondiendo al doble de la longitud de la pequeña manivela que empuja la guía, luego, la velocidad comienza en cero y alcanza su pico mínimo de -301,5929 pulgadas-segundos cuando la guía se traslada 2 pulgadas, y a su vez, también alcanza la velocidad máxima de 301,5929 pero cuando la manivela se encuentra del lado opuesto.



a) Desplazamiento



b) Velocidad



c) Aceleración

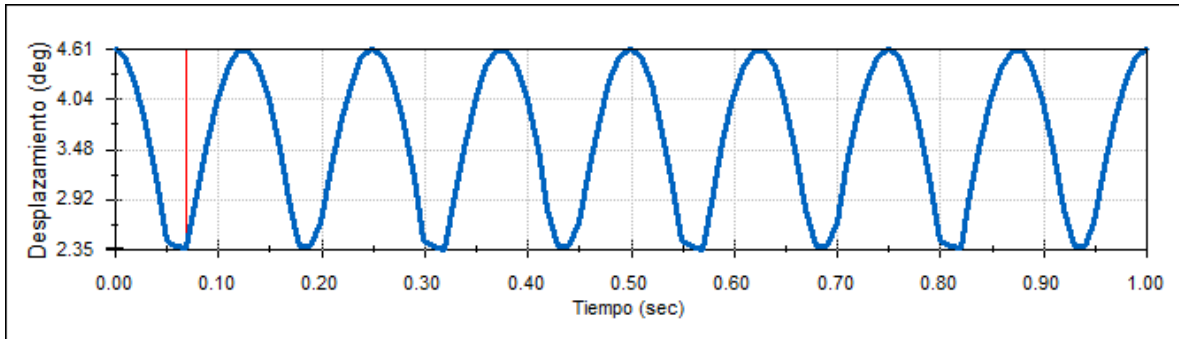
Figura 61. Movimiento del Yugo Escocés.

La aceleración encuentra sus picos mínimo y máximo cuando el desplazamiento alcanza sus límites; (-45479.1371 y 45479,1371) pulgadas-segundos² respectivamente, también es cero si la velocidad es máxima o mínima, dichos resultados se pueden rectificar con las ecuaciones de [32] y plasmadas luego de modificarlas en el Anexo C. Se aprecia que el yugo

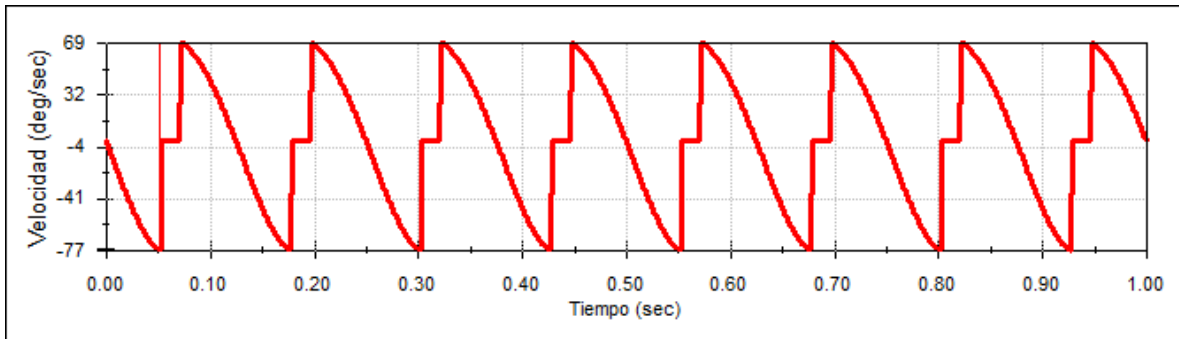
escocés es mucho más fluido en velocidad y aceleración que la corredera, sin embargo, el desgaste en la manivela y la guía por el empuje, no lo hace óptimo en altas torsiones, además, no es posible realizar una conversión de traslación a rotación con el yugo dado que cuenta con un eslabón extra como la corredera de Grashof.

4.1.5 Leva

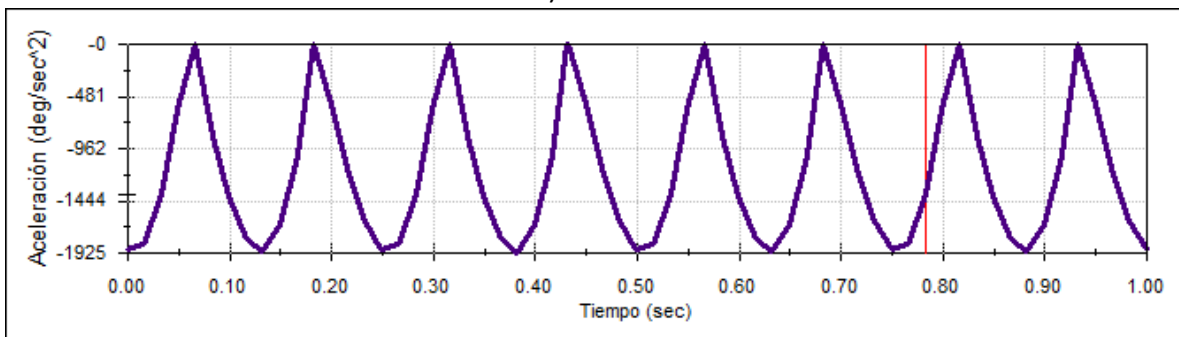
La leva es un elemento mecánico que mueve por contacto a un cuerpo llamado seguidor, dicho movimiento del seguidor, puede ser lineal u oscilante [33], en este caso, el seguidor es cara plana y oscilante porque se encuentra fijo a una balinera con una distancia de 38 pulgadas del centro de la leva. La diferencia entre los límites de la cara de la leva es 1,5 pulgadas, por lo que, el desplazamiento angular es $2,260501911^\circ$ utilizando el teorema de Pitágoras (Ver Figura 62).



a) Desplazamiento



b) Velocidad



c) Aceleración

Figura 62. Movimiento de Leva.

Aunque el desplazamiento angular se encuentra entre $2,35^\circ$ y $4,61^\circ$, el seguidor si se mueve en la distancia anteriormente dicha, además se registra en este rango debido a que la función de Desplazamiento angular de SolidWorks toma datos a partir un punto fijo y dos móviles en el ensamblaje. Sin embargo, el rango de velocidad es más grande al hallado por dicha ecuación en el Anexo C, y la aceleración, solamente grafica valores entre cero y negativos, esta variación se debe a la posición de relación de leva de SolidWorks, porque la cara del seguidor es plana lo que genera errores al momento de simular el análisis de movimiento, cosa que no ocurre con los dos mecanismos descritos con anterioridad. Puesto que la aceleración y velocidad son importantes, solamente se toma en cuenta el desplazamiento para el proyecto, y como se observa en los tres casos, si cumple con las expectativas.

4.2 Comportamiento de Fuerzas

Tomando la torsión entregada del motor y aumentarla para transferir el movimiento a los módulos de equipo, se diseñan piezas para soportar dicho esfuerzo alrededor de 20000 horas de trabajo, pese a que las piezas se moldean a partir de cálculos y estándares, es indispensable observar los lugares donde existen las mayores tensiones y que el material seleccionado si pueda resistirlas por medio del método de elementos finitos (MEF). El MEF, consiste en utilizar un software de modelado para crear una malla sobre la pieza y someterla a esfuerzos para encontrar los diferentes tipos de tensiones mediante una aproximación de ecuaciones diferenciales parciales [34]. En este punto, se describe el comportamiento de la torsión y fuerzas en los engranajes, ejes, manivelas y poleas.

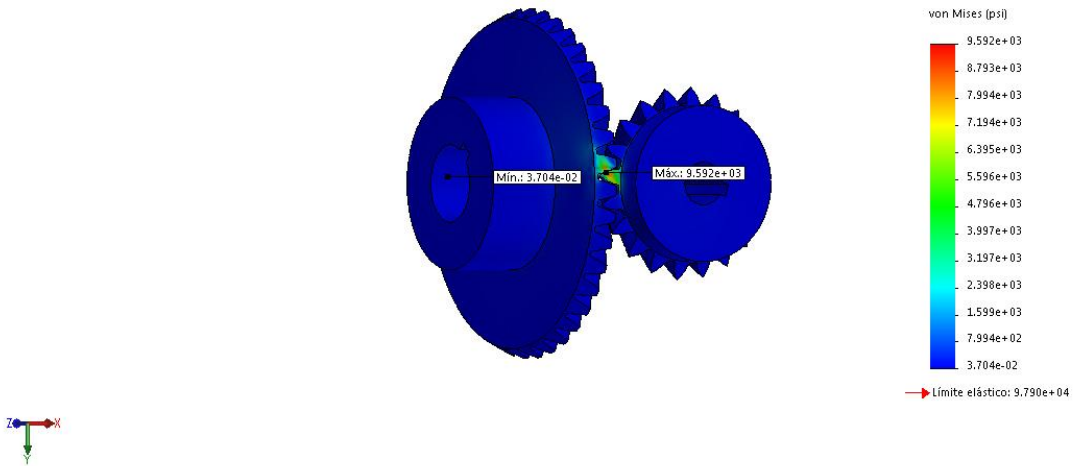
4.2.1 Engranajes

A diferencia de las otras piezas mecánicas, el MEF se ejecuta ensamblando dos engranajes, observando la presión ejercida en los dientes durante el contacto al momento de girar, donde la torsión es colocada en el piñón y transmitida al engrane, en la Tabla 10, se registran las tensiones en los dientes y cuñero de cada uno de los engranajes, además de una figura correspondiente a la distribución de ellas.

Tabla 10. Tensión en Engranajes.

	Conical_pinion_N1	Conical_gear_N2
Torsión (lbf-in)	70	140
Fuerza Tangencial (lbf)	56	56
Fuerza Radial (lbf)	18,231	9,115
Fuerza Axial (lbf)	9,115	18,231
N. de Dientes	20	40

Nombre del modelo:Conicos
 Nombre de estudio:Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 1

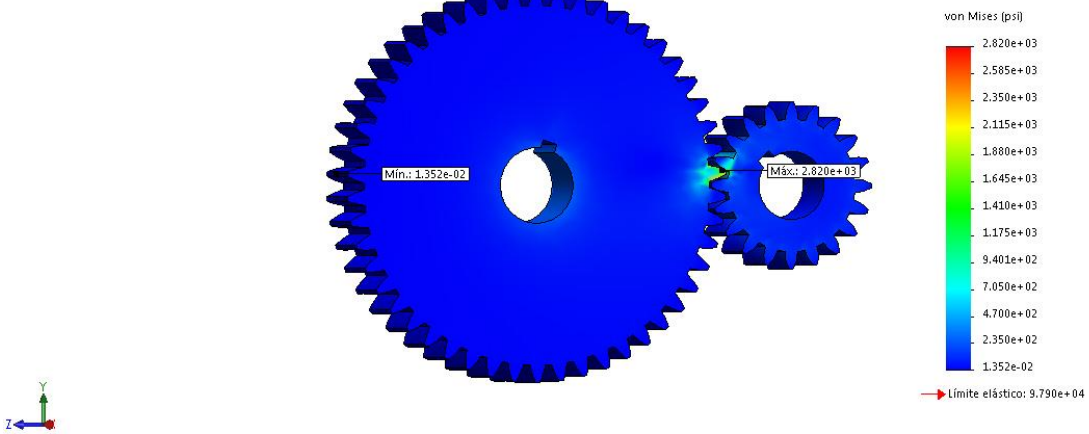


	Tensiones (psi)	
	Conical_pinion_N1	Conical_gear_N2
Diámetro Interior	1,615E+02	2,424E+02
Cuñero	1,510E+02	2,012E+02
Diámetro Exterior	1,927E+03	4,196E+02
Dientes	9,592E+03	9,592E+03

a) Engranajes Cónicos N1 y N2

	Straight_pinion_N3	Straight_gear_N4
Torsión (lbf-in)	140	350
Fuerza Tangencial (lbf)	112	112
Fuerza Radial (lbf)	40,765	40,765
N. de Dientes	20	50

Nombre del modelo:Rectos2
 Nombre de estudio:Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 1



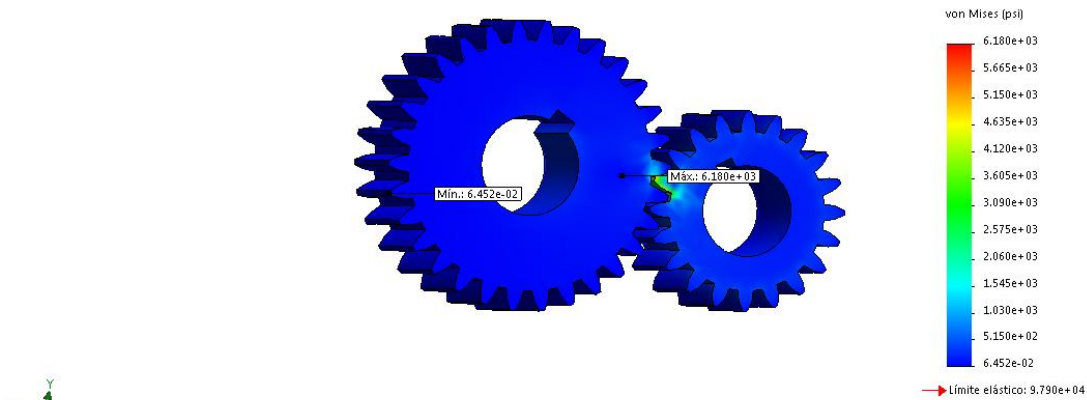
	Tensiones (psi)	
	Straight_pinion_N3	Straight_gear_N4
Diámetro Interior	1,575E+02	3,332E+02

Cuñero	1,695E+02	3,332E+02
Dientes	2,820E+03	2,820E+03

b) Engranajes Rectos N3 y N4

	Straight_pinion_N5	Straight_gear_N6
Torsión (lbf-in)	350	525
Fuerza Tangencial (lbf)	280	280
Fuerza Radial (lbf)	101,912	101,912
N. de Dientes	20	30

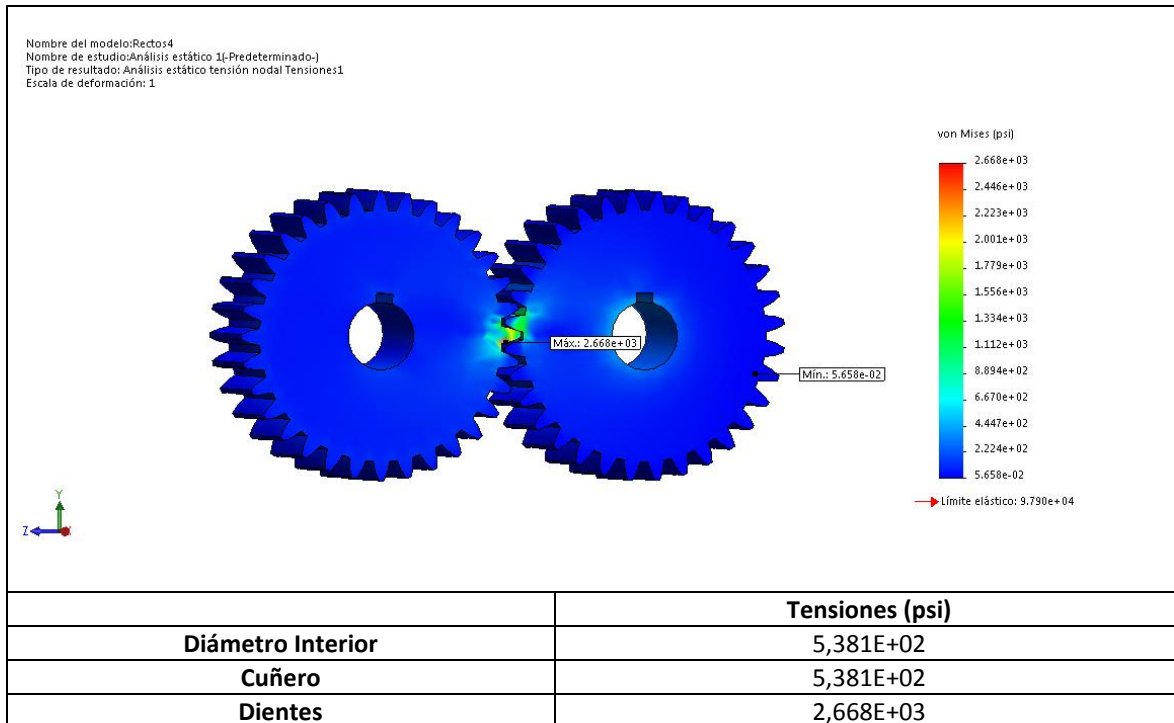
Nombre del modelo:Rectos3
Nombre de estudio:Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Análisis: estático tensión nodal Tensiones:1
Escala de deformación: 1



	Tensiones (psi)	
	Straight_pinion_N3	Straight_gear_N4
Diámetro Interior	5,448E+02	3,861E+02
Cuñero	3,729E+02	3,861E+02
Dientes	6,180E+03	6,180E+03

c) Engranajes Rectos N5 y N6

	Straight_pinion_N7
Torsión (lbf-in)	525
Fuerza Tangencial (lbf)	262,5
Fuerza Radial (lbf)	95,542
N. de Dientes	32



d) Engranajes Rectos N7

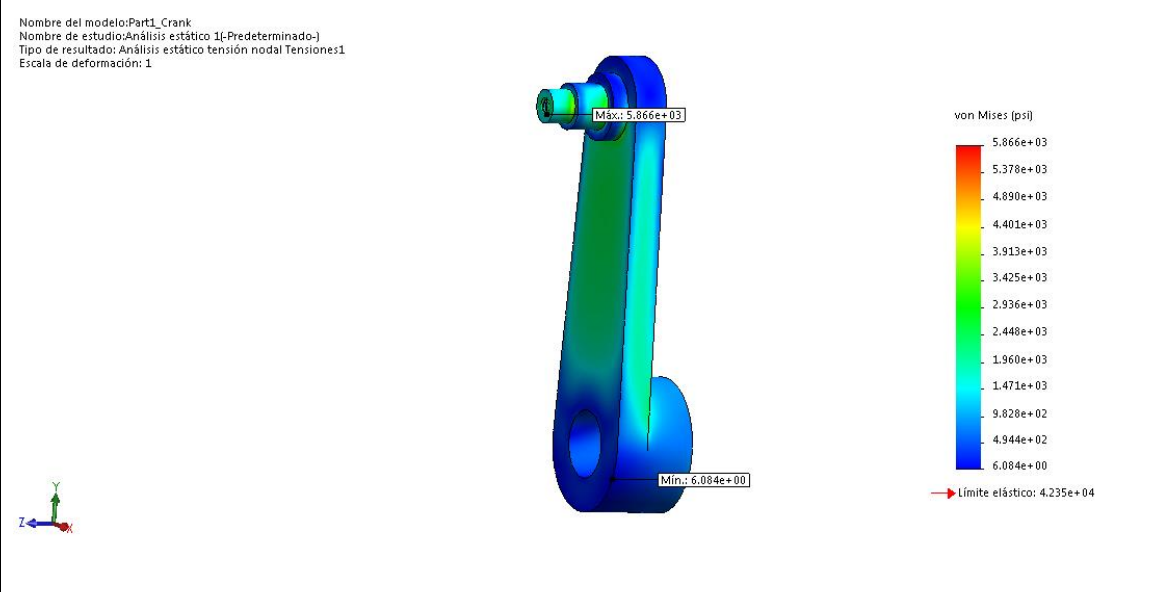
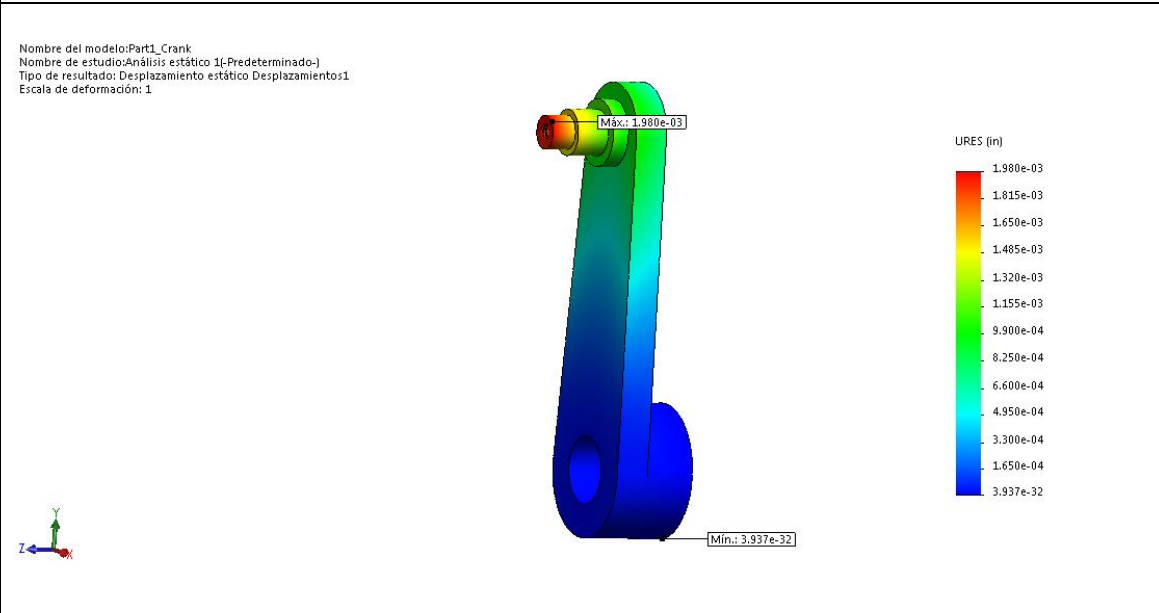
Primero, el valor de fuerza tangencial corresponde a la torsión del engranaje dividida por el radio de este, mientras la fuerza radial se produce por los dientes, dichos valores mencionados al igual que el número de dientes, están descritos en el Anexo B, mientras que las tensiones, se hallan en cada una de las secciones del engranaje por simulación, a diferencia del resto, los engranajes cónicos cuentan con un diámetro saliente para tener más soporte en los ejes dado las fuerzas axiales.

Las mayores tensiones se encuentran entre los dientes, y puede verse que el piñón N3 y engrane N4 soportan la menor tensión, gracias a su tamaño comparado con la torsión, aunque el piñón cónico está sometido a la torsión más baja, soporta la mayor tensión ($9,592E+3$ psi) debido al empuje de la fuerza axial generada por la inclinación de la cara de los dientes, y, por último, el material seleccionado si soporta los esfuerzos gracias a su módulo elástico de 98000 psi, otorgando un factor de seguridad a la flexión mayor a 10, superando a los hallados en el Anexo B.

4.2.2 Manivelas

En la simulación de las manivelas se fija el diámetro interior y se aplica de nuevo torsión, pero esta vez, también se toma en cuenta la deflexión o desplazamiento en algunas secciones de la pieza, la Tabla 11 además de las tensiones también registra las deflexiones y la longitud de la sección donde ocurren, además incluye una imagen de la distribución de los desplazamientos.

Tabla 11. Desplazamiento y Tensión en Manivelas

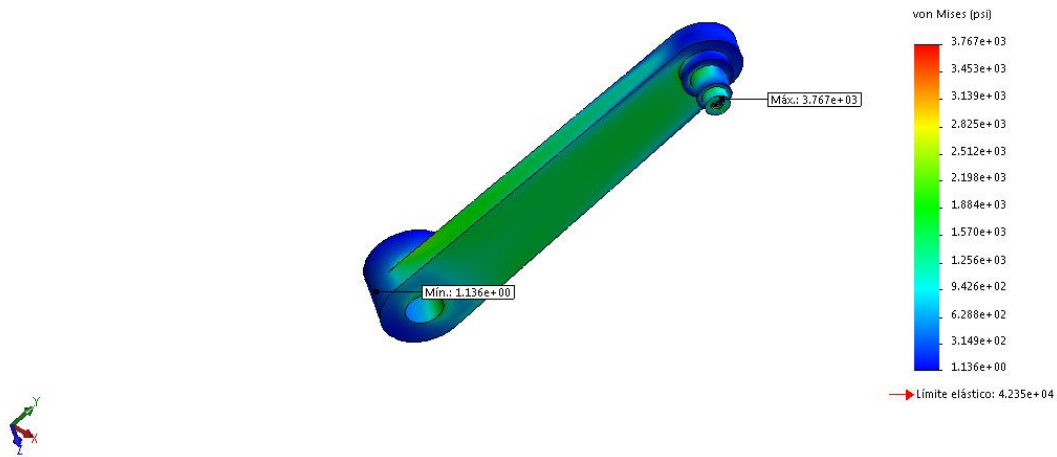
Torsión (lbf-in)	525		
Fuerza (lbf)	105		
Longitud del Brazo (in)	5		
<p>Nombre del modelo: Part1_Crank Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-) Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1 Escala de deformación: 1</p> 			
<p>Nombre del modelo: Part1_Crank Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-) Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1 Escala de deformación: 1</p> 			
	Tensión (psi)	Deflexión (in)	Sección (in)
Rosca	5,866E+03	1,980E-03	0,5
Diámetro R.	3,935E+03	1,980E-03	0,375
Diámetro Tapa R.	3,782E+03	1,581E-03	0,5
Cambio de Sección	3,266E+03	1,164E-03	0,25

Brazo	4,139E+03	1,075E-03	6,75
Diámetro Superior	3,872E+03	4,552E-05	1,25
Diámetro Interior	1,236E+03	2,641E-05	1,25

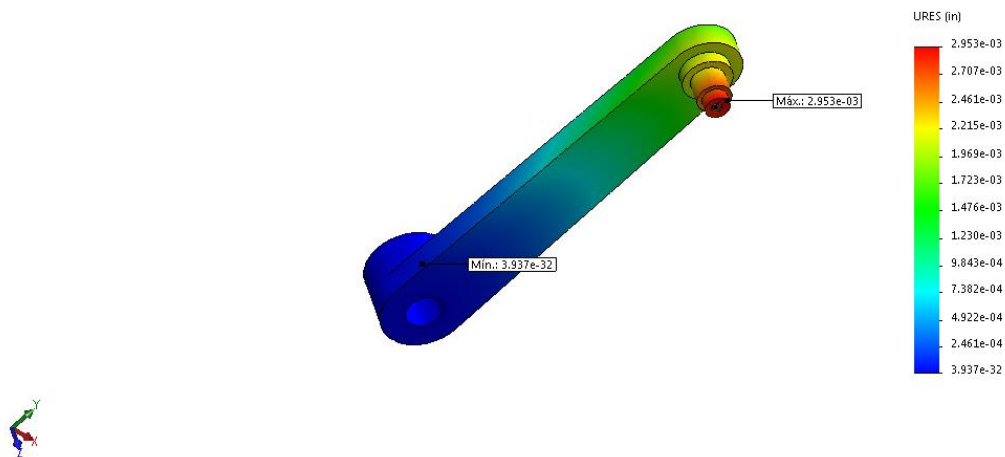
a) Cranck

Torsión (lbf-in)	525
Fuerza (lbf)	70
Longitud del Brazo (in)	7,5

Nombre del modelo:Part1_Crank_C
Nombre de estudio:Análisis estático 1[-Predeterminado-]
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1



Nombre del modelo:Part1_Crank_C
Nombre de estudio:Análisis estático 1[-Predeterminado-]
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 1



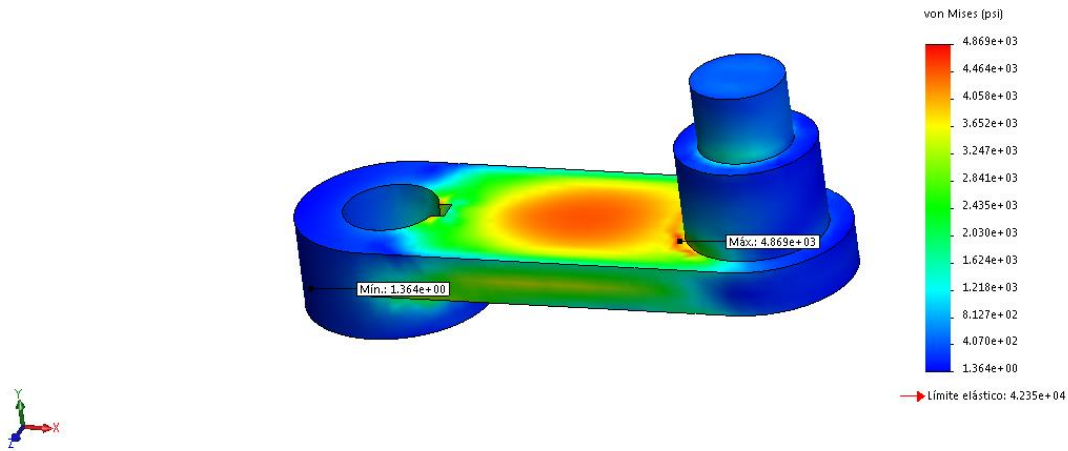
	Tensión (psi)	Deflexión (in)	Sección (in)
Rosca	3,767E+03	2,953E-03	0,5

Diámetro R.	2,050E+03	2,953E-03	0,25
Diámetro Tapa R.	2,046E+03	2,725E-03	0,5
Cambio de Sección	1,825E+03	2,305E-03	0,25
Brazo	3,491E+03	2,172E-03	9,125
Diámetro Superior	2,961E+03	3,244E-05	1,25
Diámetro Interior	1,761E+03	2,304E-07	1,25

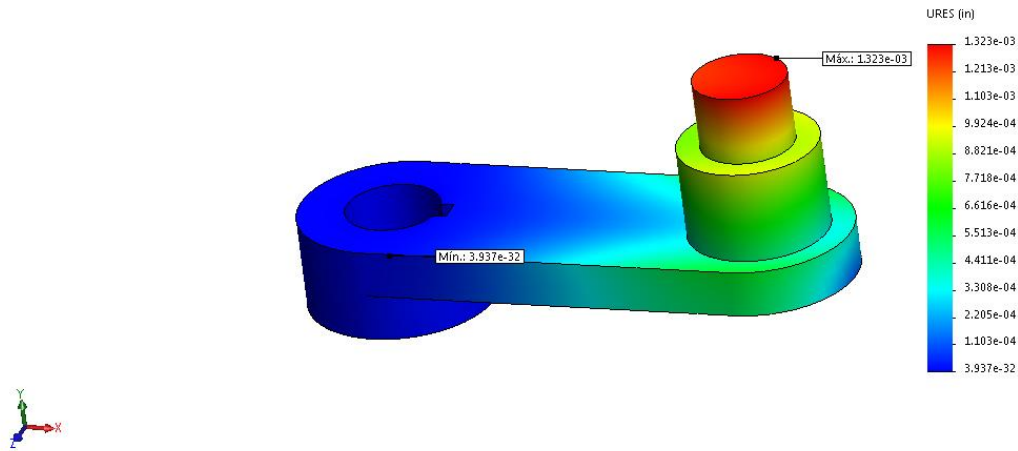
b) Crank_C

Torsión (lbf-in)	87,5
Fuerza (lbf)	43,75
Longitud del Brazo (in)	2

Nombre del modelo: Crank2C
Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1



Nombre del modelo: Crank2C
 Nombre de estudio: Análisis estático 1-(Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 1



	Tensión (psi)	Deflexión (in)	Sección (in)
Diámetro Guía	1,505E+03	1,323E-03	0,375
Diámetro Tapa Guía	3,759E+03	9,539E-04	0,5
Brazo	4,869E+03	6,207E-04	3
Diámetro Superior	3,843E+03	2,253E-05	0,5
Cuñero	4,276E+03	1,644E-05	0,5
Diámetro Interior	4,276E+03	3,937E-32	0,5

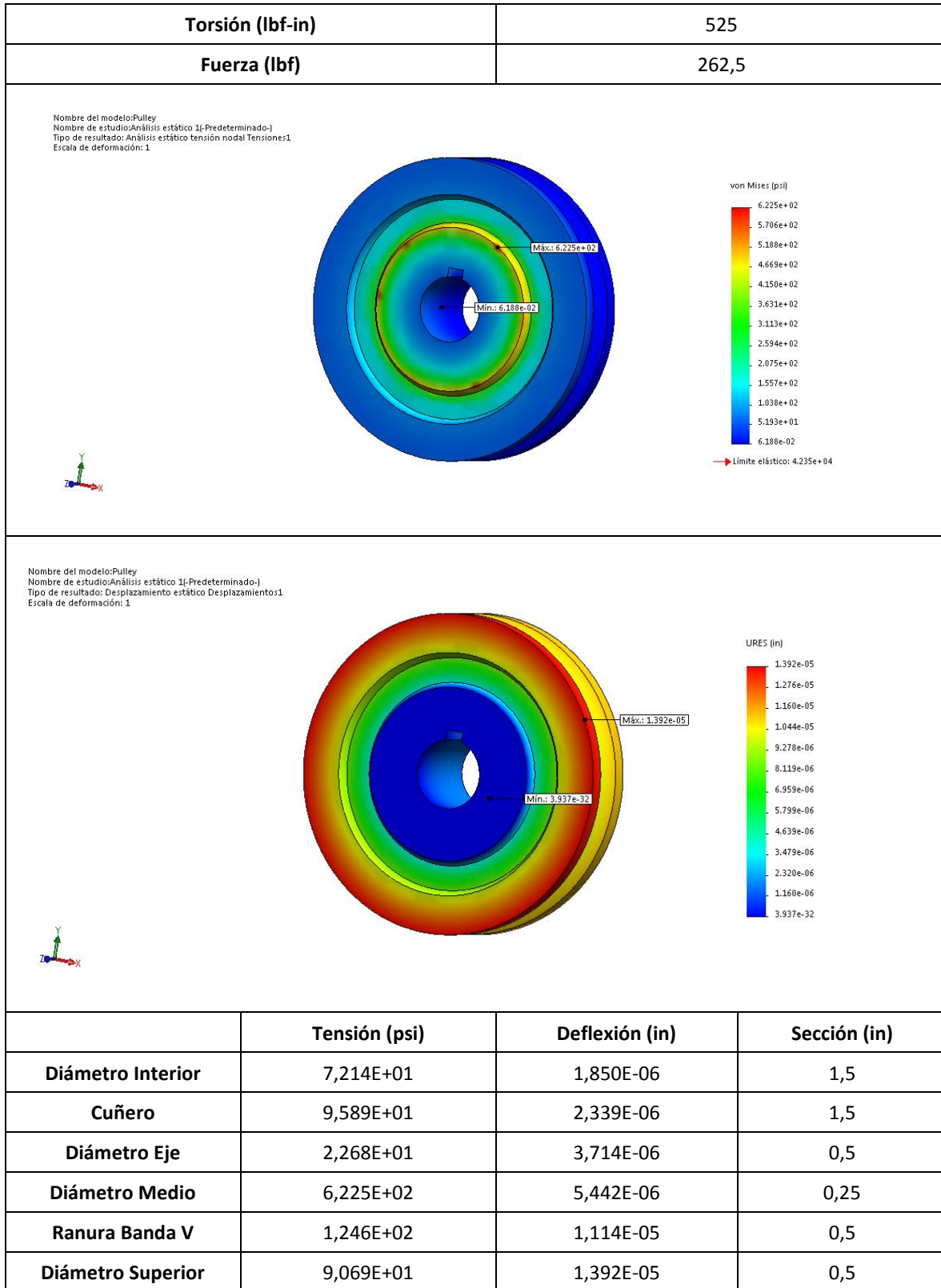
c) Crank2C

La manivela empleada en la desbarradora soporta el mayor esfuerzo, principalmente en la rosca para ajustar la balinera dado que esta sección empuja la biela de acople para distribuir el movimiento, mismo caso ocurre con la manivela de la cortadora pero con una fuerza de 87,5 lbf generando una tensión menor, mientras que la tensión de la manivela del yugo se concentra en el centro del brazo, finalizando, la mayor deflexión de las piezas ocurre en el diámetro de empuje porque es la sección más alejada del eje de rotación.

4.2.3 Poleas

Aunque la velocidad y potencia del motor son relativamente bajas a la hora de seleccionar el tipo de banda, para el caso, la ranura de las poleas cuenta con un ancho superior de 0,5 pulgadas para que la banda brinde más soporte al transmitir el movimiento de la desbarradora al resto de módulos, además de tener mayor durabilidad, la Tabla 12 registra los mismos datos anteriormente expuestos.

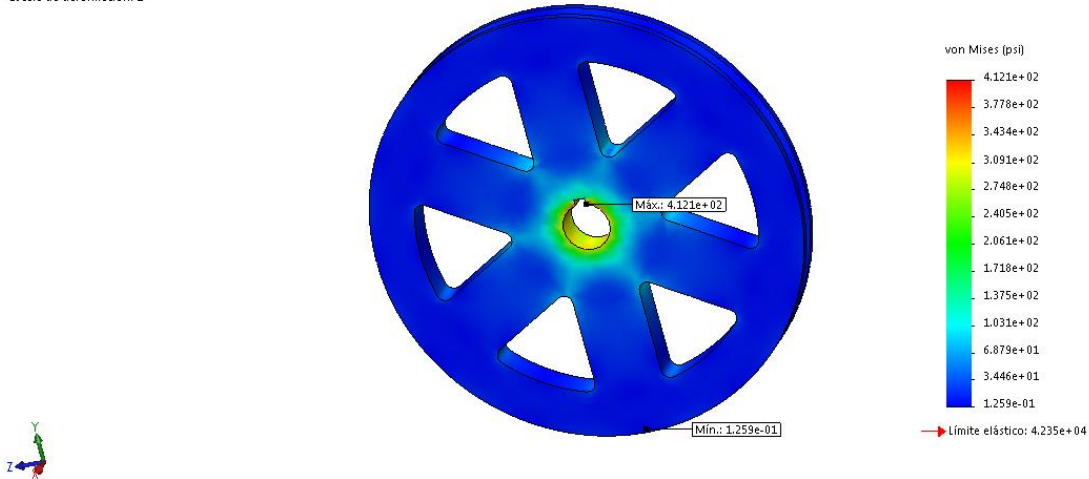
Tabla 12. Desplazamiento y Tensión en Poleas



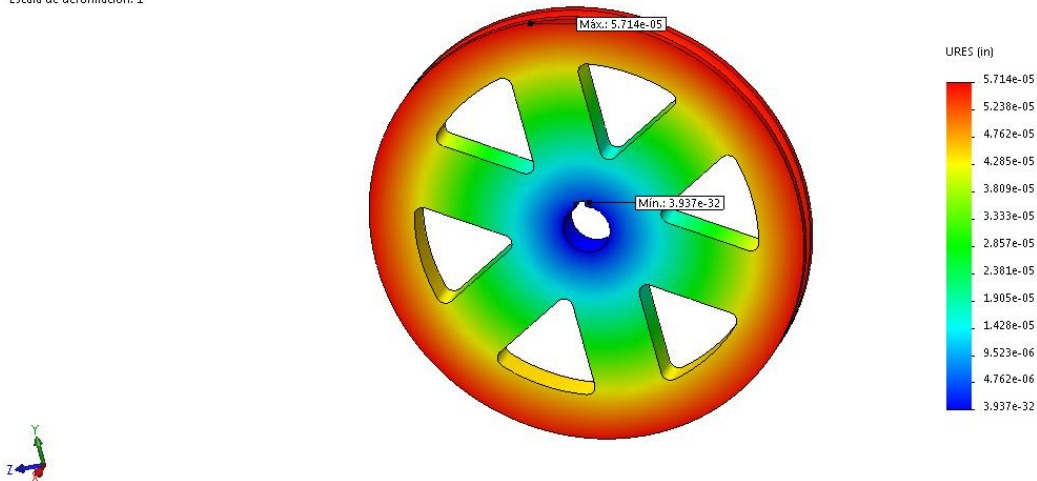
a) Pulley

Torsión (lbf-in)	525
Fuerza (lbf)	87,5

Nombre del modelo:Pulley12C
Nombre de estudio:Análisis estático 1[-Predeterminado-]
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1



Nombre del modelo:Pulley12C
Nombre de estudio:Análisis estático 1[-Predeterminado-]
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 1

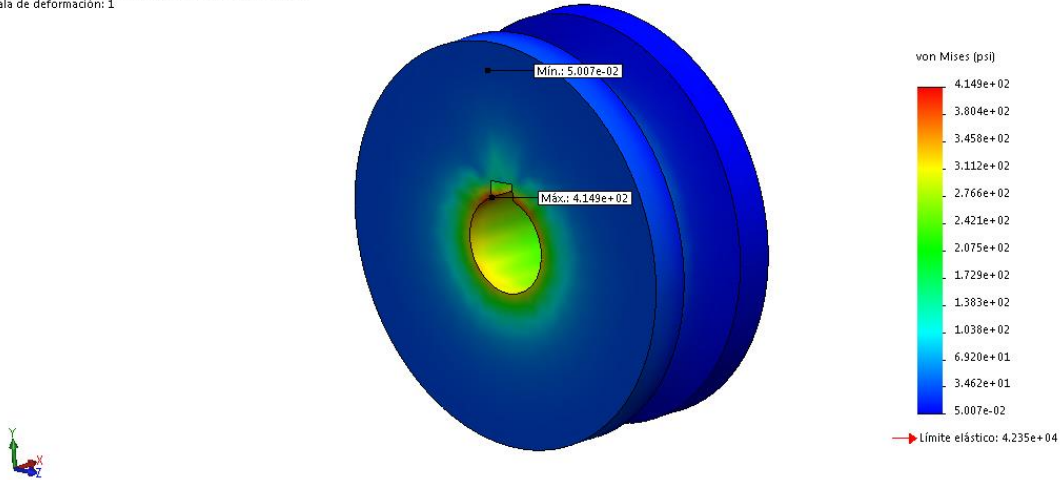


	Tensión (psi)	Deflexión (in)	Sección (in)
Diámetro Interior	4,121E+02	3,937E-32	1
Cuñero	4,121E+02	4,279E-06	1
Ranura Triangular	9,628E+01	4,554E-05	1
Ranura Banda V	1,680E+01	5,710E-05	0,5
Diámetro Superior	1,602E+01	5,714E-05	0,5

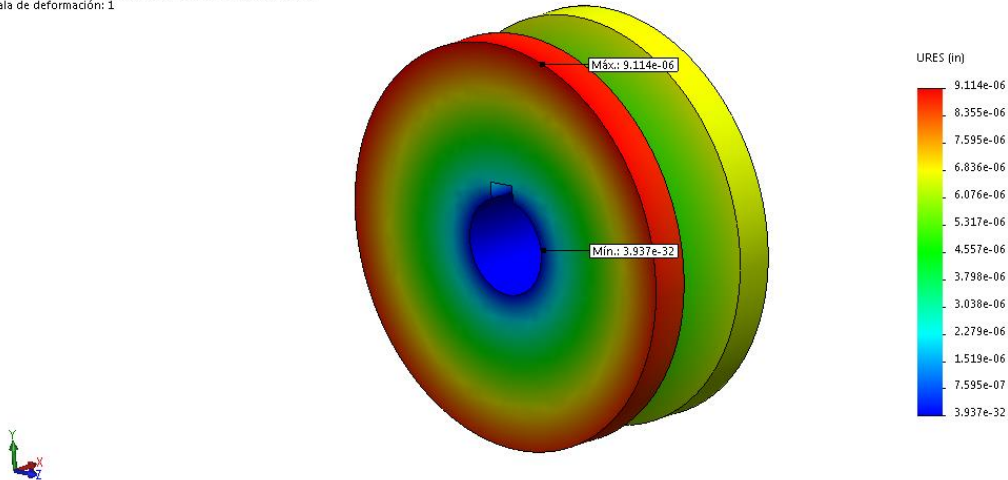
b) Pulley12C

Torsión (lbf-in)	87,5
Fuerza (lbf)	87,5

Nombre del modelo: Pulley2C
Nombre de estudio: Análisis estático 1[-Predeterminado-]
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1



Nombre del modelo: Pulley2C
Nombre de estudio: Análisis estático 1[-Predeterminado-]
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 1



	Tensión (psi)	Deflexión (in)	Sección (in)
Diámetro Interior	4,149E+02	3,937E-32	1
Cuñero	4,149E+02	2,446E-06	1
Ranura Banda V	1,179E+02	6,699E-06	0,5
Diámetro Superior	3,418E+01	9,114E-06	0,5

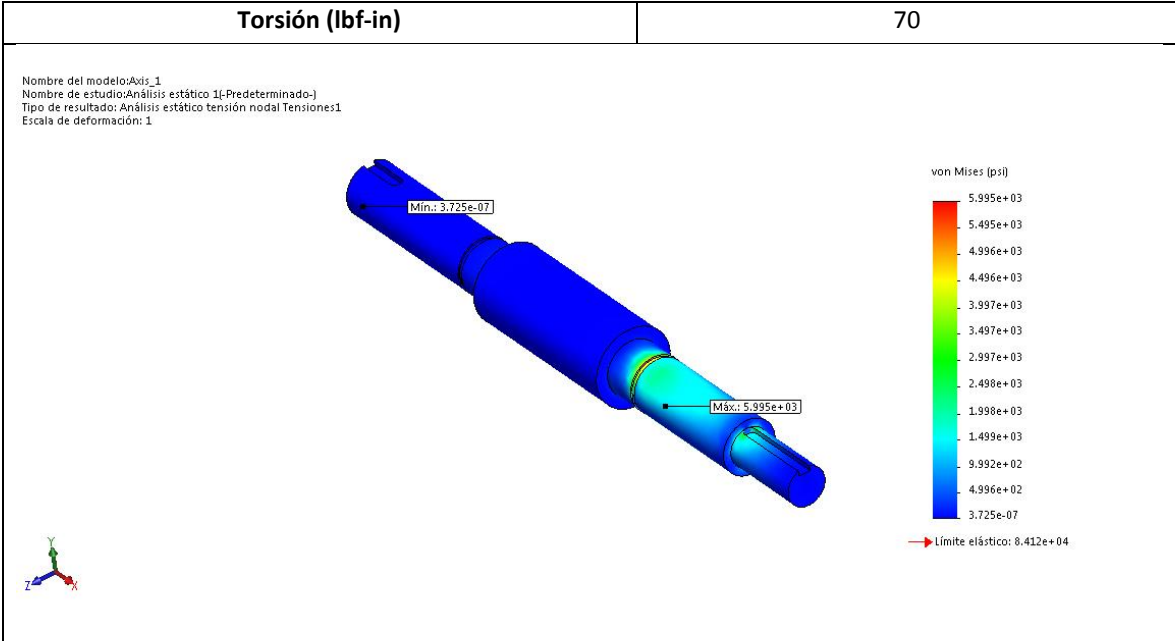
c) Pulley2C

Por lo general, la mayor tensión se concentra en el diámetro interior, a excepción de la polea transmisora de movimiento a los módulos, porque se encuentra en el diámetro medio a causa de la ranura, las ranuras triangulares cumplen el propósito de reducir el peso de la polea, disminuyendo las deflexión y riesgo en el movimiento del eje, por otro lado, la mayor deflexión se encuentra donde las bandas ejercen la fuerza.

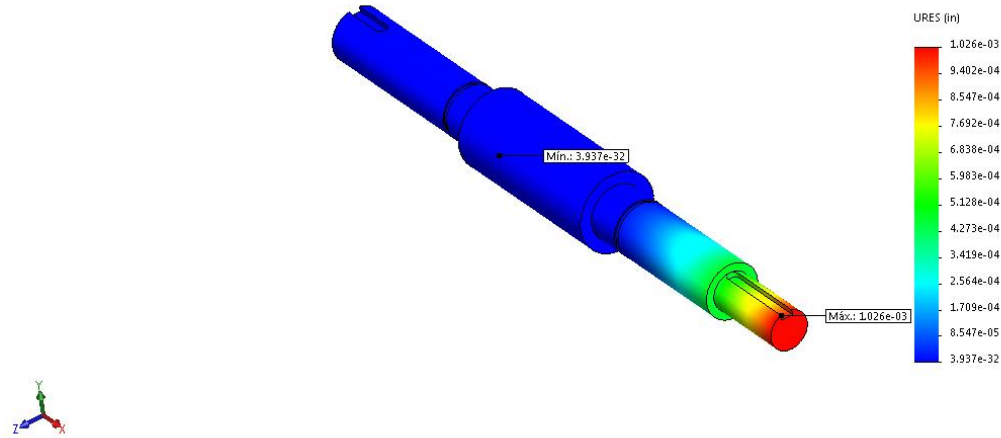
4.2.4 Ejes

Los ejes acoplan todos los elementos anteriormente descritos, por ende, al momento de realizar el MEF, no se aplica torsión, sino las fuerzas generadas a partir de esta en dichos elementos y en los rodamientos, por lo tanto, esta sección se compone de cuatro tablas, comenzando con los ejes de la caja reductora de velocidad, además, son los que se encuentran sometidos a más fuerzas (Ver Tabla 13).

Tabla 13. Ejes de la Caja Reductora de Velocidad.

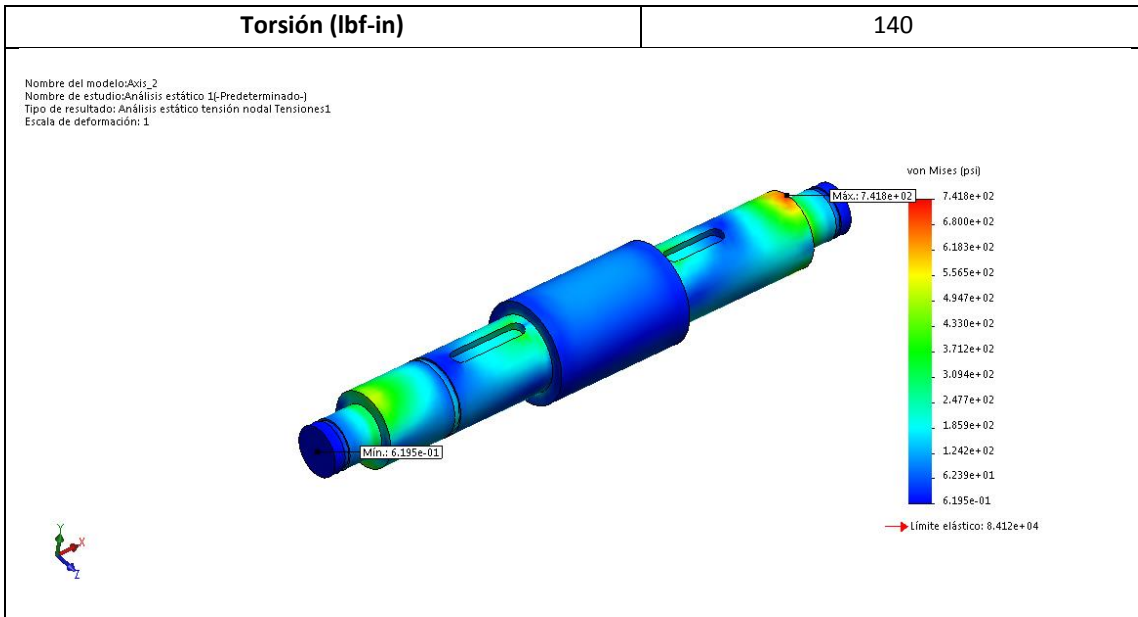


Nombre del modelo: Axis_1
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 1

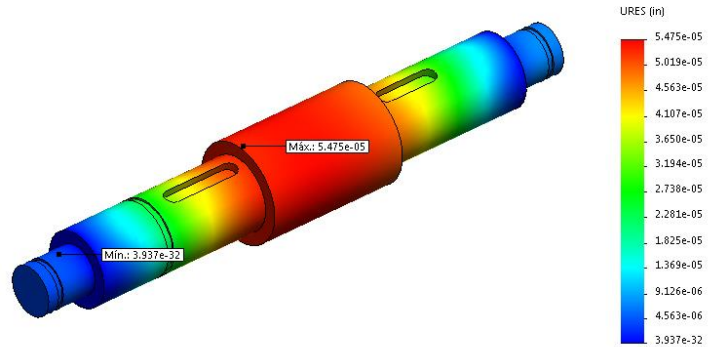


	Tensión (psi)	Deflexión (in)	Sección (in)
Diámetro Acople	1,148E+01	2,692E-06	2,672
Ranura Anillo	8,134E+01	2,987E-06	0,086
Diámetro R.	2,288E+01	3,008E-06	0,5545
Diámetro Superior	3,444E+01	2,666E-07	2,9415
Diámetro R.	4,040E+03	5,037E-06	0,5545
Ranura Anillo	5,995E+03	2,782E-05	0,086
Cambio Sección	2,301E+03	4,034E-04	2,13675
Diámetro Piñón N1	2,963E+03	1,026E-03	1,375
Cuñero	2,963E+03	1,022E-03	1,375

a) Axis_1



Nombre del modelo: Axis_2
 Nombre de estudio: Análisis estático 1[-Predeterminado-]
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 1

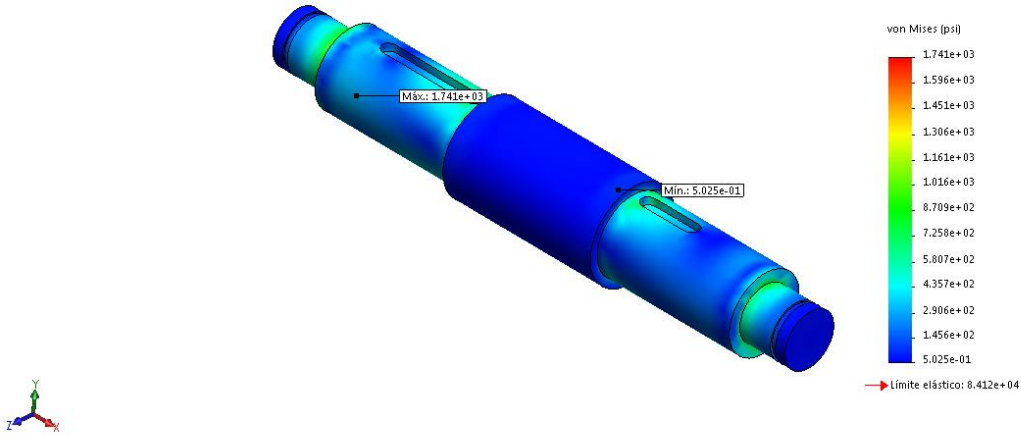


	Tensión (psi)	Deflexión (in)	Sección (in)
Cambio de Sección	1,615E+01	4,232E-06	0,172
Ranura Anillo	1,211E+02	4,636E-06	0,086
Diámetro R.	3,433E+02	4,660E-06	0,5545
Cambio de Sección	5,290E+02	2,378E-05	1,12575
Ranura Anillo	2,065E+02	2,650E-05	0,103
Diámetro Engranaje N2	3,960E+02	5,346E-05	1,615
Cuñero	3,960E+02	5,223E-05	1,125
Diámetro Superior	1,138E+02	5,475E-05	2,25
Cuñero	3,729E+02	4,826E-05	1
Diámetro Piñón N3	7,418E+02	4,974E-05	2,35375
Diámetro R.	5,604E+02	7,491E-06	0,5545
Ranura Anillo	2,168E+02	7,466E-06	0,086
Cambio de Sección	2,584E+01	6,772E-06	0,172

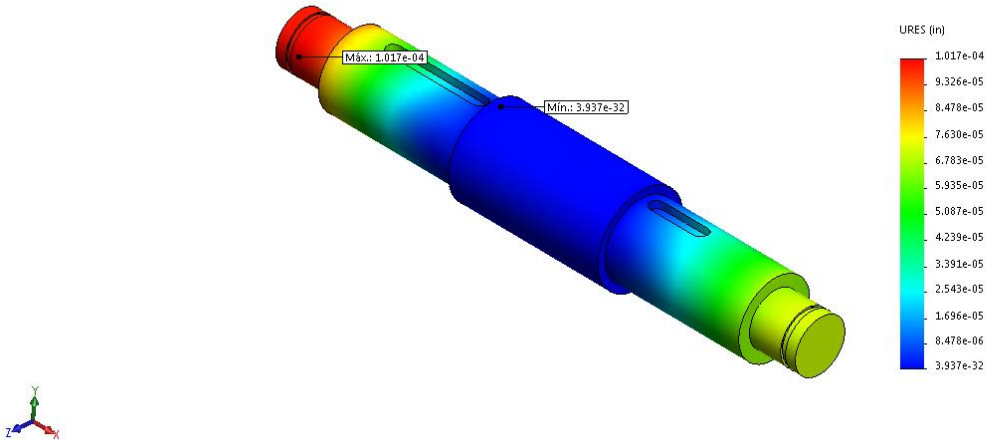
b) Axis_2

Torsión (lbf-in)	350
-------------------------	------------

Nombre del modelo: Axis_3
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones:1
 Escala de deformación: 1



Nombre del modelo: Axis_3
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamiento:1
 Escala de deformación: 1

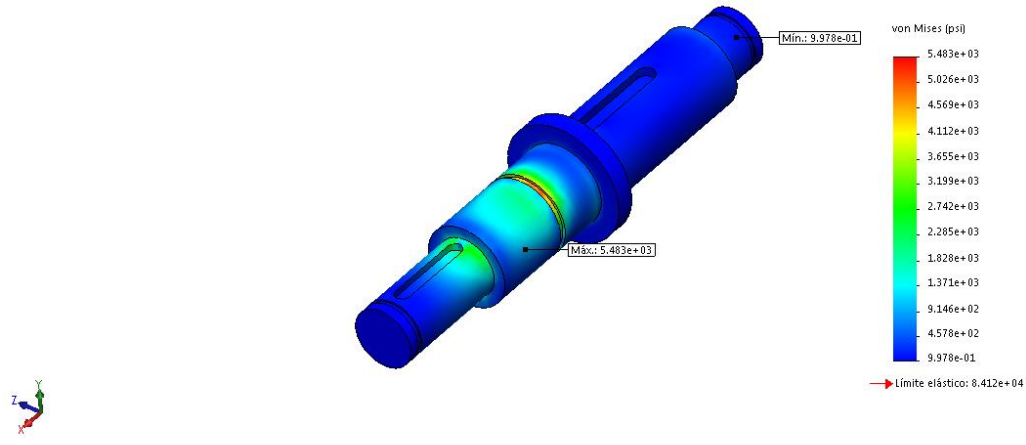


	Tensión (psi)	Deflexión (in)	Sección (in)
Cambio de Sección	5,280E+01	1,004E-04	0,172
Ranura Anillo	3,148E+02	1,016E-04	0,086
Diámetro R.	1,741E+03	1,017E-04	0,6795
Diámetro Piñón N5	8,549E+02	8,962E-05	2,40625
Cuñero	8,419E+02	6,298E-05	1,75
Diámetro Superior	8,254E+01	6,393E-07	2,625
Cuñero	7,400E+02	2,976E-05	1
Diámetro Engranaje N4	7,778E+02	6,709E-05	2,35175
Diámetro R.	8,684E+02	7,239E-05	0,5545
Ranura Anillo	2,398E+02	7,228E-05	0,086
Cambio de Sección	3,639E+01	7,145E-05	0,172

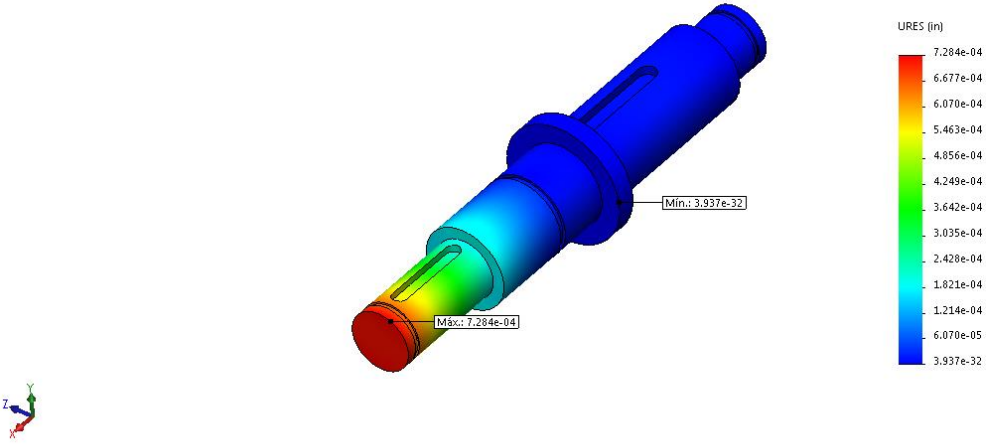
c) Axis_3

Torsión (lbf-in)	525
-------------------------	------------

Nombre del modelo: Axis_4
Nombre de estudio: Análisis estático 1[-Predeterminado-]
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1



Nombre del modelo: Axis_4
Nombre de estudio: Análisis estático 1[-Predeterminado-]
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 1



	Tensión (psi)	Deflexión (in)	Sección (in)
Cambio de Sección	1,969E+01	7,284E-04	0,172
Ranura Anillo	1,435E+02	6,815E-04	0,086
Cuñero	2,836E+03	6,582E-04	1,742
Diámetro Piñón N7	2,888E+03	6,244E-04	1,5
Cambio de Sección	2,085E+03	2,018E-04	1,3445
Ranura Anillo	5,483E+03	3,985E-05	0,103
Diámetro R.	4,137E+03	1,443E-05	0,865
Diámetro Superior	8,370E+01	4,453E-07	0,3125
Cuñero	3,172E+02	1,235E-05	1,75
Diámetro Engranaje N6	5,313E+02	1,386E-05	2,9375
Diámetro R.	4,520E+02	6,516E-06	0,617

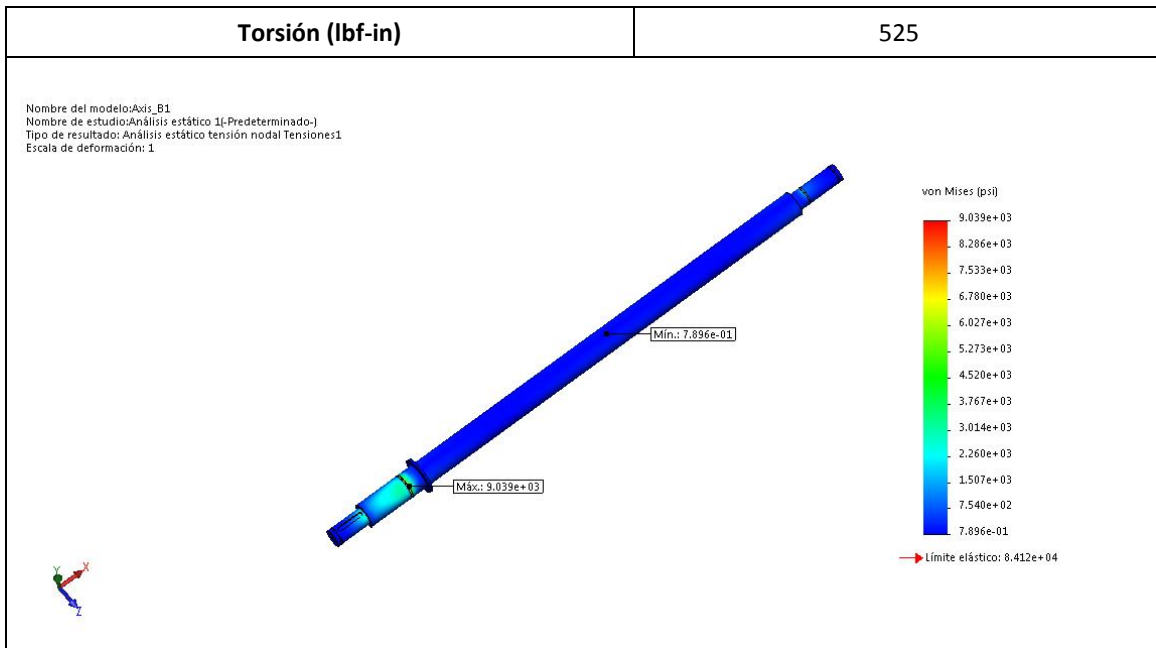
Ranura Anillo	1,362E+02	6,483E-06	0,086
Cambio de Sección	2,299E+01	5,890E-06	0,172

d) Axis_4

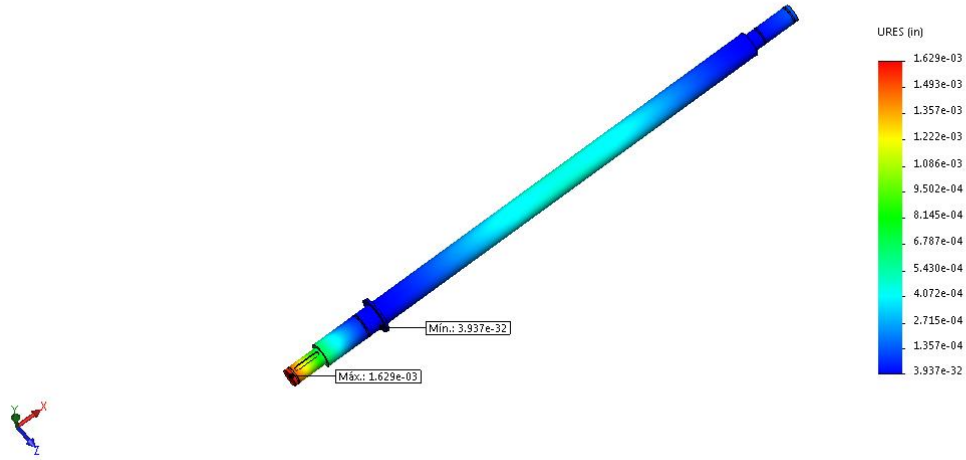
Las mayores tensiones en los ejes se encuentran alrededor de los rodamientos, principalmente en las ranuras de los anillos retenedores, porque es la sección de apoyo y soporte, por lo que, las secciones de mayor deflexión se encuentran cerca del acople de los engranajes, a excepción del eje Axis_3, dada la fuerza de 280 lbf de los engranajes y cercanía al rodamiento.

Los resultados de los ejes de la desbarradora se plasman en la Tabla 14

Tabla 14. Ejes de la desbarradora



Nombre del modelo: Axis_B1
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 1

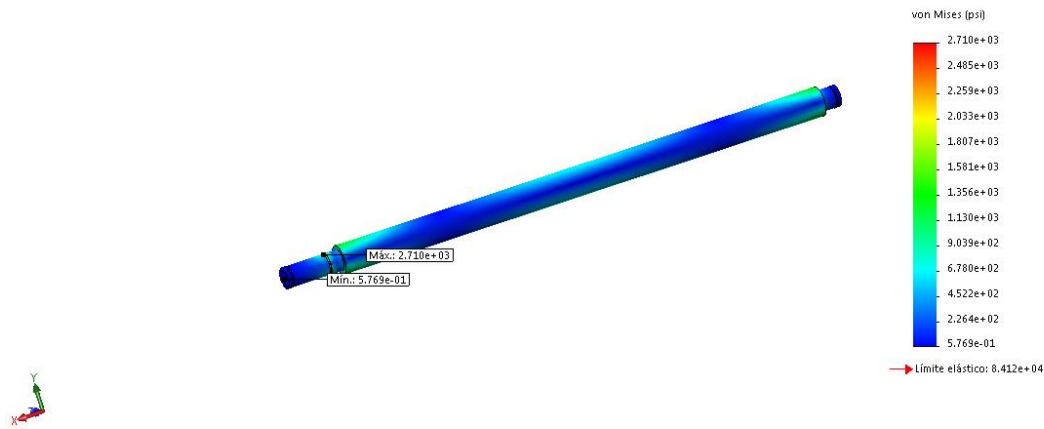


	Tensión (psi)	Deflexión (in)	Sección (in)
Cambio de Sección	1,899E+01	1,629E-03	0,172
Ranura Anillo	1,419E+02	1,547E-03	0,086
Diámetro Piñón N7	3,236E+03	1,507E-03	1,742
Cuñero	3,236E+03	1,450E-03	1,5
Cambio de Sección	3,450E+03	7,129E-04	2,532
Ranura Anillo	9,039E+03	6,198E-05	0,103
Diámetro R.	6,809E+03	9,708E-06	0,865
Diámetro Superior	1,778E+02	1,967E-07	0,125
Diámetro Escoba	5,571E+02	4,735E-04	24
Diámetro R.	2,021E+03	7,050E-06	0,617
Ranura Anillo	2,538E+03	1,569E-05	0,086
Diámetro Manivela	8,386E+02	1,167E-04	1,789
Ranura Anillo	6,743E+01	1,218E-04	0,086
Cambio de Sección	1,882E+01	1,323E-04	0,172

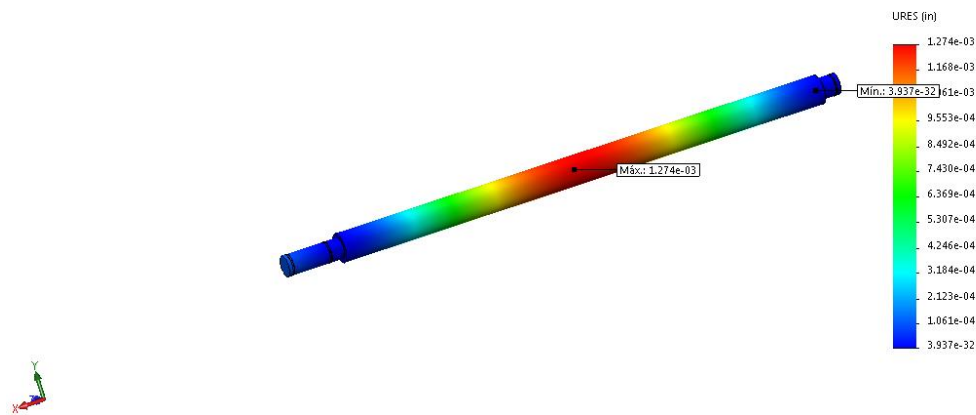
a) Axis_B1

Torsión (lbf-in)	525
-------------------------	------------

Nombre del modelo: Axis_B2
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 1



Nombre del modelo: Axis_B2
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 1

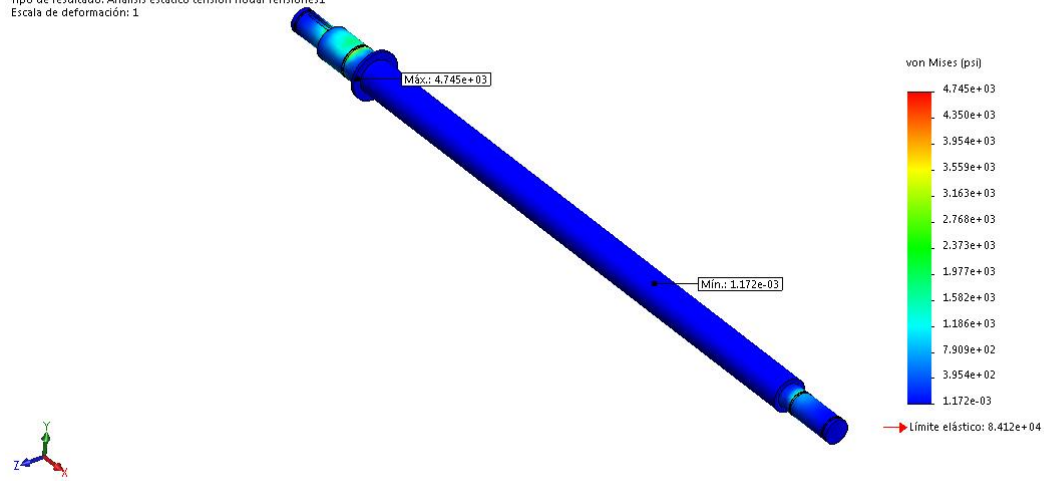


	Tensión (psi)	Deflexión (in)	Sección (in)
Cambio de Sección	2,203E+01	3,778E-06	0,172
Ranura Anillo	1,114E+02	4,222E-06	0,086
Diámetro R.	7,106E+02	4,239E-06	0,617
Diámetro Escoba	1,380E+03	1,274E-03	24
Diámetro R.	1,903E+03	5,193E-06	0,617
Ranura Anillo	2,710E+03	1,259E-05	0,086
Diámetro Manivela	7,365E+02	1,057E-04	1,789
Ranura Anillo	3,735E+01	1,105E-04	0,086
Cambio de Sección	6,212E+00	1,203E-04	0,172

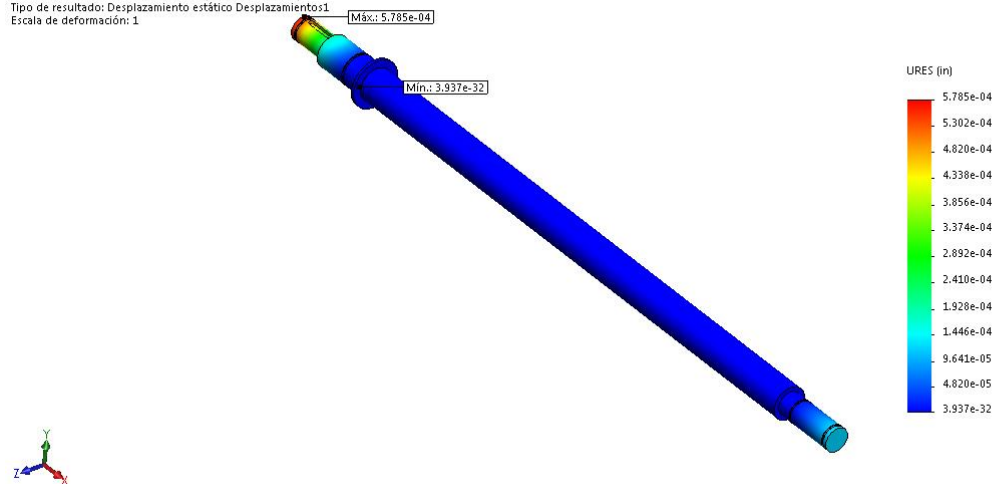
b) Axis_B2

Torsión (lbf-in)	525
-------------------------	------------

Nombre del modelo: Axis_B3
Nombre de estudio: Análisis estático 1[-Predeterminado-]
Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 1



Nombre del modelo: Axis_B3
Nombre de estudio: Análisis estático 1[-Predeterminado-]
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 1



	Tensión (psi)	Deflexión (in)	Sección (in)
Cambio de Sección	2,022E+01	5,785E-04	0,172
Ranura Anillo	1,358E+02	5,402E-04	0,086
Diámetro Polea	2,711E+03	5,212E-04	1,492
Cuñero	2,711E+03	4,953E-04	1,25
Cambio de Sección	1,946E+03	1,970E-04	1,407
Ranura Anillo	4,745E+03	3,603E-05	0,103
Diámetro R.	4,165E+03	6,866E-06	0,865
Diámetro Superior	1,932E+01	5,715E-08	0,125

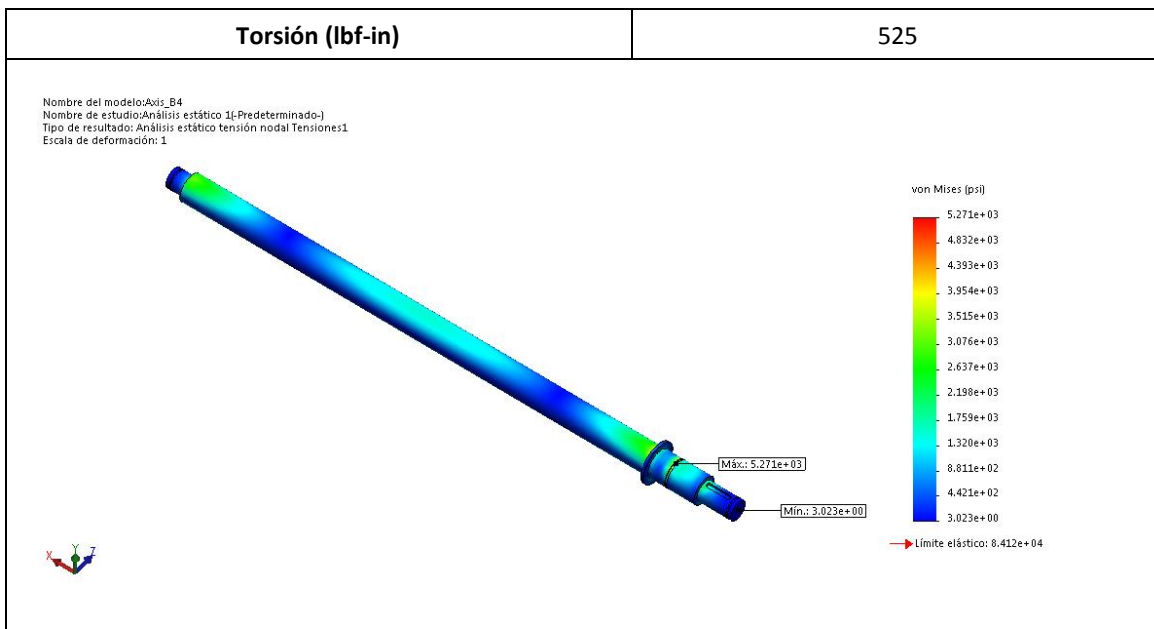
Diámetro Escoba	5,315E+01	5,252E-07	24
Diámetro R.	1,988E+03	3,423E-06	0,617
Ranura Anillo	2,877E+03	1,326E-05	0,086
Diámetro Manivela	7,270E+02	1,083E-04	1,789
Ranura Anillo	1,117E+02	1,132E-04	0,086
Cambio de Sección	1,509E+01	1,230E-04	0,172

c) Axis_B3

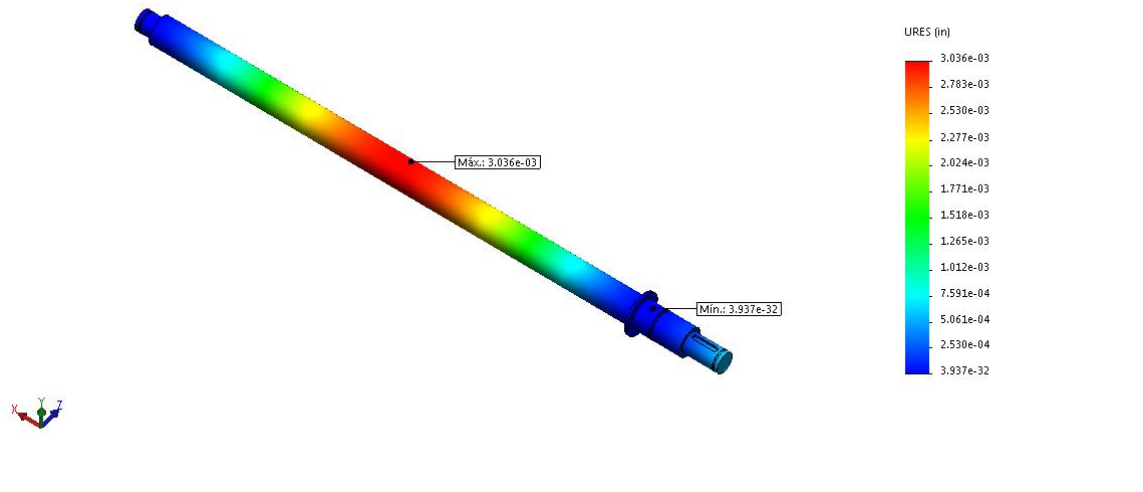
El primer eje aprovecha la torsión de la caja reductora de velocidad para generar fuerza en la manivela y lograr el empuje de la biela de acoplamiento logrando mover el resto de ejes, tanto en el primer como el último eje, la mayor tensión se concentra en la ranura del rodamiento cercano al diámetro superior, y la deflexión, en el extremo de la sección del engranaje o patea, a causa del momento flexionante.

En el resto de ejes, la mayor tensión también se encuentra en una de las ranuras de los rodamientos, sin embargo, la deflexión mayor es hallada en el sector del cepillo cilíndrico porque su peso se convierte en una fuerza de 180 lbf siendo mayor a la manivela. La clasificadora también cuenta con tres ejes (Ver Tabla 15), transmitiendo potencia a través de una banda plana y rodillos.

Tabla 15. Ejes de la Clasificadora



Nombre del modelo: Axis_B4
 Nombre de estudio: Análisis estático 1(-Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 1



	Tensión (psi)	Deflexión (in)	Sección (in)
Cambio de Sección	2,094E+01	5,738E-04	0,172
Ranura Anillo	1,314E+02	5,355E-04	0,086
Diámetro Polea	2,707E+03	5,165E-04	1,492
Cuñero	2,707E+03	4,906E-04	1,5
Cambio de Sección	1,936E+03	1,921E-04	1,407
Ranura Anillo	5,271E+03	3,546E-05	0,103
Diámetro R.	3,997E+03	1,227E-05	0,865
Diámetro Superior	1,195E+03	1,171E-06	0,125
Diámetro Rodillo	3,529E+03	3,036E-03	24
Diámetro R.	1,766E+03	8,925E-03	0,617
Ranura Anillo	2,042E+02	8,507E-06	0,086
Cambio de Sección	5,284E+01	8,026E-06	0,172

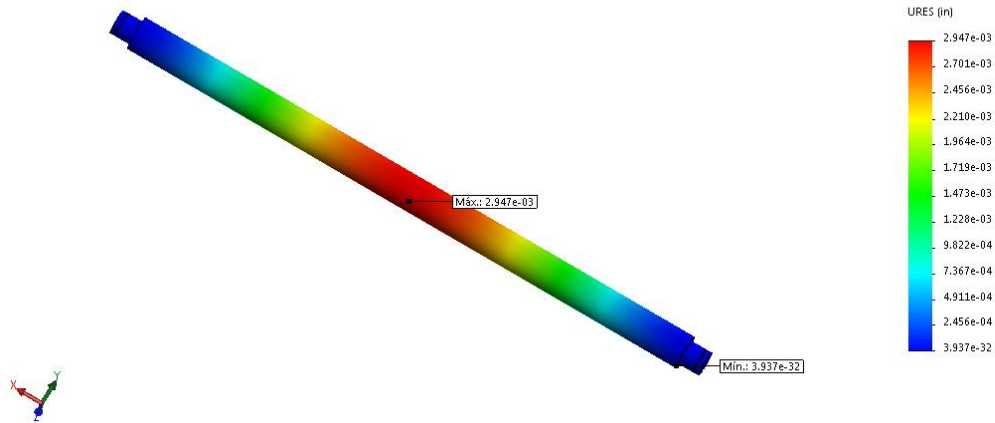
a) Axis_B4

Torsión (lbf-in)	525
-------------------------	-----

Nombre del modelo: Axis_B5
 Nombre de estudio: Análisis estático 1[-Predeterminado-]
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones:1
 Escala de deformación: 1



Nombre del modelo: Axis_B5
 Nombre de estudio: Análisis estático 1[-Predeterminado-]
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos:1
 Escala de deformación: 1

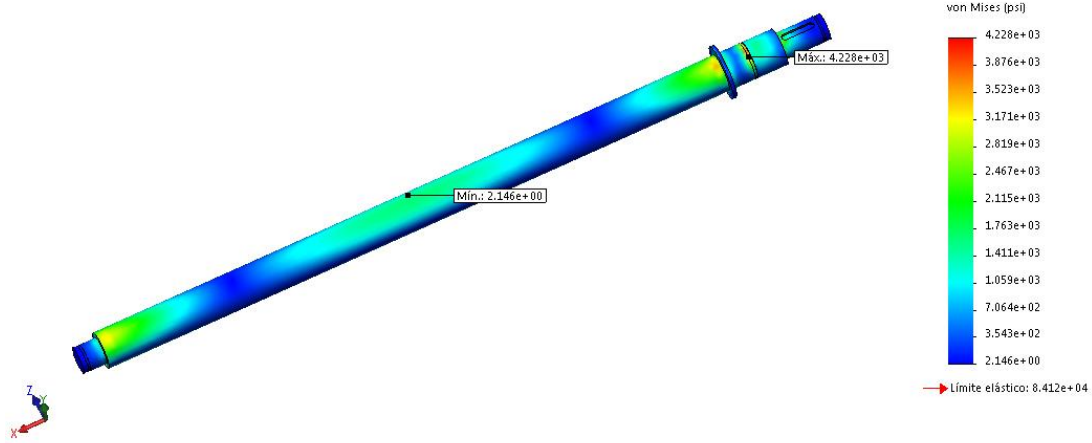


	Tensión (psi)	Deflexión (in)	Sección (in)
Cambio de Sección	5,284E+01	9,644E-06	0,172
Ranura Anillo	2,546E+02	1,074E-05	0,086
Diámetro R.	1,610E+03	1,081E-05	0,617
Diámetro Rodillo	3,244E+03	2,947E-03	24
Diámetro R.	1,610E+03	1,081E-05	0,617
Ranura Anillo	2,546E+02	1,074E-05	0,086
Cambio de Sección	5,284E+01	9,644E-06	0,172

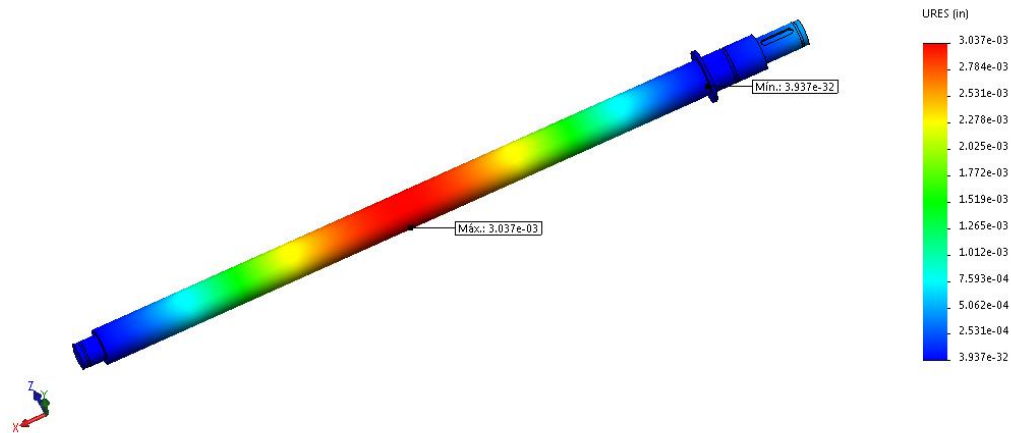
b) Axis_B5

Torsión (lbf-in)	525
-------------------------	------------

Nombre del modelo: Axis_B6
 Nombre de estudio: Análisis estático 1[-Predeterminado-]
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 1



Nombre del modelo: Axis_B6
 Nombre de estudio: Análisis estático 1[-Predeterminado-]
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 1



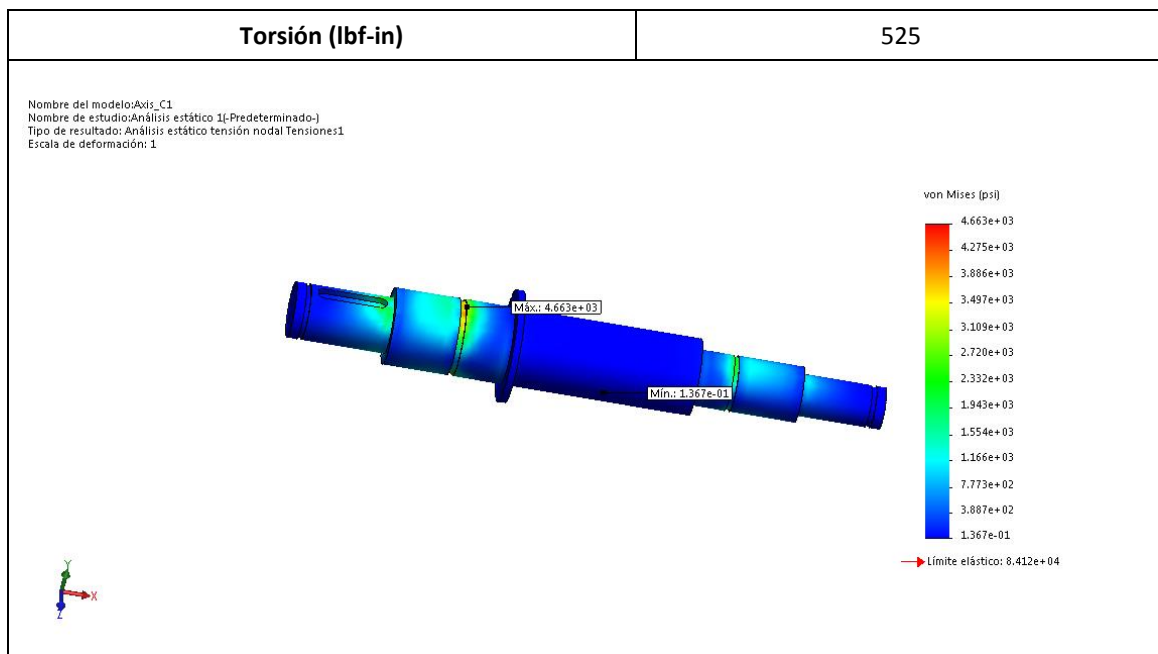
	Tensión (psi)	Deflexión (in)	Sección (in)
Cambio de Sección	2,103E+01	4,667E-04	0,172
Ranura Anillo	1,481E+02	4,337E-04	0,086
Diámetro Polea	2,687E+03	4,173E-04	1,492
Cuñero	2,687E+03	3,952E-04	1,25
Cambio de Sección	1,689E+03	1,362E-04	1,157
Ranura Anillo	4,228E+03	3,149E-05	0,103
Diámetro R.	3,753E+03	1,203E-05	0,865
Diámetro Superior	1,243E+03	1,118E-06	0,125
Diámetro Rodillo	3,599E+03	3,037E-03	24

Diámetro R.	1,492E+03	9,114E-06	0,617
Ranura Anillo	2,107E+02	8,736E-06	0,086
Cambio de Sección	5,074E+01	8,191E-06	0,172

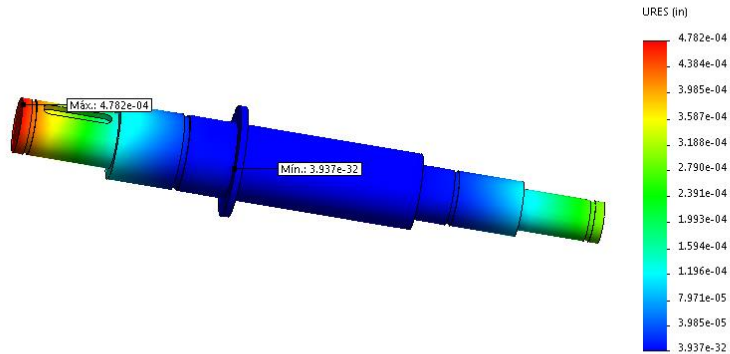
c) Axis_B6

Al igual que el caso anterior, la mayor tensión se concentra en la ranura del anillo retenedor de la balinera más grande (RMS 11), pero esta vez, la deflexión de los ejes está ubicada en el diámetro correspondiente al rodillo; el radio de *1.25 pulgadas* del rodillo genera en dicha sección una fuerza de 420 lbf que se transmite en todo el mecanismo. Finalizado, en la Tabla 16 se registran los datos de la simulación de los cuatro ejes de la cortadora; dos ejes se encuentran horizontales para el desplazamiento de la canasta y zaranda, mientras los otros dos, están verticales aumentando la velocidad de la sierra.

Tabla 16. Ejes de la Cortadora.



Nombre del modelo: Axis_C1
 Nombre de estudio: Análisis estático 1-(Predeterminado-)
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 1

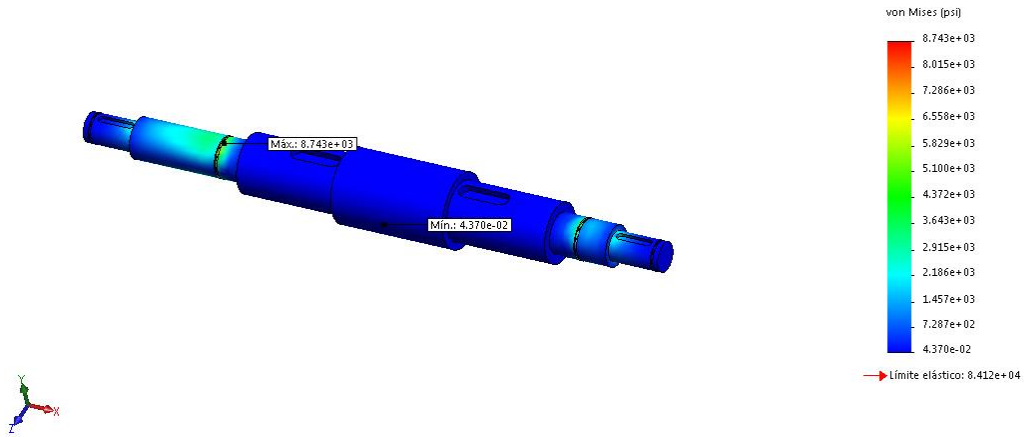


	Tensión (psi)	Deflexión (in)	Sección (in)
Cambio de Sección	1,989E+01	4,782E-04	0,172
Ranura Anillo	1,527E+02	4,447E-04	0,086
Diámetro Polea	2,565E+03	4,281E-04	1,492
Cuñero	2,565E+03	4,054E-04	1,25
Cambio de Sección	1,672E+03	1,417E-04	1,157
Ranura Anillo	4,663E+03	3,397E-05	0,103
Diámetro R.	3,319E+03	6,156E-06	0,865
Diámetro Superior	2,174E+01	8,687E-08	0,125
Cambio de Sección	9,977E+01	7,099E-07	3,25
Diámetro R.	2,364E+03	9,726E-06	0,617
Ranura Anillo	3,960E+03	1,955E-05	0,086
Cambio de Sección	1,127E+03	1,063E-04	1,172
Diámetro Manivela	1,027E+03	2,687E-04	1,242
Ranura Anillo	6,691E+01	2,802E-04	0,086
Cambio de Sección	5,553E+00	3,034E-04	0,172

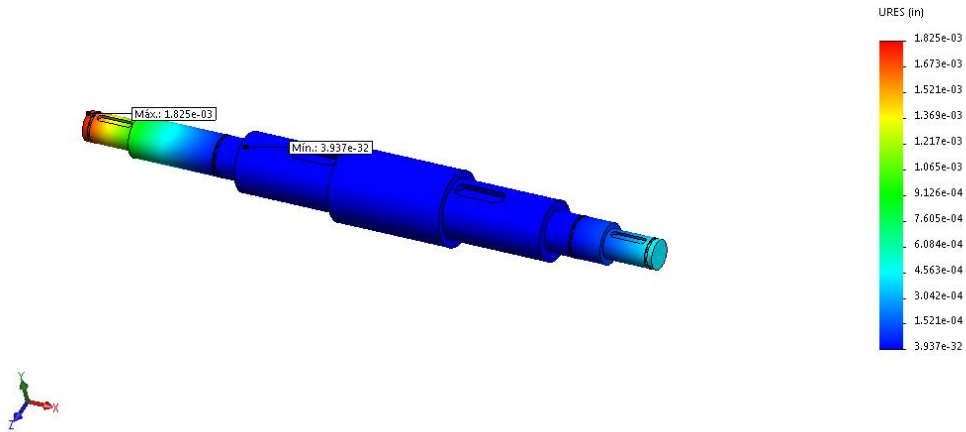
a) Axis_C1

Torsión (lbf-in)	525
------------------	-----

Nombre del modelo: Axis_C2
 Nombre de estudio: Análisis estático 1[-Predeterminado-]
 Tipo de resultado: Análisis estático tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 1



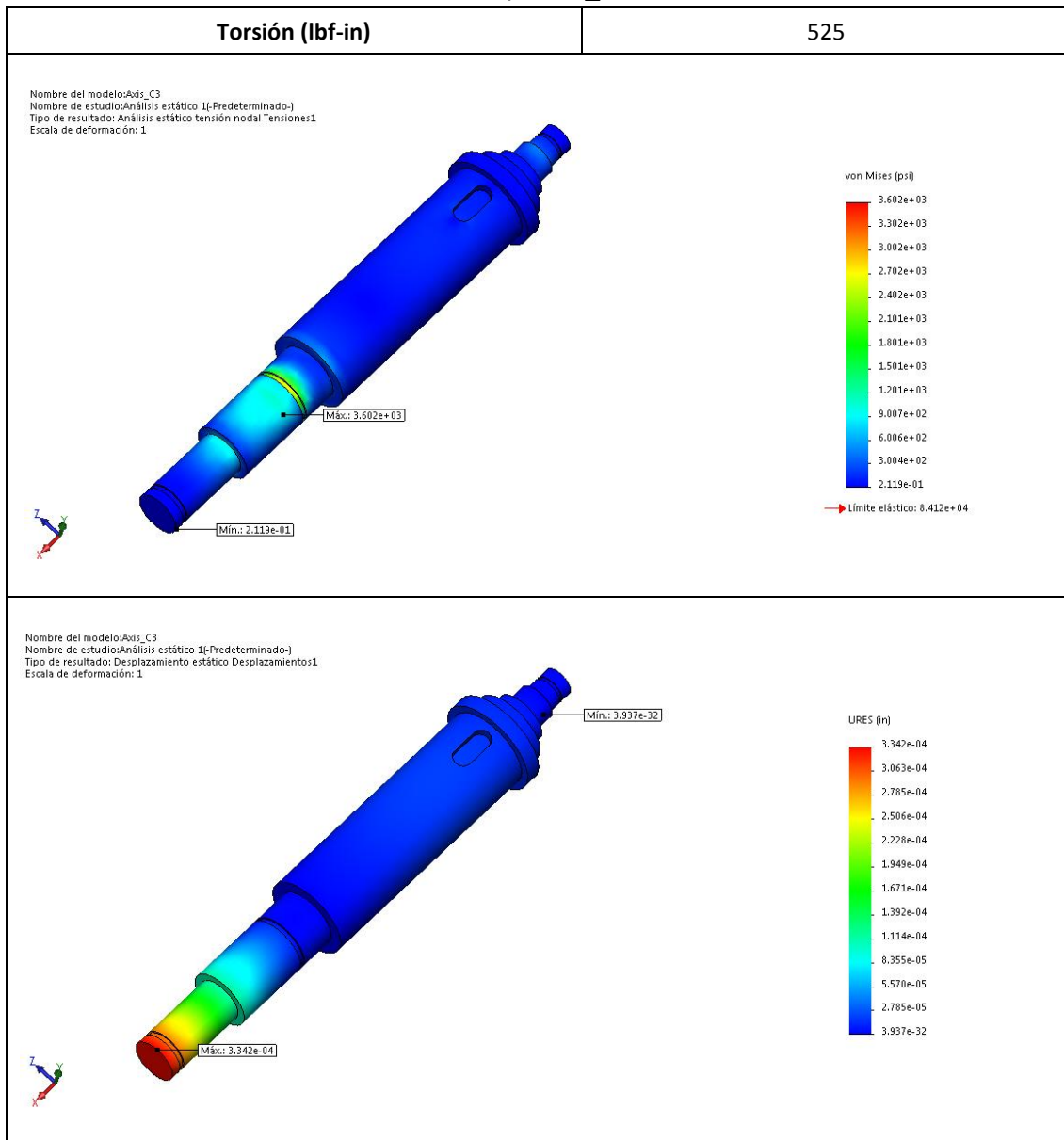
Nombre del modelo: Axis_C2
 Nombre de estudio: Análisis estático 1[-Predeterminado-]
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 1



	Tensión (psi)	Deflexión (in)	Sección (in)
Cambio de Sección	2,226E+01	1,825E-03	0,172
Ranura Anillo	1,650E+02	1,739E-03	0,086
Diámetro Polea	2,579E+03	1,697E-03	1,492
Cuñero	2,579E+03	1,639E-03	1,25
Cambio de Sección	3,485E+03	9,735E-04	3,032
Ranura Anillo	8,743E+03	6,402E-05	0,103
Diámetro R.	6,343E+03	1,167E-05	0,865
Diámetro Leva	3,649E+01	3,113E-06	3,5
Cuñero	1,708E+01	1,655E-06	1,75
Diámetro Superior	5,520E+00	3,432E-06	4

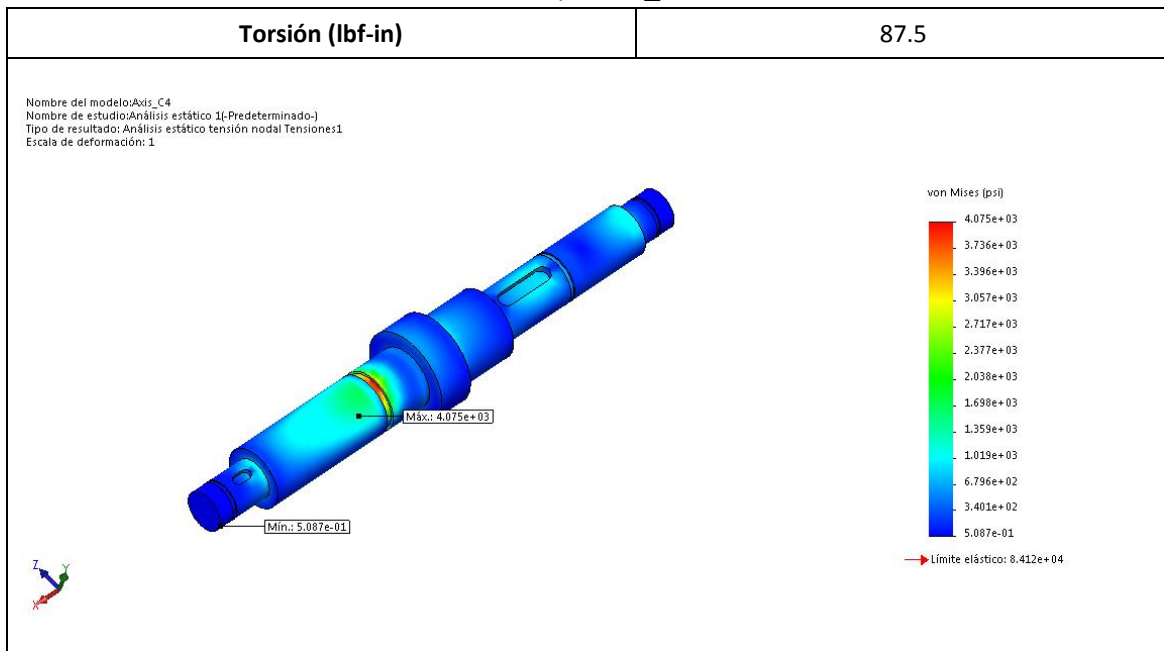
Cuñero	1,705E+01	1,132E-06	1,75
Diámetro Leva	4,980E+01	3,201E-06	3,5
Diámetro R.	3,249E+03	8,698E-06	0,865
Ranura Anillo	4,623E+03	3,337E-05	0,103
Cambio de Sección	1,511E+03	1,230E-04	1,032
Cuñero	2,624E+03	3,685E-04	1,25
Diámetro Polea	2,624E+03	3,893E-04	1,492
Ranura Anillo	1,870E+02	4,046E-04	0,086
Cambio de Sección	2,187E+01	4,358E-04	0,172

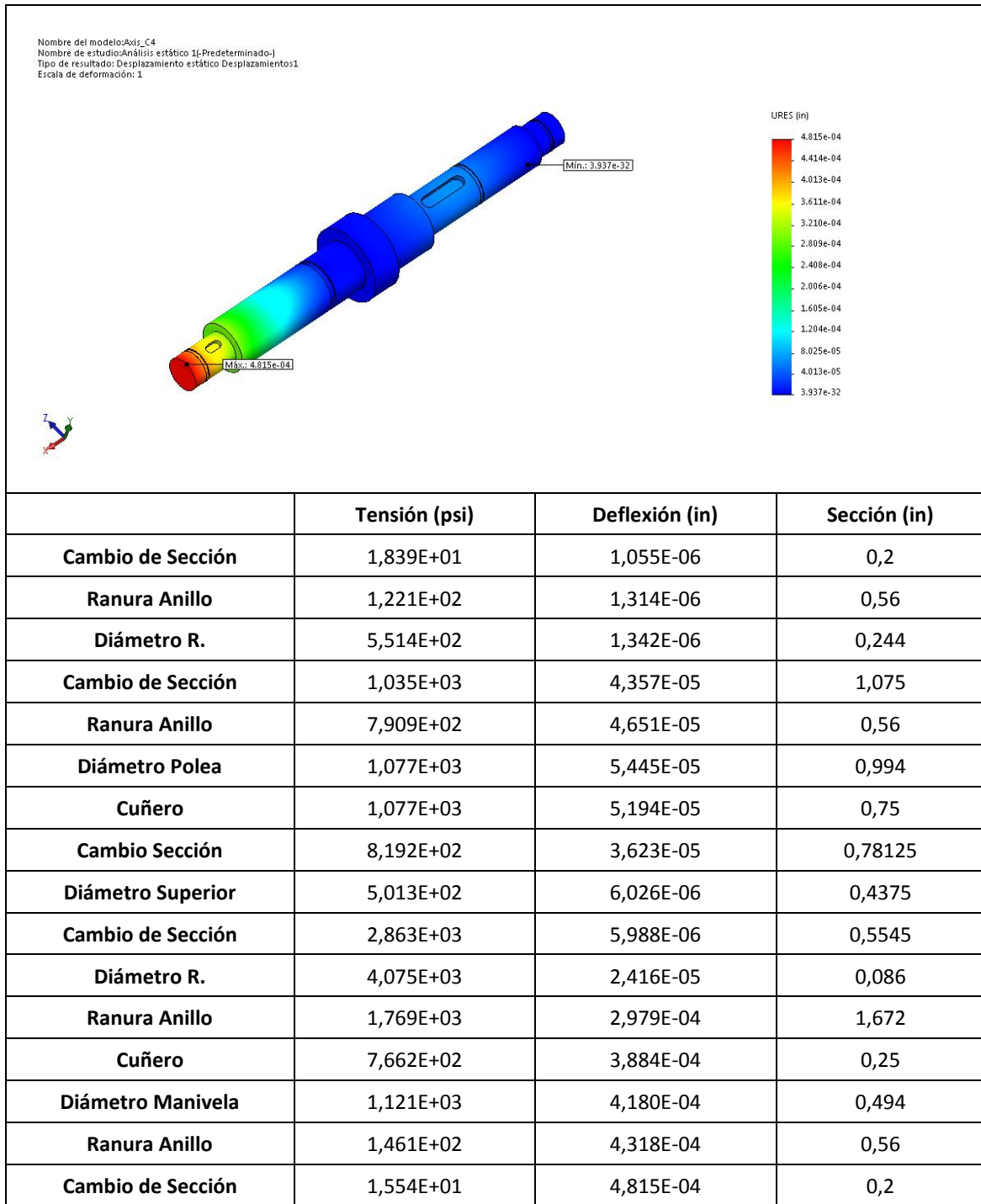
b) Axis_C2



	Tensión (psi)	Deflexión (in)	Sección (in)
Cambio de Sección	5,290E+00	3,342E-04	0,172
Ranura Anillo	5,778E+01	3,089E-04	0,086
Diámetro Manivela	1,010E+03	2,963E-04	1,242
Cambio de Sección	1,239E+03	1,196E-04	1,297
Ranura Anillo	3,602E+03	1,671E-05	0,086
Diámetro R.	2,560E+03	4,438E-06	0,617
Diámetro Polea	5,786E+02	1,954E-05	4,15625
Cuñero	1,994E+02	1,835E-05	0,75
Diámetro Superior	2,673E+01	1,453E-05	0,25
Cambio de Sección	4,195E+02	1,191E-05	0,875
Diámetro R.	3,046E+02	2,145E-06	0,244
Ranura Anillo	1,530E+02	2,145E-06	0,56
Cambio de Sección	2,117E+01	1,743E-06	0,2

c) Axis_C3





d) Axis_C4

Las deflexiones se siguen presentando en los extremos por causa del momento flector, de la misma manera, la mayor tensión se presenta en la ranura del anillo del rodamiento que debe soportar mayores esfuerzos, aunque el eje *Axis_C4* posee una torsión de 87,5 lbf-in, sigue presentando tensiones cercanas al resto debido a la fuerza transmitida por las poleas para aumentar la velocidad de giro de la manivela del yugo escocés.

5 CAPÍTULO IV: Propuesta de Automatización

Teniendo definido tanto el diseño como la simulación de los componentes de los módulos de equipo, se busca mejorar el rendimiento del motor y los mecanismos del sistema implementando instrumentos con el fin de encontrar y prevenir fallas de una forma rápida y segura, sin embargo, la automatización no solo se refiere a mecanizar el proceso sino también, hacer cambios en las tareas ejecutadas por los operarios.

5.1 Adaptación del Proceso

Anteriormente fue descrito el proceso de ECSL, donde solamente eran tenidas en cuenta las variables cualitativas mas no cuantitativas del capullo de seda, es decir, no se realizaba una clasificación en sí sino, una separación de los capullos defectuosos (manchados blandos), luego de definir tanto los parámetros de clasificación como corte, se especifica en la Figura 63 el nuevo proceso adaptado a los mecanismos.

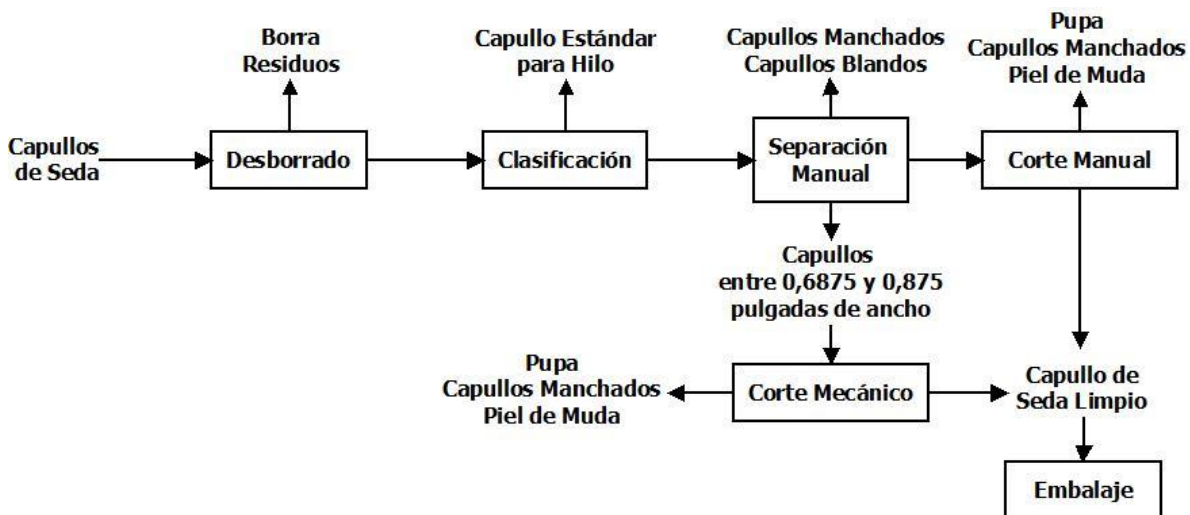


Figura 63 Proceso de ECSL Adaptado a la Mecanización. Fuente Propia.

Los capullos son limpiados mediante el giro de los cepillos cilíndricos donde la borra y los demás residuos se enredan en las cerdas, en la clasificadora son separados por tamaño del diámetro, un rango de tamaño es denominado como estándar dada su cantidad, por ende, es ideal para la elaboración de hilo, luego de la clasificación, los capullos son separados de los defectuosos y se cortan, pero en esta etapa, solo los que se encuentran ente 0,6875 y 0,875 pulgadas se cortan mecánicamente, porque si es muy pequeño el orificio no sería suficiente para sacar la pupa, y en caso contrario, el capullo podría ser doble, por lo tanto, esta clase de capullos se corta manualmente, luego de despupar el capullo, ya sea de forma manual o utilizando la zaranda de la cortadora, se verifica si hay capullos manchados para el descarte y finalizar con el embalaje de la materia prima.

5.2 Instrumentalización

Una de las principales razones por el cual fue seleccionado el motor descrito, se debe a que la bodega de CORSEDA cuenta con una conexión eléctrica de tres hilos (fase, neutro, tierra), así que, tomando como referencia los resultados de [27], donde el mejor desbarrado del capullo se logra alrededor de los 100 rpm, a la mecanización se anexa un variador de frecuencia (Ver Figura 64).

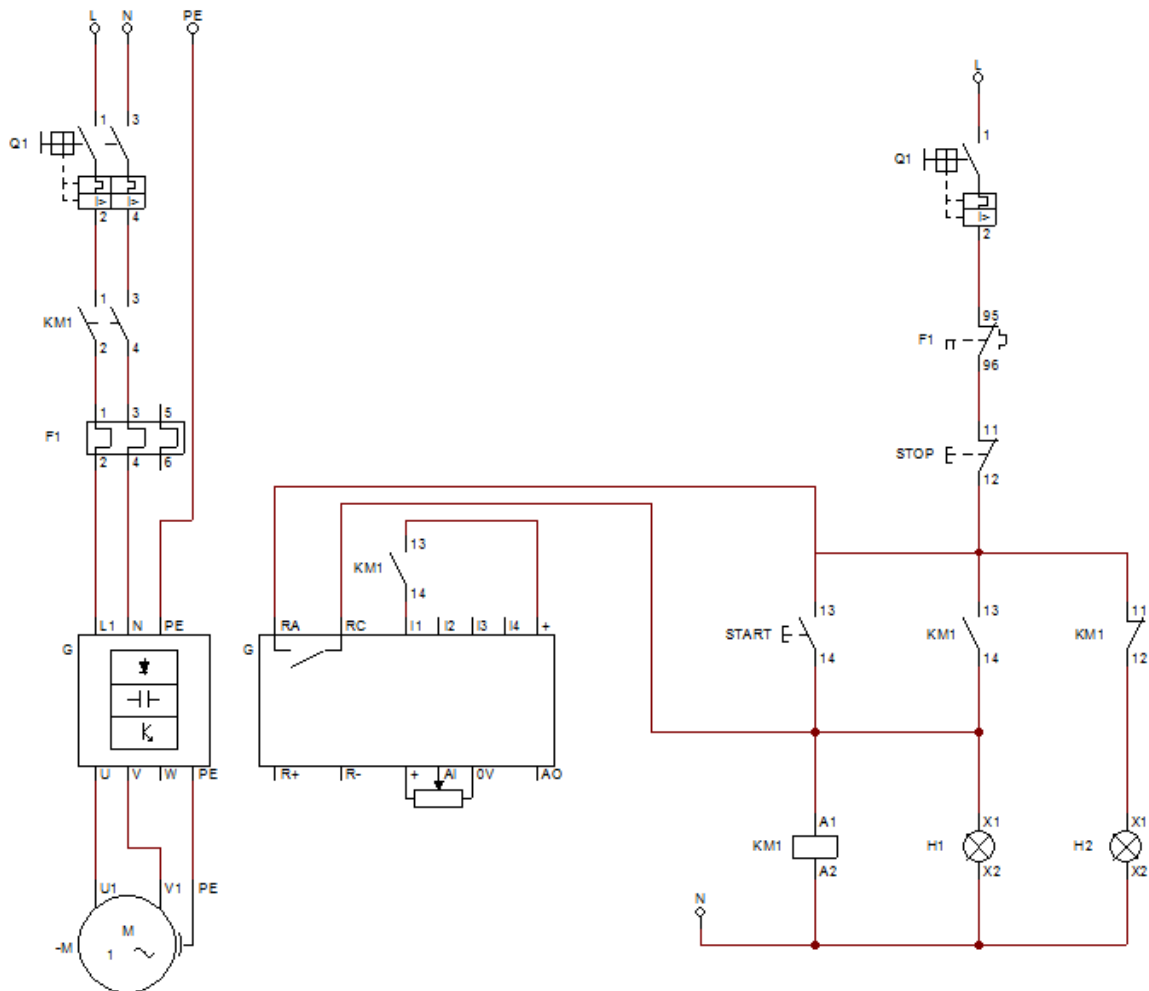
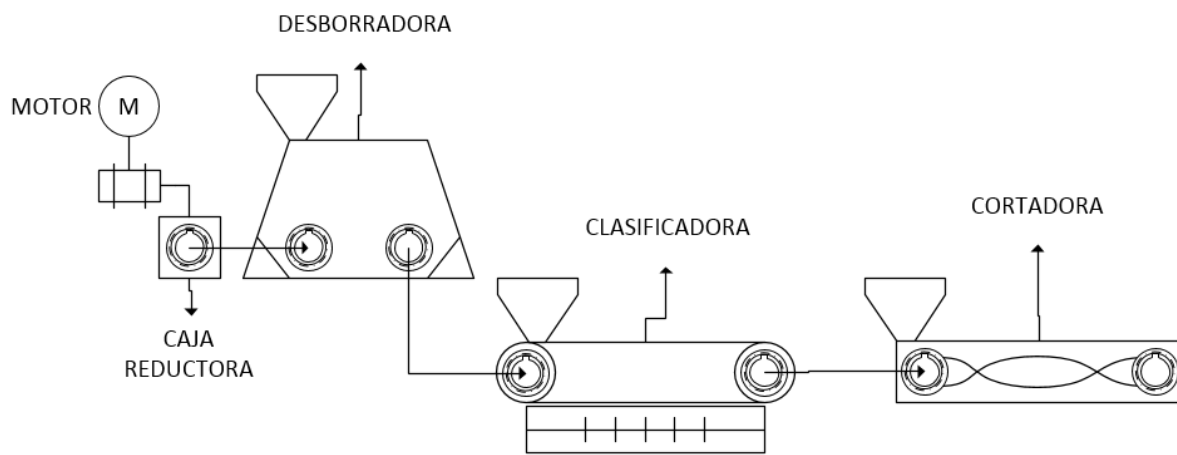


Figura 64. Diagrama de Potencia y Mando.

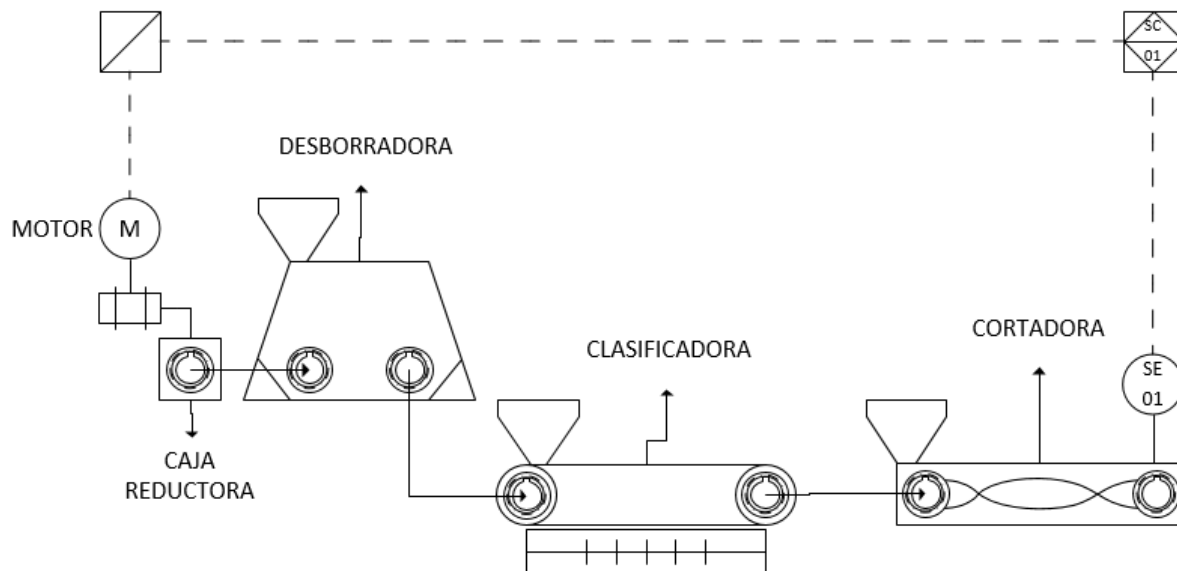
El motor es conectado a las salidas del variador de frecuencia, y este a su vez, funciona cuando el disyuntor y el relé térmico permiten el flujo de electricidad para accionar el contactor KM1 mediante el botón START y encender el motor, cuando el motor arranca, se enciende la luz verde H1, también, se encuentra el botón STOP para desactivar el sistema

de conexión y se da a conocer que el proceso esta pausado cuando se prende la luz amarilla H2.

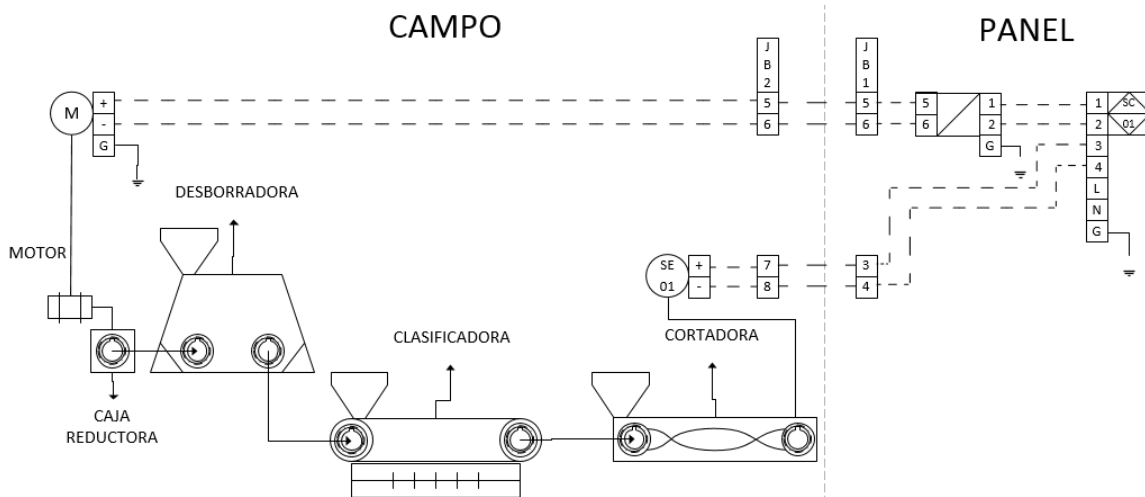
Aunque esta conexión permite manipular la velocidad del motor manualmente, y una manera fácil de encenderlo y apagarlo, no se distingue la velocidad del motor, además los elementos de transmisión aumentan la carga reduciendo la velocidad generada por el motor, haciendo necesario implementar un sensor de velocidad y un controlador que permita cambiar el número de revoluciones dependiendo de los esfuerzos a que es sometido el motor (Ver Figura 65).



a) Diagrama PFD



b) Diagrama P&ID



c) Diagrama de Lazo de Control

Figura 65 Diagrama de Conexión.

Primero se encuentra el diagrama de flujo de proceso donde la caja reductora de velocidad se encarga de aumentar el par torsional del motor para el arranque de los módulos de equipo conectados entre sí, en el diagrama P&ID, se acoplan el variador de frecuencia, el sensor y el controlador PLC conectados a través de una señal eléctrica de 4-20 mA, mientras que el diagrama de lazo muestra dichas conexiones en los puertos. Definida la instrumentación, se modifica el diagrama de mando y potencia como se aprecia en la Figura 66.

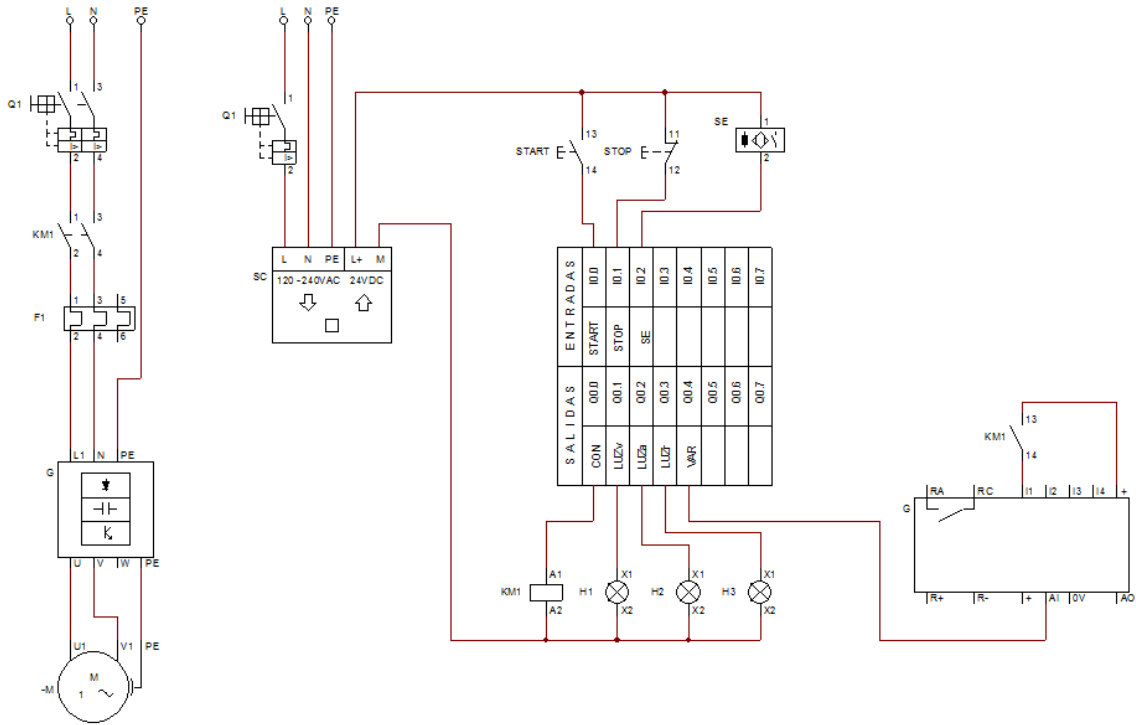


Figura 66 Diagrama de Potencia y Mando Controlado.



A diferencia del primer diagrama, el contactor KM1 es accionado cuando la salida digital a que está conectado se activa si es pulsado el botón START, y ocurre lo contrario con el botón STOP, además, la entrada del variador se conecta a la salida analógica del controlador para manipular la velocidad automáticamente según la lectura del sensor de velocidad, las luces de señalización también se conectan al controlador, sin embargo, se anexa una nueva luz roja H3 si se encuentran fallas durante el funcionamiento; el variador proporciona toda su potencia al motor más no, el sensor lee una velocidad muy por debajo de la introducida en el controlador, los elementos eléctricos e instrumentos seleccionados se muestran en la Tabla 17.

Tabla 17. Elementos de la Automatización.

Nombre	Características	Imagen
Disyuntor Guardamotor TeSys GV2ME20 Termomagnético	Frecuencia: 50/60 Hz Corriente Nominal (In): 18 A Polos: 3	

Nombre	Características	Imagen
<p>Relé de Sobrecarga Térmica TeSys LRD21</p>	<p>Frecuencia: 0-400 Hz Protección Térmica: 12-18 A Corriente Térmica Convencional: 5 A Polos: 3</p>	
<p>Contactor TeSys LC1D25KUE</p>	<p>Frecuencia: 60 Hz Corriente asignada de empleo (Ie): 25/40 A Potencia del Motor: 2-20 hp Polos: 3</p>	
<p>Pulsador NA Harmony XB7NA31</p>	<p>Pulsador normalmente abierto</p>	
<p>Pulsador NC Harmony XB7NA42</p>	<p>Pulsador normalmente cerrado</p>	
<p>Luz Harmony XB4B43</p>	<p>Color: Verde Frecuencia: 50/60 Hz</p>	

Nombre	Características	Imagen
Luz Harmony XB4B45	Color: Amarillo Frecuencia: 50/60 Hz	
Luz Harmony XB4B44	Color: Rojo Frecuencia: 50/60 Hz	
Variador de Frecuencia PowerFlex 525	Potencia: 0.5-30 hp Tensión: 100-600 V Comunicación: EtherNet/IP	
Sensor de Velocidad Encoder OsiSense XCC1912PS36KN	Nivel de salida: 1.5 V máximo 20mA Tensión de alimentación nominal (Us): 11-30 V CC	
Controlador PLC Allen Bradley Micrologix 1100 1763-L16BBB	Tensión de Alimentación: 24 V DC Comunicación: EtherNet/IP Entradas digitales: 10 Salidas Digitales: 6	

Nombre	Características	Imagen
Módulo de Expansión Allen Bradley 1762-IF4	Tensión de Alimentación: 24 V DC Entradas Analógicas: 2 Salida Analógica: 2	
Fuente 24 V DC Allen Bradley 1606-XL240DR	Tensión de Alimentación: 120/230 AC Tensión de Salida: 24 V DC	

Los elementos como disyuntor, relé y contactor están diseñados para una conexión de tres hilos, no obstante, solo se utilizan 2 polos dada la configuración del motor, el sensor Encoder se acopla a uno de los dos ejes anclados en forma horizontal de la cortadora enviando lecturas a una de las salidas analógicas del módulo de expansión 1762-IF4 conectado al PLC Micrologix 1100 1763-L16-BBB, donde son convertidas en variables de velocidad para modificar la frecuencia del variador por medio de la salida analógica del módulo, y se utiliza una fuente de 24 V para energizar el controlador.

5.3 Costos de la propuesta

El presupuesto de la implementación del proyecto, se toma a partir de cuatro variables registradas en la Tabla 18, primero, se encuentra el valor estimado de los materiales necesarios para el diseño y montaje de las piezas, luego se encuentra el costo de la mano y el precio del motor para el funcionamiento de los mecanismos, y finaliza con el precio de los instrumentos de automatización, dando como resultado un presupuesto poco mayor a cincuenta millones de pesos colombianos.

Tabla 18. Presupuesto del Proyecto.

Item	Costo
Estimado Material	\$19'000.000
Mano de Obra	\$25'350.000
Motor	\$810.000

Item	Costo
Automatización	\$5'782.450
Total	\$50'942.450

Los costos de Mano de Obra y Estimado Material, fueron proporcionados por la empresa SOLINOX CAUCA, sin embargo, no cuenta con la declaración de renta ni el IVA, incrementando el presupuesto del proyecto, además, la Corporación CORSEDA se encuentra mejorando las casetas de crianza del gusano de seda, por lo tanto, no cuenta con los recursos necesarios para la implementación del proyecto.

6 CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

CORSEDA tiene una excelente oportunidad para aumentar su rentabilidad, mejorando el proceso de extracción del capullo de seda, incursionando en nuevos mercados, específicamente en compañías especializadas en la investigación del campo médico, cosmetológico entre otros.

A partir del análisis del proceso de extracción del capullo de seda en la Corporación CORSEDA, donde se encontraron una serie de deficiencias relacionadas con procesos muy lentos, con alto riesgo para los operarios y baja productividad, en el presente proyecto se propuso el diseño de una máquina que realice la operación de una manera más eficiente con base en una arquitectura modular que comprende un módulo para el proceso de desbarrado y clasificación y un segundo módulo para el proceso de corte.

Definir los parámetros cuantitativos no solamente ayudan al proceso de ECSL, sino también a la elaboración de hilo, dado que la clasificación los separa en grupos por tamaño y permite conocer la masa de hilo producida por cada uno de estos grupos, no obstante, los parámetros se establecieron a partir de tomas de tamaño de muestra para la especie *Pilamo "BOMBIX MORI LINN"*, no siendo recomendable como referencia a otras variedades. El diagnóstico muestra necesario hacer mantenimiento en los cilindros de la desbarradora y de la misma manera, cambiar los elementos de corte (bisturíes) en consecuencia a la corrosión de las hojas, todo mientras se implementa una mecanización.

Los módulos funcionan como deberían en las simulaciones de movimiento, sin embargo, se desconoce si pueden mostrar la misma efectividad cuando se implementen dado que son modelos experimentales, por lo tanto, se sugiere crear prototipos de bajo costo para corregir posibles errores evitando que la mecanización del proceso no sea un fiasco y genere pérdidas económicas, aunque los engranajes son más costosos que las poleas y correas, tienen mayor durabilidad gracias a la lubricación y una transmisión de movimiento más constante en la salida de la caja reductora de velocidad. La razón por la cual los módulos transmiten potencia del uno al otro por medio de correas y poleas se debe a su bajo costo, y la gran distancia entre los árboles.

El comportamiento de las tensiones en la simulación es más pequeña a las calculadas principalmente a la distribución de la fuerza; en los diagrama de cuerpo libre las fuerzas se concentran en un solo punto, mientras en la simulación esta se aplica a una sección determinada como se expone en las tablas del capítulo 3, las gráficas de análisis de movimiento tanto de la corredera como el yugo, se comportan similares a las ecuaciones de desplazamiento, velocidad y aceleración respectivas, cosa que no ocurre en la zaranda, en consecuencia al seguidor, la zaranda se comporta como un seguidor oscilante no excéntrico de cara plana generando errores en la velocidad y aceleración graficada durante la simulación.

Por último, se proponen dos tipos de automatización, la primera es un sistema manual con un variador de frecuencia, dicho sistema no permite conocer la velocidad del motor, así que, es sugerido un segundo sistema corrigiendo dicho error implementando un controlador y sensor de velocidad manipulando la velocidad deseada automáticamente, además de una alarma en caso de presentarse fallos.

7 BIBLIOGRAFIA

- [1] “Corseda – Corporación para el desarrollo de la sericultura del Cauca”, 2018 [En línea]. Disponible en: <http://corseda.com/>.
- [2] N. Valencia Vintimilla, “Análisis y Procesos de la Fibra del Gusano de Seda “BOMBYX MORI” en la Provincia de Zamora Chinchipe”, trabajo de fin de grado, Univ. Azuay, 2013, [En línea]. Disponible en: <http://dspace.uazuay.edu.ec/handle/datos/2589>.
- [3] J. Cárdenas Gutiérrez, “Colombia y la crisis cafetera internacional”, 1992, [En línea]. Disponible en: <https://www.federaciondecafeteros.org/static/files/Cardenas%20-%20Colombia%20y%20la%20crisis%20cafetera%20internacional.pdf>.
- [4] “Silk Therapeutics and LabGrab”, 2018 [Online]. Available: <https://silktherapeutics.com/>.
- [5] G. Orive, R. M. Hernández, A. R. Garcón, *et al.* “INGENIERÍA TISULAR: RETOS Y REALIDADES”, *VITAE*, vol. 10, no. 2, pp. 46-51, 2003 [En línea]. Disponible en: <http://www.redalyc.org/pdf/1698/169817981005.pdf>.
- [6] J. L. Cenis Anadón, “LA SEDA COMO BIOMATERIAL EN MEDICINA REGENERATIVA”, *EUBACTERIA*, no. 20, pp. 19-22, 2008 [En línea]. Disponible en: https://www.um.es/eubacteria/seda_medicina.pdf.
- [7] A. D. Ríos, C. Álvarez López, L. J. Cruz, A. Restrepo Osorio, “Revisión: fibroína de seda y sus potenciales aplicaciones en empaques biodegradables para alimentos”, *Prospectiva*, vol. 15, no. 1, pp. 7-15, 2017 [En línea]. Disponible en: <http://www.scielo.org.co/pdf/prosp/v15n1/1692-8261-prosp-15-01-00007.pdf>.
- [8] J. A. Barajas Gamboa, A. M. Serpa Guerra, A. Restrepo Osorio, C. Álvarez López, “Sericin applications: a globular silk protein”, *Ingeniería y Competitividad*, vol.18, no. 2, pp. 193-206, 2016 [Online]. Available: https://www.researchgate.net/profile/Adriana_Restrepo_Osorio/publication/318084547.
- [9] J. Lloveras Macià “INGENIERÍA DE DISEÑO” en *Diseño conceptual de productos asistido por computador: Un estudio analítico sobre aplicaciones y definición de la estructura básica de un nuevo programa*, trabajo de fin de grado, Univ. Politècnica de Catalunya, 2005, pp. 16-19 [En línea]. Disponible en: <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2117/94147/05Jcb05de16.pdf?sequence=5&isAllowed=y>.
- [10] K. T. Ulrich y S. D. Eppinger, *Diseño y desarrollo de productos*, Philadelphia, Pennsylvania, United States: University of Pennsylvania, Cambridge, Massachusetts, United States: Massachusetts Institute of Technology, 2012.
- [11] “DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN DE CALIDAD”, 2018 [En línea]. Disponible en: <http://icicm.com/files/QFD.pdf>.
- [12] M. A. Calzeta Valdés “Ingeniería de Valor Beneficios y oportunidades de incremento de valor en obras de ingeniería civil”, trabajo de fin de grado, Univ. Nacional Autónoma de México, 2012, pp. 20-28 [En línea]. Disponible en:

<http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/jspui/bitstream/132.248.52.100/2472/1/TESIS%20VE%2027-06-2012.pdf>.

- [13] A. A. Díaz Sánchez, M. Corzo López, M. Báez Arias, *et al.* “Bacterias patógenas de larvas de *Bombyx mori* L. en áreas de reproducción en Cuba”, *Protección Vegetal.*, vol. 29, no. 3, pp. 216-219, 2014 [En línea]. Disponible en: http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1010-27522014000300010.
- [14] M. F. Triola, *Estadística*, Poughkeepsie, New York, United States: Dutchess Community College, 2004, pp. 298-311 [En línea]. Disponible en: <https://docs.googleusercontent.com/docs/securesc/sc3kd1msf10iag7g5rk3vre4ja65sasi/hf8osfk8999rrdic644eu2qsbulrhur6/1593793200000/16030523864251366174/00920425983502356111Z/1bv1kBHe8HzZGSRDx2dtxhsP9ZFtkACJY?e=download&nonce=k7uto54mga306&user=00920425983502356111Z&hash=gurq60bundr79fv0pgrn5kcuhorslc6n>.
- [15] “INTI”, 2018 [En línea]. Disponible en: <https://www.inti.gov.ar/>.
- [16] Proyecto Seda, “Máquina Cortadora de Capullos de Seda”, 24-nov-2017. [Vídeo]. Disponible en: <https://www.youtube.com/watch?v=bmPjkiUtRxk>.
- [17] “Rolled Steel 2 HP 4P 56H 1F 115/208-230 V 60 Hz IC01 - ODP - Con pies”, 2019 [En línea]. Disponible en: <https://www.weg.net/catalog/weg/US/es/Motores-El%C3%A9ctricos/Motor-de-Inducc%C3%A9on---NEMA/Usos-Generales-ODP-TEFC/ODP-Rolled-Steel/W01-Rolled-Steel/W01-Rolled-Steel-Premium-Efficiency-%28DOE%29/Rolled-Steel-2-HP-4P-56H-1F-115-208-230-V-60-Hz-IC01---ODP---Con-pies/p/12882454>.
- [18] “Mecapedia-Trasmisión”, 2008 [En línea]. Disponible en: <http://www.mecapedia.uji.es/transmision.htm>.
- [19] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Henrietta, New York, United State: Rochester Institute of Technology, Rolla, Missouri, United States: Missouri University of Science and Technology, 2008.
- [20] R. L. Mott, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Dayton, Ohio, United State: University of Dyton, 2004.
- [21] R. L. Norton, *DISEÑO DE MÁQUINAS Un enfoque integrado*, Worcester, Massachusetts, United State: Worcester Polytechnic Institute, 2011.
- [22] “Alrededor del Torno”, 2020 [En línea]. Disponible en: https://books.google.com.co/books?id=RBpbPrcvkLoC&printsec=frontcover&hl=es&source=gbs_ge_summary_r&cad=0#v=onepage&q&f=false.
- [23] “SHR Shaft Rings”, 2019 [Online]. Available: https://www.rotorclip.com/cat_pdfs/shr.pdf.
- [24] “Rodamientos | SKF | SKF”, 2019 [En línea]. Disponible en: <https://www.skf.com/co/products/rolling-bearings>.
- [25] “Guía del Algodón”, 2020 [En línea]. Disponible en: <http://www.guiadealgodon.org/guiadealgodon/>.
- [26] C. de I. N. Corpoica, *El Algodonero manejo integrado del cultivo en Colombia*, El Espinal, Tolima, Colombia: CORPOICA, Centro de Investigación NATAIMA, pp.180-183, 2005.

- [27] L. B. C. Angel, J. B. Cadao, *et al.* "Design, Fabrication, and Performance Evaluation of a Motorized Cocoon Deflossing Machine" *Mountain Journal of Science and Interdisciplinary Research*, vol. 78, no. 2, pp. 9-20, 2019.
- [28] "Biela de acoplamiento", 2020 [En línea]. Disponible en: https://es.wikipedia.org/wiki/Biela_de_acoplamiento.
- [29] Andrés Ortega Plaza "Brazo Robótico para Clasificación de Piezas en una Línea de Producción" 9-Sep-2013. [Video]. Disponible en: <https://www.youtube.com/watch?v=NQ9SUOXYBzk&feature=youtu.be>.
- [30] SATIHS VERMA, "Silk cocoon cutting for egg production", February 13, 2018. [Video]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=-nD1GxQpb40>.
- [31] R. L. Norton, *DISEÑO DE MAQUINARIA Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos*, Worcester, Massachusetts, United State: Worcester Polytechnic Institute, 2009.
- [32] "El Método de derivación de ecuaciones escalares en la cinemática", 2020 [En línea]. Disponible en: <http://www.dicis.ugto.mx/profesores/chema/documentos/Din%C3%A1mica%20I/Cinem%C3%A1tica%20de%20los%20Cuerpos%20R%C3%ADgidos/ElMetodoDiferenciacionDeEscalaresEnCinematica.pdf>.
- [33] "Introducción a las Levas", 2020 [En línea]. Disponible en: <https://ocw.unican.es/pluginfile.php/1805/course/section/2155/Tema%20V%201%20Teoria.pdf>.
- [34] "Métodos de los elementos finitos", 2020 [En línea]. Disponible en: https://es.wikipedia.org/wiki/M%C3%A9todo_de_los_elementos_finitos.