



DISEÑO DE MECANISMO PARA ALCE Y TROCE DE CAÑA DESPUÉS DEL CORTE MANUAL

MIGUEL ANGEL GÓMEZ HERRERA

Estudiante pregrado Ingeniería Mecánica

Director

GONZALO FERNANDO CASANOVA GARCÍA

PhD. Ingeniero mecánico

UNIVERSIDAD DEL VALLE

Ingeniería Mecánica

Santiago de Cali

2017

Agradecimientos

A mi madre que sin su educación, dedicación, cariño y amor no estuviera en esta etapa de mi vida.

A mi hermano que es la persona que me motiva a superarme. Porque gracias a él quiero ser un buen modelo a seguir.

A mi tía Ruth, a mi abuelo y a mi padre que me han apoyado de diferentes maneras.

A mi novia que me ha brindado muchos consejos.

Al profesor Casanova que confió en mí desde el primer momento.

A mis compañeros de ingeniería que me dieron una mano cuando lo necesité.

Y a todas las personas que directa o indirectamente aportaron en este proyecto.

RESUMEN

En este trabajo se plantea el diseño de un mecanismo de alce y troce de caña. Para determinar los requerimientos del alce, se basó en una alzadora de caña actualmente utilizada en la industria. Para el corte se diseñaron diferentes alternativas que se pueden implementar en una alzadora. Se presenta la metodología de diseño empleada, partiendo de la selección de la herramienta de corte, luego se pasa a un experimento para la obtención de las fuerzas de corte generadas por la caña de azúcar en un disco de sierra. Se realizó el análisis cinemático y cinético de las alternativas de corte. Posteriormente se evaluó el estado de esfuerzos de las estructuras de cada alternativa y por último basado en unos criterios de selección, como el peso, volumen, potencia, fuerzas de inercia, costos y tiempo de operación se escogió la alternativa que mejor se desempeñe.

Contenido

INTRODUCCION	10
1. Objetivos.....	11
1.1. Objetivo General.....	11
1.2. Objetivos Específicos.....	11
2. Metodología	12
3. Desarrollo de la metodología planteada	15
3.1. Alce de caña.....	15
3.2. Herramientas de corte	15
3.2.1. Herramientas de corte en la industria de madera	15
3.2.1.1. Disco Aserrado	15
3.2.1.2. Sierra de cadena (Motosierra)	16
3.2.2. Herramientas de corte en la industria azucarera.....	16
3.2.2.1. Descogollador	16
3.2.2.2. Discos de trozado de la alzada continua	17
3.2.2.3. Cuchillas laterales de la cosechadora.....	17
3.3. Selección de la herramienta de corte	17
3.4. Fuerza de corte necesaria para trozar caña de azúcar.....	18
3.5. Propuestas de alternativas de mecanismo de corte.	26
3.5.1. Alternativa 1:	26
3.5.2. Alternativa 2:	43
3.5.3. Alternativa 3:	52

4. Selección de alternativa.....	59
5. Diseño de elementos mecánicos de la alternativa seleccionada	63
5.1. Diseño de eje para disco de corte	63
5.2. Diseño de estructura de alternativa de corte	69
Conclusiones	70
6. Anexos.....	71
REFERENCIAS	72

Lista de Figuras

<i>Figura 1. Banco de pruebas instalado.</i>	<i>13</i>
<i>Figura 2. Alzadora de caña John Deere 1850.</i>	<i>15</i>
<i>Figura 3. Aserrado de madera con disco diente de sierra.</i>	<i>15</i>
<i>Figura 4. Motosierra [5].</i>	<i>16</i>
<i>Figura 5. Descogollador de una cosechadora de caña.</i>	<i>16</i>
<i>Figura 6. Trozado de una alzadora continúa.</i>	<i>17</i>
<i>Figura 7. Cuchillas laterales de la cosechadora.</i>	<i>17</i>
<i>Figura 8. Puntajes asignados a cada una de las alternativas.</i>	<i>18</i>
<i>Figura 9. Puntaje final de cada alternativa.</i>	<i>18</i>
<i>Figura 10. Señal obtenida.</i>	<i>19</i>
<i>Figura 11. Análisis espectral.</i>	<i>19</i>
<i>Figura 12. Comparación de la señal original (rojo) y la señal con el filtro aplicado (azul).</i>	<i>20</i>
<i>Figura 13. Análisis espectral de la señal filtrada.</i>	<i>20</i>
<i>Figura 14. Comparación entre Torque con señal filtrada (azul) y Torque con señal sin filtro (rojo).</i>	<i>21</i>
<i>Figura 15. Imagen que muestra la cantidad de cañas que puede contener aproximadamente las tenazas de una alzadora.</i>	<i>24</i>
<i>Figura 16. Alternativa de mecanismo de corte 1.</i>	<i>26</i>
<i>Figura 17. Alternativa 1 de mecanismo de corte donde se muestra la orientación de la fuerza normal (F_p) y la fuerza tangencial (F_t) siguiendo el sentido de giro del mecanismo representado por la flecha de la derecha.</i>	<i>26</i>
<i>Figura 18. Eslabones, ángulos y sistema de referencia móvil del mecanismo utilizado en la alternativa 1.</i>	<i>27</i>
<i>Figura 19. Momento de masa de un cilindro hueco.</i>	<i>31</i>
<i>Figura 20. Diagrama de cuerpo libre del eslabón a</i>	<i>32</i>
<i>Figura 21. Diagrama de cuerpo libre del eslabón b</i>	<i>32</i>
<i>Figura 22 Izquierda) Fuerza dinámica generada en la junta entre el eslabón a y el eslabón b (componente x). Derecha) Fuerza dinámica generada en la junta entre el eslabón a y el eslabón b (componente y).</i>	<i>33</i>
<i>Figura 23. Par torsor de entrada en el eslabón a necesario para generar el movimiento (línea punteada azul) y par torsor promedio de entrada (línea punteada roja).</i>	<i>33</i>
<i>Figura 24. Mecanismo de corte para la alternativa 1.</i>	<i>34</i>
<i>Figura 25. Eslabón b compuesto por una barra de cilindro hueco AB y un actuador hidráulico cilíndrico BC.</i>	<i>34</i>
<i>Figura 26. Eslabón a.</i>	<i>34</i>
<i>Figura 27. Eje de transmisión de torque.</i>	<i>34</i>
<i>Figura 28. Diagrama de cuerpo libre del eslabón b.</i>	<i>34</i>
<i>Figura 29. Diagrama de cortante del eslabón b</i>	<i>35</i>
<i>Figura 30. Diagrama de momento del eslabón b.</i>	<i>35</i>
<i>Figura 31 a) Distribución del esfuerzo ocasionado por la fuerza cortante, b)</i>	

distribución de esfuerzos debido al momento flector.	36
Figura 32. Soldaduras del eslabón b, en los puntos A y B.....	38
Figura 33. Forma del cordón de soldadura, A es el área del cordón de soldadura, J_u es el segundo momento polar unitario del área, J es el segundo momento polar de inercia del área, I_u es el segundo momento unitario de área e I es el segundo momento de área [14].....	38
Figura 34. Dimensiones recomendadas por fabricante para la cuña [15].	39
Figura 35. Diagrama de cuerpo libre del eslabón a	40
Figura 36. Diagrama de momento del eslabón a.	41
Figura 37. Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión de torque.....	41
Figura 38. Fuerzas que se generan en la polea debidas a la tensión de la correa.	42
Figura 39. Momento generado por las fuerzas en el plano conformado por los vectores unitarios X y Z.	42
Figura 40. Momento generado por las fuerzas en el plano conformado por los vectores unitarios Y y Z.	42
Figura 41. Alternativa 2 de mecanismo de corte.....	43
Figura 42. a). Alternativa 2 de mecanismo de corte realizado en MatLab. b). Orientación de las fuerzas de corte normal (F_p) y tangencial (F_t) en la alternativa 2. c). Trayectoria que sigue el disco en el corte.....	44
Figura 43. Eslabones del mecanismo de la alternativa 2.	44
Figura 44. Diagrama de cuerpo libre del eslabón b y c.	46
Figura 45 Izquierda) Fuerza del cilindro en su componente x. Derecha) Fuerza del cilindro en su componente y.	47
Figura 46. a) Estructura de 3 barras de la alternativa de corte 2, b) diagrama de cuerpo libre de la estructura en la posición donde se presentan las cargas máximas.	47
Figura 47. Diagrama de cortante de la estructura de la alternativa 2.....	48
Figura 48. Diagrama de momento de la estructura de la alternativa 2.....	48
Figura 49. Cortantes en las uniones del punto B y C.....	49
Figura 50. Diagrama de cortante de la barra transversal BD de la alternativa 2....	50
Figura 51. Diagrama de momento de la barra transversal BD de la alternativa 2.	51
Figura 52. Puntos críticos de la soldadura en el empotramiento.	51
Figura 53. Proyección de las fuerzas del cilindro a sus componentes transversal y longitudinal.....	52
Figura 54. Alternativa de mecanismo de corte 3.....	52
Figura 55 a). Orientación de las fuerzas de corte normal (F_p) y tangencial (F_t). Figura 54 b). Trayectoria que siguen los discos en el corte.	53
Figura 56. Alternativa de mecanismo de corte 3 realizado en MatLab	53
Figura 57. Diagrama de cuerpo libre del eslabón b, c, e y f.	54
Figura 58. Izquierda) Fuerza del cilindro en su componente x. Derecha) Fuerza del cilindro en su componente y.	55
Figura 59. Estructura de 4 barras de la alternativa de corte 3 y diagrama de cuerpo libre de la estructura en la posición donde se presentan las cargas máximas.	55

<i>Figura 60. Diagrama de cortante de la estructura de la alternativa 3.....</i>	<i>56</i>
<i>Figura 61. Diagrama de momento de la estructura de la alternativa 3.....</i>	<i>56</i>
<i>Figura 62. Cortantes en las uniones del punto C y D.....</i>	<i>57</i>
<i>Figura 63. Diagrama de cortante de la barra transversal BE de la alternativa 3.</i>	<i>57</i>
<i>Figura 64. Diagrama de momento de la barra transversal BE de la alternativa 3. .</i>	<i>58</i>
<i>Figura 65. Puntaje asignado a las diferentes alternativas de corte.....</i>	<i>62</i>
<i>Figura 66. Puntaje final de cada alternativa de mecanismo de corte</i>	<i>62</i>
<i>Figura 67. Configuración de cómo se va a unir el disco, el eje, el motor y los rodamientos usados como apoyos</i>	<i>63</i>
<i>Figura 68 Izquierda) Eje donde se va a ubicar el disco de corte. Derecha) Dimensiones del eje de corte en mm.</i>	<i>64</i>
<i>Figura 69. Restricción axial del eje de corte por los cojinetes</i>	<i>64</i>
<i>Figura 70. Diagrama de cuerpo libre del eje.</i>	<i>65</i>
<i>Figura 71. a).Diagrama de momento del eje en el plano xy. b) Diagrama de momento del eje en el plano xz. c) Diagrama de momento de la magnitud total. ..</i>	<i>66</i>

Lista de Tablas

<i>Tabla 1. Criterios a evaluar para la selección de una herramienta de corte.</i>	<i>12</i>
<i>Tabla 2. Información otorgada por un fabricante de disco de sierra acerca de las revoluciones máximas que puede alcanzar cada disco según su diámetro [4].</i>	<i>22</i>
<i>Tabla 3. Valores recomendados por un fabricante para el avance del diente [10].</i>	<i>23</i>
<i>Tabla 4. Calculo del avance, tiempo de corte y velocidad angular para un disco de 600 mm.</i>	<i>25</i>
<i>Tabla 5. Resultados de la fuerza de corte para los distintos diámetros a usar.</i>	<i>25</i>
<i>Tabla 6. Criterios de selección de alternativa.</i>	<i>59</i>
<i>Tabla 7. Peso aproximado de las diferentes alternativas.....</i>	<i>59</i>
<i>Tabla 8. Volumen aproximado de las diferentes alternativas.....</i>	<i>59</i>
<i>Tabla 9. Potencia necesaria en el movimiento de las diferentes alternativas</i>	<i>60</i>
<i>Tabla 10. Fuerzas dinámicas obtenidas para las diferentes alternativas</i>	<i>60</i>
<i>Tabla 11. Costo de la alternativa 1.</i>	<i>60</i>
<i>Tabla 12. Costo de la alternativa 2.</i>	<i>61</i>
<i>Tabla 13. Costo alternativa 3.</i>	<i>61</i>
<i>Tabla 14. Tiempos de operación de las diferentes alternativas</i>	<i>61</i>

INTRODUCCION

La caña de azúcar en la industria es usada para diferentes propósitos, los más destacados son la producción del azúcar y el etanol. El proceso al cual es sometida la caña de azúcar comienza con la cosecha, donde los tallos de caña son cortados y transportados en vagones hacia la fábrica donde es desfibrada y luego molida para la extracción del jugo. Del jugo se extrae el azúcar o etanol y del residuo, conocido como bagazo, se fabrica papel o es quemado en calderas para la producción de vapor.

El corte de la caña de azúcar se puede realizar de forma completamente manual, semi-mecanizada o totalmente mecanizada. En la cosecha manual, los tallos de caña son cortados y deshojados. Luego son alzados y arrojados a unos vagones de transporte para ser llevados a la fábrica, donde se extraerá el jugo. Al momento de ser arrojados en los vagones, los tallos ocupan mucho espacio debido a su longitud. Por esta razón el transporte pierde eficiencia en cuanto a la cantidad de material transportado. La industria ha visto que puede mejorar su producción al tener tallos más cortos y por ende, vagones un poco más llenos. Como una solución a este problema se emplea las cosechadoras, las cuales realizan el proceso de corte, deshoje y troce de la caña y luego la depositan en los vagones de transporte. Sin embargo el uso de cosechadoras trae consigo una serie de desventajas como un mayor porcentaje de materia extraña llevada a la fábrica, compactación de suelo, incremento de mantenimiento de equipos de fábrica (molinos), efecto en la calidad del jugo, entre otras [1]. Por tal motivo surge la idea de este proyecto, en el cual se propone una forma de corte semi-mecanizada donde, después del corte manual de la caña, se realiza el alce de las suertes, y antes de que los tallos sean arrojados a los vagones, se cortan de nuevo para disminuir su longitud. Con el fin de lograr dicho objetivo se plantea diseñar un sistema de troce de caña antes de depositarla en los vagones de transporte.

1. Objetivos

1.1. Objetivo General

Diseñar un sistema que troce la caña antes de depositarla en los vagones, para obtener mayor densidad en el proceso de transporte.

1.2. Objetivos Específicos

- Calcular los requerimientos de alce como lo son la fuerza de agarre, los grados de apertura del sistema, y la potencia necesaria.
- Determinar el material, la velocidad, ángulo de ataque de la cuchilla de corte, y demás parámetros de funcionamiento de la máquina.
- Proponer diferentes alternativas de mecanismo de corte y alce para el troce de caña en tallos de menor longitud.
- Evaluar la viabilidad de cada alternativa y seleccionar la que más se adapte a los requerimientos.
- Realizar el diseño detallado por medio de herramientas CAD, de la alternativa escogida para verificar comportamiento cinemático y mediante elementos finitos para un análisis de resistencia y rigidez del sistema.

2. Metodología

La metodología seguida en el proyecto se basó en el cumplimiento de los objetivos específicos.

1. Calcular los requerimientos de alce como lo son la fuerza de agarre, los grados de apertura del sistema, y la potencia necesaria.

Para calcular los requerimientos de alce como lo son la fuerza de agarre, los grados de apertura del sistema, y la potencia necesaria para tal fin, se tomó como referencia la ficha técnica de funcionamiento de la alzadora **John Deere 1850** [2]

2. Determinar el material, la velocidad, ángulo de ataque de la cuchilla de corte, y demás parámetros de funcionamiento de la máquina.

Al momento de diseñar el mecanismo de corte o troce de los tallos de caña de azúcar, se debe considerar el tipo de cuchilla, teniendo en cuenta que la caña es un material abrasivo y por ende necesita de un acero con tratamiento especial, así como la velocidad a la cual se va a realizar el corte y el ángulo de ataque del instrumento para conseguir un corte limpio, es decir, sin rasgar los tallos de caña, todo lo anterior se seleccionó mediante un análisis de decisión multicriterio.

Este método permite considerar problemas de decisión con múltiples objetivos a través de la ponderación cuantitativa de criterios de decisión. La aplicación de este método consiste en la realización de una secuencia de etapas que culminan en la selección de la alternativa más viable en función de los parámetros deseados. Para este análisis se tomaran los siguientes criterios de decisión.

Tabla 1. Criterios a evaluar para la selección de una herramienta de corte.

#	Criterio	Ponderación
1	Velocidad de operación	5
2	Material	4
3	Facilidad de montaje y desmontaje	5
4	Implementación en la industria	4

Donde la calificación de cada una de las alternativas fue realizada mediante una escala de 5 puntos que se define a continuación:

- 1 = muy poco importante
- 2 = poco importante
- 3 = medianamente importante
- 4 = algo importante
- 5 = muy importante

Los puntajes finales para cada propuesta de corte se obtienen aplicando el modelo

matemático del método [3].

$$S_j = \sum_i w_i r_{ij} \quad \text{Ecuación 1}$$

Donde r_{ij} corresponde a la calificación de la alternativa j en función del criterio i , w_i a la ponderación para cada criterio i y S_j al puntaje para cada alternativa j .

El primer requerimiento del proyecto es determinar el par torsor y la fuerza de corte generada en el trozado de un tallo de caña, por lo cual se realizó un experimento para obtener estas variables. El experimento consistió en determinar el par torsor necesario para trozar un par de tallos de caña utilizando un disco de sierra de corte empleado en la industria maderera, el cual giró acoplado al eje de un torno (*Figura 1*). La velocidad de giro del disco fue dada por la caja de velocidades provista en el torno, para lo cual en este experimento se tomó de 455 RPM. Las cañas se sujetaron al porta-herramientas de la máquina, y se acercaron al disco de corte con un avance constante de 0,25 milésimas de pulgada por revolución. Al momento del corte se midieron las micro-deformaciones ocurridas en el eje del disco de corte mediante galgas extensiométricas y un sistema telemétrico que transmite los datos de manera inalámbrica para permitir la rotación del eje. La frecuencia de muestreo fue de 500 Hz, es decir, 500 datos por segundo.



Figura 1. Banco de pruebas instalado.

3. Proponer diferentes alternativas de mecanismo de corte y alce para el troce de caña en tallos de menor longitud.

Con el propósito de cumplir con las necesidades del proyecto, se hace indispensable proponer alternativas de mecanismo de corte para el troce de caña en tallos de menor longitud. Basado en el análisis del funcionamiento del mecanismo de alce, de la selección del material de corte y sus requerimientos, el

siguiente paso fue presentar alternativas que puedan suplir la necesidad cumpliendo con los parámetros de diseño estipulados.

4. Evaluar la viabilidad de cada alternativa y seleccionar la que más se adapte a los requerimientos.

Para evaluar las alternativas, se hace uso del análisis del funcionamiento del mecanismo de alce, y de las características referentes al corte. La evaluación se realizó mediante un análisis de decisión multicriterio. La decisión se escogió en función de criterios como el peso, volumen, potencia, fuerzas de inercia, costos y tiempo de operación, mediante la *ecuación 1*.

5. Realizar el diseño detallado por medio de herramientas CAD, de la alternativa escogida para verificar comportamiento cinemático y mediante elementos finitos para un análisis de resistencia y rigidez del sistema.

Se utilizó software de modelado (Solidworks, Inventor) que permite realizar el diseño de la alternativa seleccionada, permitiendo el análisis estructural y la verificación cinemática de los componentes.

3. Desarrollo de la metodología planteada

3.1. Alce de caña

Para cumplir con los requerimientos del alce, se emplearon los datos técnicos encontrados en la página web del fabricante [2] de la alzadora de caña **John Deere 1850** (Anexo 1, Figura 2), en los cuales se especifica que la tenaza de la alzadora puede levantar 1000 Kg y toda la estructura puede levantar 1720 Kg, con un sistema hidráulico de una capacidad de 300 L y una apertura de la tenaza de 1371 mm.



Figura 2. Alzadora de caña John Deere 1850.

Fuente: https://www.deere.com.mx/es_MX/products/equipment/sugarcane_harvester/loader_1850/loader_1850.page <http://www.probicana.com.ar/producto/253/cargadora-john-deere-de-alto-alcance-1850>

3.2. Herramientas de corte

Se realizó una investigación de las herramientas de corte utilizadas en la industria de madera y de algunas herramientas utilizadas en el corte de caña de azúcar, para seleccionar la herramienta que será utilizada para este proyecto.

3.2.1. Herramientas de corte en la industria de madera

3.2.1.1. Disco Aserrado



Figura 3. Aserrado de madera con disco diente de sierra.

Fuente: <http://www.demaquinasyherramientas.com/herramientas-electricas-y-accesorios/sierras-circulares-para-madera>

En el proceso de aserrado se utiliza un disco metálico como el mostrado en la Figura 3, que tiene en su borde dientes afilados. Por lo general, están hechos de

acero inoxidable. Algunos modelos incorporan a los dientes puntas de carburo que las hacen más resistentes. El tamaño del disco determina la profundidad del corte que puede realizarse, mientras que el tamaño y disposición de los dientes varía de acuerdo al material y el tipo de corte con el que se quiera trabajar [4]. Operan aproximadamente a 3000 RPM.

3.2.1.2. Sierra de cadena (Motosierra)



Figura 4. Motosierra [5].

Fuente: <http://www.demaquinasyherramientas.com/herramientas-electricas-y-accesorios/motosierra>

La sierra de cadena (*Figura 4*) es un equipo de trabajo que sirve para serrar. Consistente en una cadena flexible dentada unida por sus extremos y guiada por dos poleas, que movida por un motor, generalmente de explosión y guiada a través de un espadín guía. El material de la cadena generalmente es acero inoxidable y operan aproximadamente a una velocidad de 8500 RPM [5].

3.2.2. Herramientas de corte en la industria azucarera

3.2.2.1. Descogollador



Figura 5. Descogollador de una cosechadora de caña.

Fuente: <http://es.slideshare.net/JuanCeni/presentacion-opcion-cuchillas-cortadoras-44687237>

El descogollador (*Figura 5*) es un disco de 30 in de diámetro con 8 dientes o cuchillas que cumple la función de cortar las hojas altas de las plantas de caña. Opera a 1540 RPM con una velocidad de corte $V_c = 61,2$ m/s [6].

3.2.2.2. Discos de trozado de la alzadora continua



Figura 6. Trozado de una alzadora continua.
Fuente: <http://www.gameeq.com/equipment/sugar-cane-loader/>

Este sistema consiste en cuchillas de acero afiladas unidas a un disco mediante pernos (*Figura 6*). Opera a 600 RPM con una velocidad de corte de 34,9 m/s [7].

3.2.2.3. Cuchillas laterales de la cosechadora



Figura 7. Cuchillas laterales de la cosechadora.
Fuente: <http://es.slideshare.net/JuanCeni/presentacion-opcion-cuchillas-cortadoras-44687237>

El cortador lateral es el encargado de cortar las hojas de la planta de caña para lograr un ingreso fácil de las cañas a la zona de trozado, consta de dos discos de 20 in. Consta de 8 cuchillas triangulares peroadas de acero (*Figura 7*), que giran a 594 RPM teniendo una velocidad de corte de 17,3 m/s [6].

3.3. Selección de la herramienta de corte

Con las diferentes alternativas de corte propuestas, se escogió una para trabajar en este proyecto.

Para la selección de la herramienta de corte se llevó a cabo un método de análisis multicriterio. Los criterios de selección fueron los mostrados en la *Tabla 1*.

Asignándole puntajes a los diferentes criterios, se obtiene la siguiente gráfica.

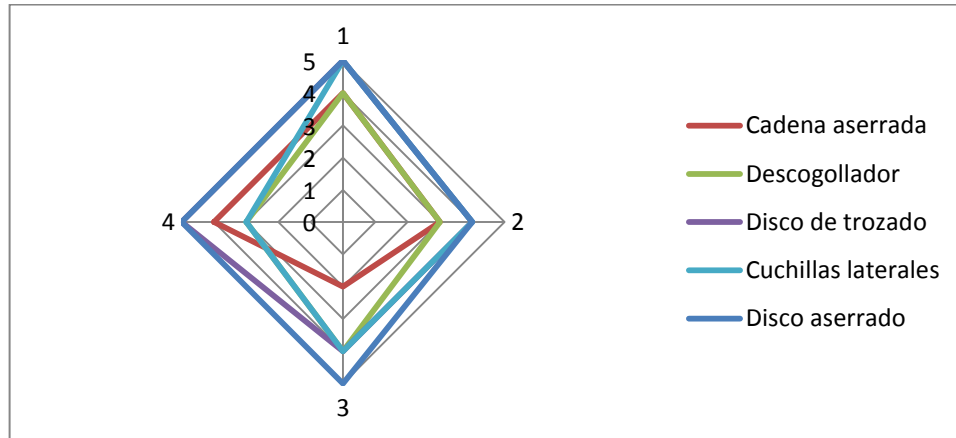


Figura 8. Puntajes asignados a cada una de las alternativas.

Resolviendo la ecuación 1 se obtuvieron los siguientes resultados.

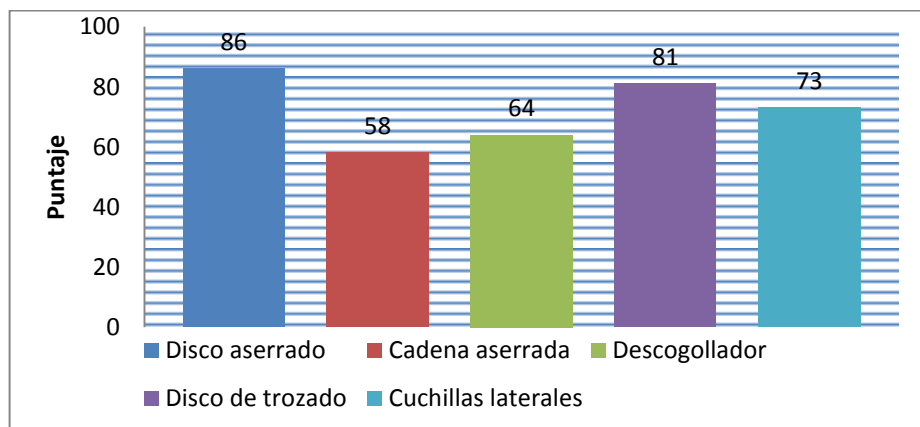


Figura 9. Puntaje final de cada alternativa.

En la *Figura 9* se encuentran los resultados finales del análisis multicriterio, de donde se puede concluir que la mejor combinación de propiedades se encuentra en la alternativa de disco aserrado, seguida del disco de trozado. Escogiéndose así estas dos alternativas como posible solución.

3.4. Fuerza de corte necesaria para trozar caña de azúcar.

Dado que la energía de corte encontrada en la bibliografía fue obtenida mediante experimento de impacto Charpy [8], se procedió para este estudio, a realizar la medición de la energía de corte que utiliza un disco de sierra al momento de cortar

un tallo de caña de la variedad CC 01-1940, la cual en el año 2015, ocupaba el 12,4% del área cosechada de la región azucarera, siendo la tercera más cosechada [9].

El experimento se realizó 8 veces, obteniendo varias señales producidas por el corte. Las señales poseían mucho ruido, por lo cual fue necesario realizar un filtrado de las mismas mediante un análisis espectral, el cual tiene por objeto la descomposición de dicha señal en sus diversas componentes dentro del dominio de la frecuencia, para encontrar las frecuencias que ocasionan la distorsión de la señal.

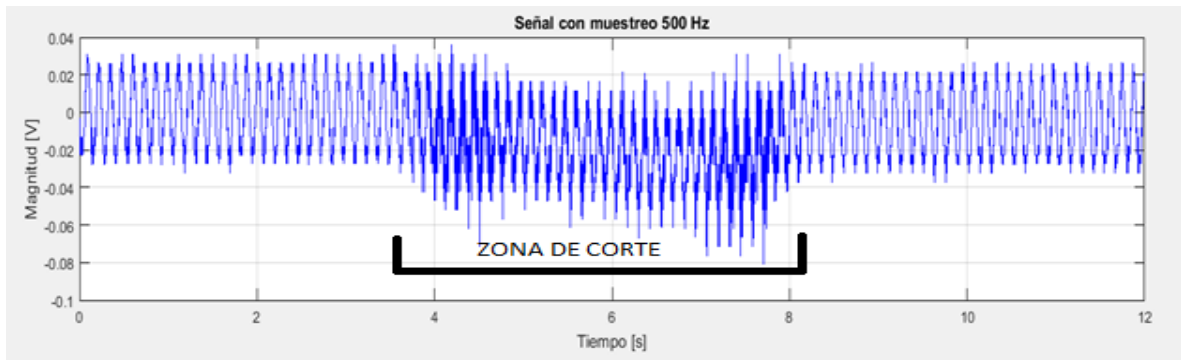


Figura 10. Señal obtenida.

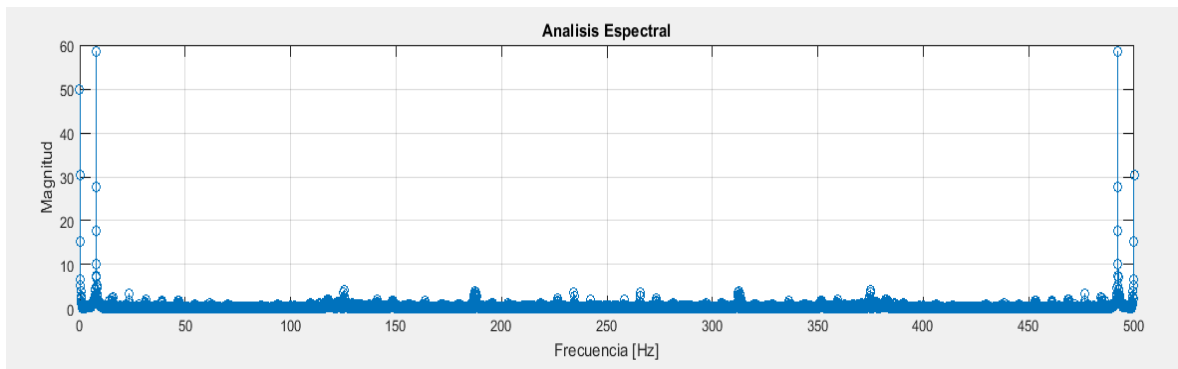


Figura 11. Análisis espectral.

La Figura 10 muestra la señal en voltaje obtenida en el dominio temporal, donde se señala la zona donde se registra el corte, las zonas de los lados corresponden a antes y después del corte son registros de las vibraciones generadas por el torno. La Figura 11 muestra el análisis espectral de los datos, donde se encontró un pico a una frecuencia de 7,58 Hz, que coincide con la frecuencia de rotación de la máquina, por lo cual se puede considerar como ruido. Por lo tanto, se hizo necesario realizar un filtrado para eliminar el ruido producido a esta frecuencia. Para filtrar la señal se implementó un filtro Notch, el cual se caracteriza por rechazar una frecuencia determinada que este interfiriendo con la señal original. La Figura 12 muestra la señal antes y después del filtro.

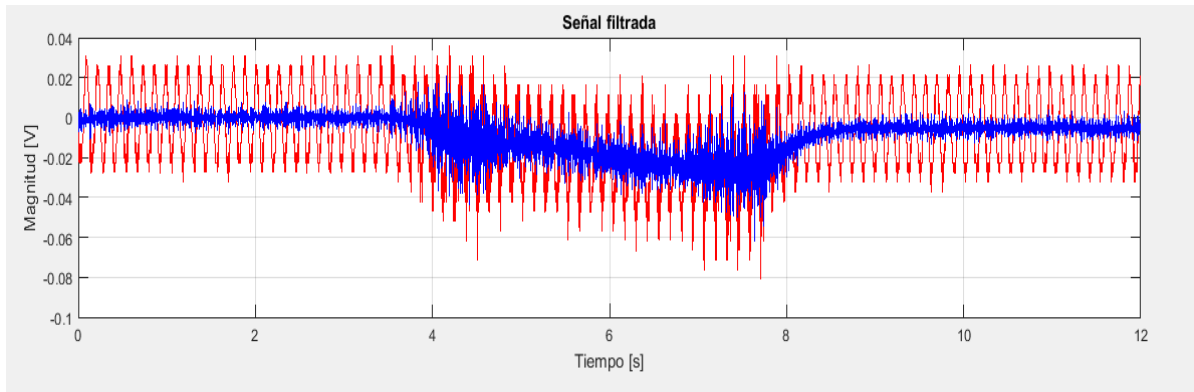


Figura 12. Comparación de la señal original (rojo) y la señal con el filtro aplicado (azul).

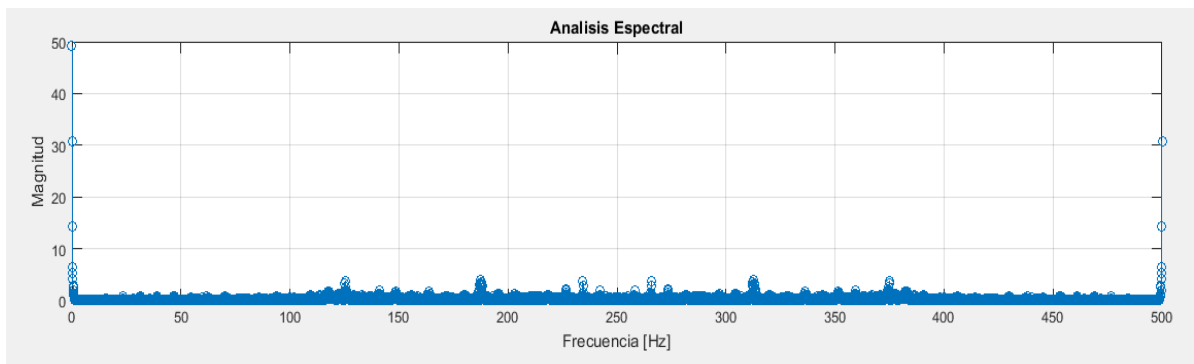


Figura 13. Análisis espectral de la señal filtrada.

En la Figura 13 se muestra el análisis de la señal filtrada, donde se evidencia que la frecuencia del ruido se eliminó.

Con la señal de voltaje filtrada, se procedió a calcular el valor del par torsor en función del tiempo, con la ecuación que ofrece el manual del equipo.

$$T = \frac{(Vfs * \pi * E * 4 * (D^4))}{(Vexc * GF * N * 16000 * (1 + poisson) * Gxmt * D)} \quad \text{Ecuación 2}$$

Donde **D** es el diámetro del eje (el eje utilizado tenía 37,8 mm de diámetro), **Vfs** es el valor del voltaje medido, **E** es el módulo de elasticidad del eje (en este caso era un eje de acero E=200GPa), **ν** es la relación de Poisson (0.3) y las demás variables son definidas por el manual, **Vexc** = 5, **GF** = 2,08, **Gxmt**=2000.

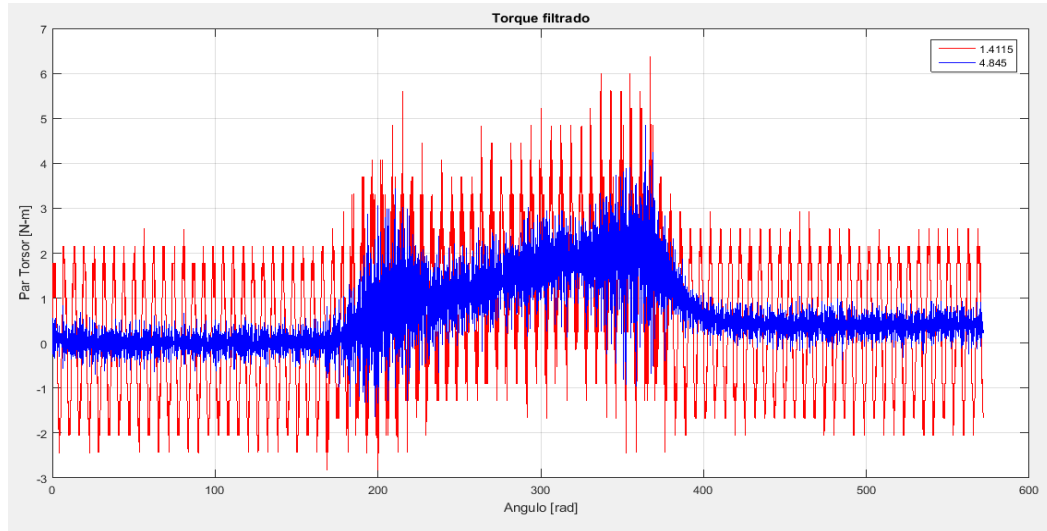


Figura 14. Comparación entre Torque con señal filtrada (azul) y Torque con señal sin filtro (rojo).

En la Figura 14, los valores del eje de las abscisas corresponden al desplazamiento angular del disco medido en radianes, los cuales se determinaron teniendo en cuenta la tasa de muestreo y las revoluciones del eje.

$$tmuestreo = \frac{\text{Numero de datos}}{\text{Frecuencia de muestreo}} \quad \text{Ecuación 3}$$

$$\text{Angulo de giro} = \left(\text{RPM} * \left(\frac{2\pi}{60} \right) \right) * tmuestreo \quad \text{Ecuación 4}$$

Con la gráfica de par torsor vs ángulo de giro, se calculó el área bajo la curva de la misma que corresponde al trabajo de corte. Posteriormente, con el trabajo de corte y las áreas transversales de los tallos de caña cortados en los experimentos, se obtuvo la **Energía específica de corte** (*Eespecifica*) (todos los resultados del experimento y el análisis se encuentran en el Anexo 2).

$$Eespecifica = \frac{\text{Trabajo de corte}}{\text{Area de las cañas}} \quad \text{Ecuación 5}$$

Calculando el promedio de los valores de par torsor obtenidos en las mediciones e identificando par torsor pico generado en toda la toma de datos, se determinó el factor de servicio (*FS*).

$$FS = \frac{\text{Torque pico}}{\text{Torque promedio}} \quad \text{Ecuación 6}$$

Para determinar el avance del disco de corte, se consultó la información provista por un fabricante [4] acerca de las revoluciones máximas que puede alcanzar un disco.

Tabla 2. Información otorgada por un fabricante de disco de sierra acerca de las revoluciones máximas que puede alcanzar cada disco según su diámetro [4].

revoluciones recomendadas [1/min]										
D [mm]	velocidad de corte v_c [m/sec]									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
100	1910	3820	5730	7640	9550	11460	13370	15280	17190	19100
150	1270	2550	3820	5100	6370	7640	8920	10190	11500	12730
200	960	1910	2870	3820	4780	5730	6690	7640	8600	9550
250	760	1530	2290	3060	3820	4590	5350	6110	6880	7640
300	640	1270	1910	2550	3180	3820	4460	5100	5740	6370
350	550	1090	1640	2180	2730	3280	3820	4370	4900	5460
400	480	960	1430	1910	2390	2870	3340	3820	4300	4780
450	430	850	1270	1700	2120	2550	2970	3400	3820	4250
500	380	760	1150	1530	1910	2290	2680	3060	3440	3820
550	350	690	1040	1390	1740	2080	2430	2780	3120	3470
600	320	640	960	1270	1590	1910	2230	2550	2880	3180
650	290	590	880	1180	1470	1760	2060	2350	2640	2940
700	270	550	820	1090	1360	1640	1910	2180	2450	2730
750	250	510	760	1020	1270	1530	1780	2040	2290	2550
800	240	480	720	950	1190	1430	1670	1910	2150	2390

En la *Tabla 2* se resaltaron en rojo los valores de revoluciones máximas permisibles para los diámetros 400, 600 y 700 mm, los cuales fueron los utilizados en el diseño.

Suponiendo que el corte se va realizar en 10 segundos (tiempo de corte o tiempo de diseño), se calculó el avance, el tiempo de corte correspondiente a ese avance y la fuerza de corte.

El avance se obtuvo, basado en la siguiente ecuación [4]:

$$Avance = \frac{Sz * RPM * Z}{1000} \quad \text{Ecuación 7}$$

Tabla 3. Valores recomendados por un fabricante para el avance del diente [10].

valores recomendados del avance al diente		
Material		avance por un diente s_z [mm/diente]
madera blanda	corte longitudinal	0,2 - 0,3
	corte transversal	0,1 - 0,2
madera dura		0,06 - 0,15
aglomerado chapado		0,1 - 0,25
Contrachapa		0,05 - 0,12
placas laminadas		0,05 - 0,1
metales no ferrosos y materias plásticas		0,02 - 0,05

Donde **S_z** para este caso se toma de la *Tabla 3* como madera blanda (0,2) dado a que la caña es una planta de crecimiento rápido. **Z** hace referencia al número de dientes del disco de corte, el cual tiene 60 dientes para un corte más fino [5].

Con la distancia que debe recorrer el disco para realizar el corte, la cual depende del movimiento realizado por cada alternativa de corte propuesta (*Figura 17*, *Figura 42* y *Figura 55*), y el avance obtenido, se determinó el tiempo de corte.

$$\text{Tiempo de corte} = \frac{\text{Distancia de recorrido}}{\text{Avance}} \quad \text{Ecuación 8}$$

La velocidad angular se obtiene de la siguiente manera:

$$\text{Velocidad Angular} = \frac{2*\pi*RPM}{60} \quad \text{Ecuación 9}$$

La energía específica obtenida de los experimentos de medición de par torsor (*ecuación 5*), debe ser la misma que la energía específica en el sistema diseñado. La energía específica de corte en el sistema diseñado es igual a:

$$E_{\text{especifica}} = \frac{T_m * \theta}{A_{\text{total}}} \quad \text{Ecuación 10}$$

Donde **T_m** es el par torsor promedio de diseño, **θ** es el ángulo de giro del disco (medido en radianes) durante toda la operación de corte, obtenido con la distancia que debe recorrer el mecanismo de corte según la geometría de las tenazas de la alzadora. El **A_{total}** , hace referencia a la suma aproximada de las áreas de los tallos de caña contenidos en la tenaza de la alzadora al momento de realizar su función. En este caso, el número de cañas que puede contener las uñas de una alzadora es el equivalente a 360 tallos aproximadamente (el valor aproximado se halló superponiendo en la herramienta CAD cilindros de 36 mm de diámetro, los cuales representan la caña, en el modelo de las tenazas, véase *Figura 15*).

$$\theta = \text{Tiempo de corte} * \text{Velocidad Angular} \quad \text{Ecuación 11}$$

$$A_{total} = \frac{\pi * d^2}{4} * \text{Numero de cañas} \quad \text{Ecuación 12}$$

El diámetro **d** utilizado en la ecuación 12 se obtuvo con el promedio de los diámetros de los tallos utilizados al momento de realizar los experimentos de corte.



Figura 15. Imagen que muestra la cantidad de cañas que puede contener aproximadamente las tenazas de una alzada.

Se utilizó el área total de los tallos de caña que pueden contener aproximadamente las uñas de la alzada, dado que en los experimentos de corte, el cálculo de la energía específica se hizo basándose en el área total de los tallos cortados.

Despejando de la ecuación 10 se obtiene el valor de **Tm** y luego con la ecuación 6 se puede obtener el **par torsor pico de diseño (Tpd)**, con el cual se debe diseñar la máquina de corte asumiendo que en la máquina diseñada, se presenta el mismo factor de servicio (**FS**) obtenido en los experimentos. La fuerza de corte se determina así:

$$\text{Fuerza de corte} = \frac{Tpd}{rdc} \quad \text{Ecuación 13}$$

Donde **rdc** es el radio del disco de corte usado en el diseño (0,4 m, 0,6 m o 0,7 m).

Tabla 4. Cálculo del avance, tiempo de corte y velocidad angular para un disco de 600 mm.

RPM	Velocidad angular (rad/s)	AVANCE (m/s)	TIEMPO CORTE (s)
300	31,416	0,06	40,0
400	41,888	0,08	30,0
500	52,360	0,10	24,0
600	62,832	0,12	20,0
700	73,304	0,14	17,1
800	83,776	0,16	15,0
900	94,248	0,18	13,3
1000	104,720	0,20	12,0
1100	115,192	0,22	10,9
1200	125,664	0,24	10,0
1300	136,136	0,26	9,20
1400	146,608	0,28	8,60
1500	157,080	0,30	8,00
2000	209,440	0,40	6,00
3000	314,159	0,60	4,00

La *Tabla 4* muestra que desde 1200 hasta 3000 RPM, el tiempo de corte es igual o inferior al tiempo de diseño supuesto. Para el diseño se adoptó 1500 RPM, con un par torsor pico de diseño obtenido de la *ecuación 6* de 163,025 N-m y un par torsor medio obtenido de la *ecuación 10* de 41,626 N-m.

Tabla 5. Resultados de la fuerza de corte para los distintos diámetros a usar.

Disco (mm)	Fuerza de corte (N)	Tiempo Corte (s)
400	815,123	6
600	543,416	8
700	465,785	6

Los valores mostrados en la *Tabla 5*, se obtuvieron a 1500 RPM y son los que se utilizaron en el diseño. El tiempo de corte mostrado, es el valor obtenido teniendo en cuenta las diferentes distancias de recorrido propuestas en las diferentes alternativas de mecanismo.

3.5. Propuestas de alternativas de mecanismo de corte.

Tomando como base el sistema de funcionamiento de la alzadora de caña comercial que funciona en la industria, se planteó el diseño de mecanismos de corte adaptados a la misma.

3.5.1. Alternativa 1:

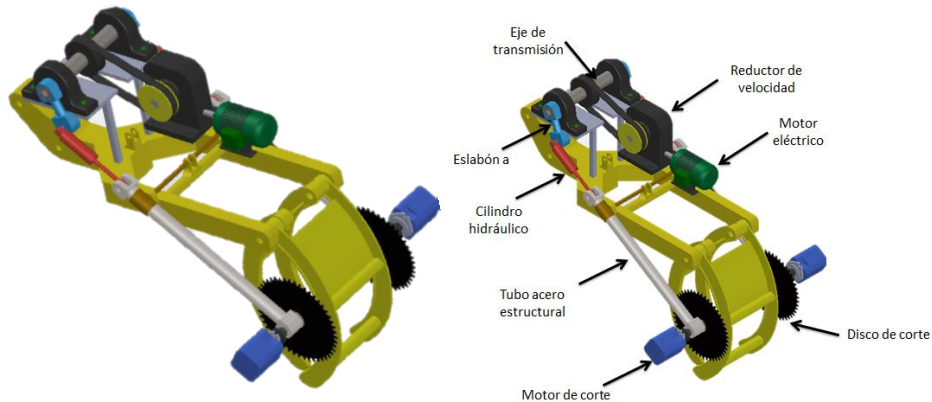


Figura 16. Alternativa de mecanismo de corte 1.

La alternativa 1 mostrada en la Figura 16 corresponde a un mecanismo manivela corredera invertido de rotación pura.

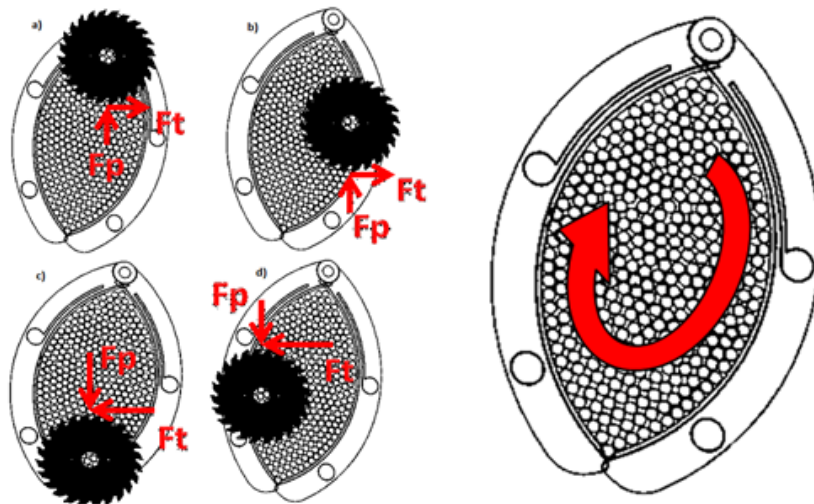


Figura 17. Alternativa 1 de mecanismo de corte donde se muestra la orientación de la fuerza normal (F_p) y la fuerza tangencial (F_t) siguiendo el sentido de giro del mecanismo representado por la flecha de la derecha.

El mecanismo comienza su función con el motor eléctrico, el cual transmite potencia y velocidad angular al motor reductor, en este último la velocidad angular

disminuye y se transmite el movimiento por medio de un par de poleas a un eje de transmisión, donde se encuentran conectados los *eslabones a*, los cuales hacen la vez de manivelas con un movimiento de rotación completa. Conectados a los *eslabones a* se encuentran los *eslabones b*, que se componen de unos cilindros hidráulicos (que se observan de color rojo en la *Figura 16*) y unos tubos de acero estructural. La función de los cilindros hidráulicos es acercar el disco de corte a los tallos atrapados en las tenazas, mientras que los tubos de acero son los que soportan el disco de corte y el motor encargado de brindar la potencia para el corte. El movimiento de todo el conjunto genera una traslación del disco de corte, que sumada a la rotación del mismo, produce el corte, como se muestra en la *Figura 17*.

Se realizó el análisis de posición, velocidad y aceleración del mecanismo para su posterior análisis de fuerzas dinámicas como se muestra en la *referencia 11* en los capítulos 5, 6 y 7.

Partiendo de la geometría de los eslabones mostrados en la *Figura 18* se realizó el análisis de posición. Teniendo las longitudes, se dibujó el mecanismo en un software de programación (MatLab), lo cual permitió predecir la posición de cualquier punto de interés en el mismo.

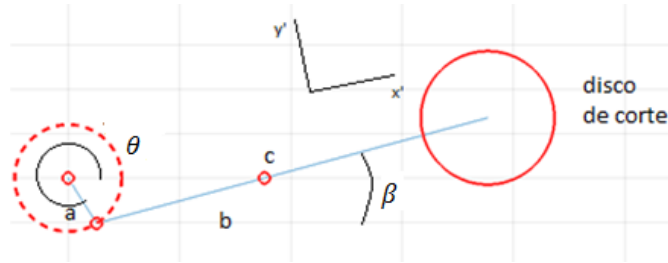


Figura 18. Eslabones, ángulos y sistema de referencia móvil del mecanismo utilizado en la alternativa 1.

Para la posición, primero se determinó la locación en cada instante de giro del *eslabón a*.

$$Pa_x = a \cos \theta \quad \text{Ecuación 14}$$

$$Pa_y = a \sin \theta \quad \text{Ecuación 15}$$

Donde Pa_x es la posición en el eje x y Pa_y es la posición del mismo en el eje y .

Como el punto **c** corresponde a la corredera, la cual está fija con respecto a movimientos lineales, se calculó la distancia variable del punto **a** al **c** del eslabón **b** (r).

$$Pa_x - Pc_x = r_x \quad \text{Ecuación 16}$$

$$Pa_y = r_y \quad \text{Ecuación 17}$$

$$m = \frac{r_y - 0}{r_x - Pc_x} \quad \text{Ecuación 18}$$

$$\beta = \tan^{-1}(m) \quad \text{Ecuación 19}$$

Donde Pc_x es la posición de **c** en el eje x, m es la pendiente que adopta el *eslabón b* a medida que gira **a**, y β es el ángulo formado por el *eslabón b*.

Teniendo la longitud total del *eslabón b* (Lb), y el ángulo formado por el mismo, se halló la posición del disco de corte ($Pdisco$) con respecto al punto **c**.

$$Pdisco_x = Lb \cos\beta - r_x \quad \text{Ecuación 20}$$

$$Pdisco_y = Lb \sin\beta - r_y \quad \text{Ecuación 21}$$

Con las posiciones definidas, se procedió a realizar el análisis de velocidad.

Como se muestra en la *Figura 16*, el *eslabón b* se compone de un actuador lineal cilíndrico hidráulico y una barra de acero. El actuador cumple la función de acercar el disco de corte a los tallos de caña atrapados en las tenazas de la alzadora. Dado a que el actuador opera justo antes de que la alzadora alcance la posición de descarga de la caña, su función no afecta el tiempo de corte del mecanismo.

Teniendo que el tiempo de corte es de 8 segundos (*Tabla 5*), el proceso de corte se dividió en tres etapas, la primera, con duración de 2 segundos, es el arranque, en la cual el sistema parte del reposo, se acelera de manera constante y pasa de velocidad angular igual a cero hasta un valor máximo. Luego de alcanzar ese valor máximo la velocidad se mantiene constante en los 4 segundos siguientes que dura la segunda etapa del proceso de corte. Por último, en los 2 segundos restantes, el sistema se desacelera de manera constante hasta alcanzar velocidad angular igual a cero nuevamente. Para lo descrito anteriormente se realizó el cálculo de las siguientes ecuaciones de *movimiento circular uniforme acelerado* para el *eslabón a*.

$$S_{final} = S_{inicial} + w_{inicial}t + \alpha * t^2/2 \quad \text{Ecuación 22}$$

$$w_{final} = w_{inicial} + \alpha * t \quad \text{Ecuación 23}$$

Donde S_{final} es el desplazamiento angular final, $S_{inicial}$ es el desplazamiento angular inicial, $w_{inicial}$ es la velocidad angular inicial, t es el tiempo de duración de la etapa de corte que se esté analizando, α es la aceleración angular y w_{final} es la velocidad angular final.

Para la etapa de arranque, que dura 2 segundos, $S_{inicial} = 0$, $w_{inicial} = 0$, se tiene que:

$$S_{final1} = \alpha * t^2 / 2 \quad \text{Ecuación 22a}$$

$$w_{final1} = \alpha * t \quad \text{Ecuación 23a}$$

Donde S_{final1} es el desplazamiento final de la etapa 1 y w_{final1} es la velocidad final de la etapa 1.

Para la segunda etapa, la velocidad es constante ($\alpha = 0$), el desplazamiento inicial es el desplazamiento final de la etapa anterior ($S_{inicial2} = S_{final1}$), al igual que la velocidad inicial es la velocidad final ($w_{inicial2} = w_{final1}$).

$$S_{final2} = S_{final1} + w_{final1}t \quad \text{Ecuación 22b}$$

$$w_{final2} = w_{final1} \quad \text{Ecuación 23b}$$

En la etapa final, que es la parte correspondiente al frenado, el desplazamiento inicial es el desplazamiento final de la etapa anterior ($S_{inicial3} = S_{final2}$), el desplazamiento final es cuando ya el eslabón ha dado una revolución completa ($S_{final3} = 2\pi$) y la velocidad angular inicial es la velocidad angular final de la etapa anterior ($w_{inicial3} = w_{final2}$).

$$S_{final3} = S_{final2} + w_{final2}t + \alpha * t^2 / 2 \quad \text{Ecuación 22c}$$

$$w_{final3} = w_{final2} + \alpha * t \quad \text{Ecuación 23c}$$

Se despejó de esta última el valor de la aceleración angular (α), la cual será mencionada posteriormente como α_2 . Con el valor de la aceleración, se obtuvo el valor de la velocidad angular del eslabón a (w_2) en los diferentes instantes del corte.

Habiendo obtenido la velocidad angular del eslabón a , se determinó su velocidad

tangencial (Va) en el punto que se une con el *eslabón b*.

$$Va_x = w_2 a \cos \theta \quad \text{Ecuación 24}$$

$$Va_y = w_2 a \sin \theta \quad \text{Ecuación 25}$$

Para la velocidad de deslizamiento del *eslabón b* ($V_{d/b}$), se adoptó un sistema de referencia móvil x' y y' que rota conforme lo hace el eslabón (al estar el eje x' orientado en la dirección de la barra, también forma el ángulo β), debido a los movimientos relativos, como se muestra en la *Figura 18*. Contando con que **c** está fijo ($V_{c_x} = 0$, $V_{c_y} = 0$), se determinó $V_{d/b}$ y la velocidad angular del *eslabón b* w_3 como sigue:

$$V_{c_x} = V_{b_x} - w_3 r_y + V_{d/b} \cos \beta \quad \text{Ecuación 26}$$

$$V_{c_y} = V_{b_y} + w_3 r_x + V_{d/b} \sin \beta \quad \text{Ecuación 27}$$

Vb es la misma velocidad tangencial Va dado a que es la unión entre los dos eslabones, al igual que la velocidad angular del *eslabón b* (w_3) es similar a la velocidad angular de la corredera (w_4).

$$w_3 = w_4 \quad \text{Ecuación 28}$$

Para las aceleraciones, como en los análisis anteriores, se partió del eslabón **a**. Dado a que de la *ecuación 22c* se conoce el valor de la aceleración angular del *eslabón a* (α_2), se calculó la aceleración tangencial (Aat) y la aceleración normal (Aan) del mismo.

$$Aat_x = \alpha_2 a \cos \theta \quad \text{Ecuación 29}$$

$$Aat_y = \alpha_2 a \sin \theta \quad \text{Ecuación 30}$$

$$Aan_x = w_2^2 a \cos \theta \quad \text{Ecuación 31}$$

$$Aan_y = w_2^2 a \sin \theta \quad \text{Ecuación 32}$$

$$Aa_x = Aan_x + Aat_x \quad \text{Ecuación 33}$$

$$Aa_y = Aan_y + Aat_y \quad \text{Ecuación 34}$$

Donde Aa es la aceleración del *eslabón a* en el punto en que se une con el *eslabón b*.

Al igual que con la velocidad, la aceleración en el punto donde se juntan los eslabones **a** y **b** es igual ($Aa = ab$). Utilizando también el sistema de referencia móvil se determinó la aceleración angular del *eslabón b* (α_3) y la aceleración de deslizamiento ($a_{d/b}$).

$$ac_x = ab_x - \alpha_3 r_y - w_3^2 r_x - 2w_3 V_{d/b} \sin\beta + a_{d/b} \cos\beta \quad \text{Ecuación 35}$$

$$ac_y = ab_x + \alpha_3 r_x - w_3^2 r_y + 2w_3 V_{d/b} \cos\beta + a_{d/b} \sin\beta \quad \text{Ecuación 36}$$

$$\alpha_3 = \alpha_4 \quad \text{Ecuación 37}$$

Donde ac_x es la aceleración de la corredera en el eje x, ac_y es la aceleración de la corredera en el eje y.

Para obtener las fuerzas dinámicas en el mecanismo, se realizó también el análisis cinemático de los centros de gravedad de cada eslabón junto con el motor, al igual que se determinaron los valores de masa y momentos de inercia. La masa (m) se calculó partiendo del volumen (V) dado por la geometría de cada eslabón y la densidad (ρ) del material de diseño, que para este caso corresponde a un acero estructural ASTM A36.

$$m = V * \rho \quad \text{Ecuación 38}$$

Considerando el *eslabón a* como un cilindro hueco con diámetro exterior de $59,9\text{ mm}$ y diámetro interior de $53,9\text{ mm}$ (diámetro tomado de un fabricante referencia 11), el momento de inercia (I_x) se calculó basado en la ecuación mostrada en la *Figura 19*.

c) Cilindro hueco	$V = \pi(b^2 - a^2)l$	$m = V \cdot \text{densidad de masa}$
	$x_{Cg} @ \frac{l}{2}$	$y_{Cg} \text{ en el eje} \quad z_{Cg} \text{ en el eje}$
	$I_x = \frac{m(a^2 + b^2)}{2}$	$I_y = I_z = \frac{m(3a^2 + 3b^2 + l^2)}{12}$
	$k_x = \sqrt{\frac{I_x}{m}}$	$k_y = k_z = \sqrt{\frac{I_y}{m}}$

Figura 19. Momento de masa de un cilindro hueco.

De igual manera se obtuvo el valor del momento de inercia del *eslabón b*.

Con el análisis cinemático completo se procedió a calcular las fuerzas dinámicas en las juntas, partiendo de los diagramas de cuerpo libre de cada eslabón.

Para el *eslabón a*:

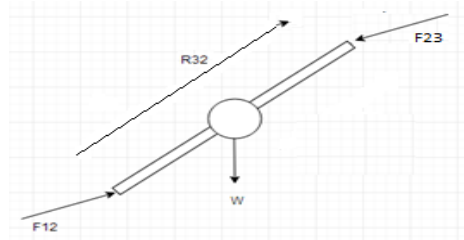


Figura 20. Diagrama de cuerpo libre del eslabón a

Se realizó la sumatoria de fuerzas con respecto al diagrama del cuerpo libre como se muestra en la Figura 20.

$$F12_x - F23_x = m_a acg_{ax} \quad \text{Ecuación 39}$$

$$F12_y - F23_y = m_a acg_{ay} + W_a \quad \text{Ecuación 40}$$

$$T12 - R32_x F23_y + R32_y F23_x = I_a \alpha_2 \quad \text{Ecuación 41}$$

Donde acg_{ax} es la aceleración del centro de gravedad del eslabón a en su componente x, $T12$ es el par torsor motriz necesario para generar el movimiento, $R32_x$ es la distancia desde el pivote hasta el lugar de aplicación de $F23$ en la componente x, I_a es el momento de masa, $F12$ es la fuerza de reacción que se genera entre el eslabón a y el punto de apoyo y $F23$ es la fuerza que transmite el eslabón a al b.

Eslabón b:

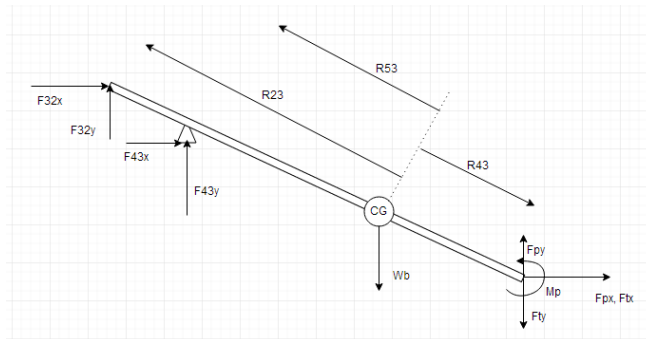


Figura 21. Diagrama de cuerpo libre del eslabón b

$$F32_x + F43_x + Fp_x + Ft_x = m_b acg_{bx} \quad \text{Ecuación 42}$$

$$F32_y + F43_y + Fp_y - Ft_y = m_b acg_{by} + W_b \quad \text{Ecuación 43}$$

$$-R23_x F32_y - R23_y F32_x - F43_x R53_y - F43_y R53_x - R43_x Ft_y + Ft_x R43_y + Fp_y R43_x + Fp_x R43_y + Mp = I_b \alpha_3 \quad \text{Ecuación 44}$$

Donde acg_{bx} es la aceleración del centro de gravedad del *eslabón b* en su componente x, acg_{by} es la aceleración del centro de gravedad del *eslabón b* en su componente y, I_b es el momento de masa, R_{23} es la distancia desde el centro de masa al lugar de aplicación de F_{32} , F_{43} es la fuerza que se transmite del *eslabón b* a la corredera, R_{53} es la distancia entre el pivote y el centro gravedad del *eslabón b*, R_{43} es la distancia entre el centro de gravedad y las fuerzas de corte, F_p es la fuerza normal de corte (se supone igual a la de corte), F_t es la fuerza tangencial del corte (Fuerza de corte determinada mediante los experimentos de medición de par torsor) y M_p es el momento de corte producido por F_t (momento resultado de la fuerza de corte y el radio del disco, para esta alternativa de 600 mm).

Las fuerzas y el par torsor que se obtuvieron se muestran en la *Figura 22* y *Figura 23* respectivamente. Como son dos los lados de corte, el par torsor resultado de las ecuaciones se multiplicó por dos, y es el mostrado en la gráfica.

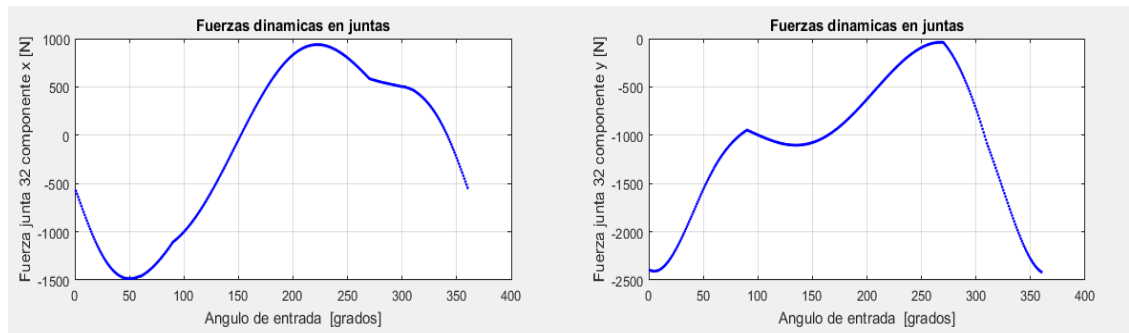


Figura 22 Izquierda) Fuerza dinámica generada en la junta entre el eslabón a y el eslabón b (componente x). Derecha) Fuerza dinámica generada en la junta entre el eslabón a y el eslabón b (componente y).

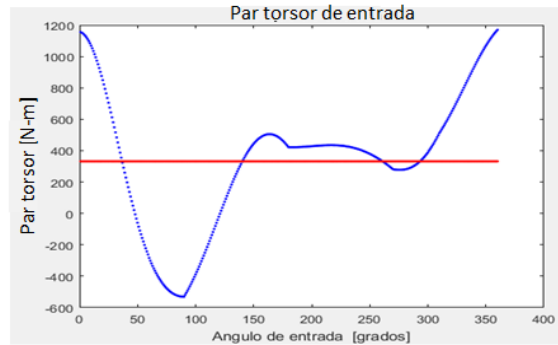


Figura 23. Par torsor de entrada en el eslabón a necesario para generar el movimiento (línea punteada azul) y par torsor promedio de entrada (línea punteada roja).

Como se muestra en la *Figura 23*, la fluctuación del par torsor evidencia la energía cinética almacenada en los eslabones al moverse. Los pulsos positivos representan la energía suministrada por el motor al sistema móvil, mientras que los pulsos negativos representan la energía cinética que se queda almacenada en

los eslabones.

Con el análisis cinético terminado, se pasó a diseñar la estructura basándose en los criterios de decisión expuestos en la metodología.

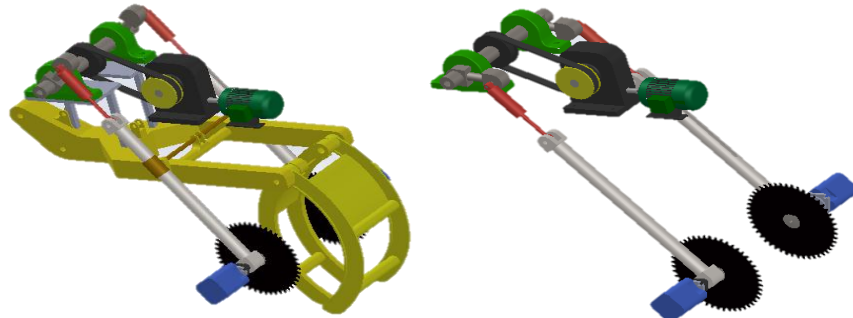


Figura 24. Mecanismo de corte para la alternativa 1.

Como se muestra en la *Figura 16* y *Figura 24*, el mecanismo de corte de la alternativa 1 está compuesto por diferentes elementos como el *eslabón b* (*Figura 25*), *eslabón a* (*Figura 26*), eje de transmisión de par torsor (*Figura 27*), poleas, reductor de velocidad y motor impulsor.

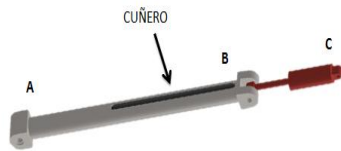


Figura 25. Eslabón b compuesto por una barra de cilindro hueco AB y un actuador hidráulico cilíndrico BC.

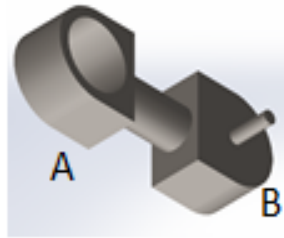


Figura 26. Eslabón a.



Figura 27. Eje de transmisión de torque.

En primera medida se diseñó el *eslabón b* (*Figura 25*), partiendo del diagrama de cuerpo libre del mismo (*Figura 28*) y conociendo las cargas que debe soportar (*Figura 22*), las cuales fueron el resultado del análisis cinético del mecanismo.

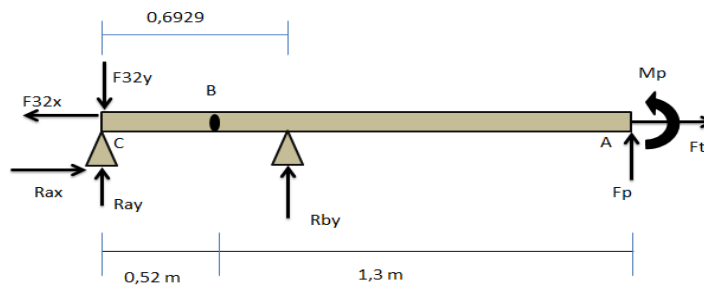


Figura 28. Diagrama de cuerpo libre del eslabón b.

La *Figura 28* muestra el diagrama de cuerpo libre del *eslabón b*, donde F_{32x} y F_{32y} son las fuerzas dinámicas en las juntas que resultaron del análisis cinético, R_{ay} es la reacción generada en el pasador en dirección y , R_{ax} es la reacción generada en el pasador en dirección x y R_{by} es la reacción generada en la corredera en dirección y .

Tomando el eslabón mostrado en la *Figura 25*, como una sola barra cilíndrica hueca de diámetro exterior de 59 mm y diámetro interior 39 mm , se encontraron los diagramas de cortante (*Figura 29*) y momento (*Figura 30*).

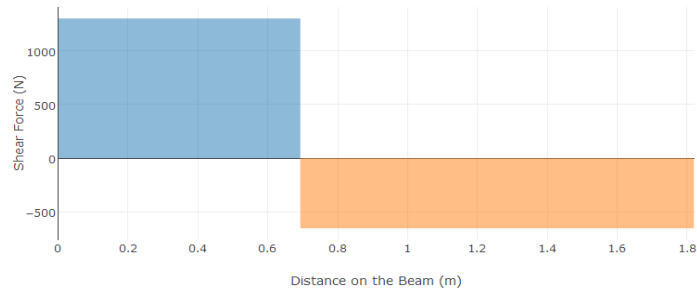


Figura 29. Diagrama de cortante del eslabón b

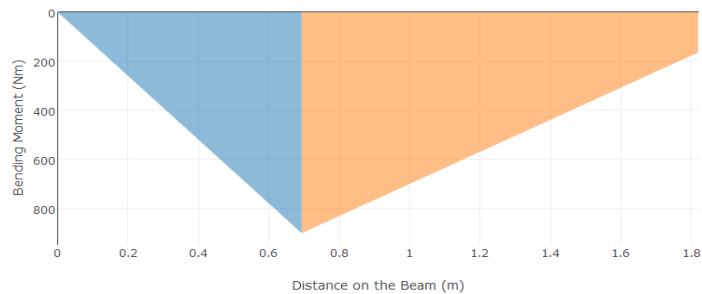


Figura 30. Diagrama de momento del eslabón b.

Como se evidencia en la *Figura 29* y la *Figura 30*, el punto crítico se encuentra donde se sitúa la corredera, por tal motivo, se calculan los esfuerzos para la barra en el tramo *AB* (*Figura 25*).

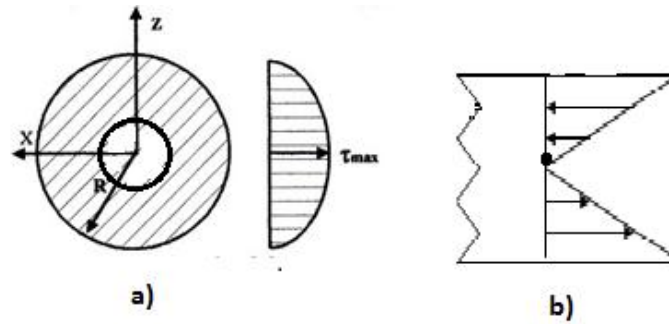


Figura 31 a) Distribución del esfuerzo ocasionado por la fuerza cortante, b) distribución de esfuerzos debido al momento flector.

Como se muestra en la *Figura 30* el momento es máximo en el punto B (*Figura 25*), por lo cual se hace necesario el cálculo de los esfuerzos en ese punto.

Se calculó el esfuerzo debido a la fuerza cortante, el cual es máximo en la parte media de la sección transversal como se ilustra en la *Figura 31a*. De igual forma, se determinó el esfuerzo debido al momento flector (*Figura 31b*), el esfuerzo debido a la torsión que se genera al momento del corte por quedar el disco en voladizo y el esfuerzo normal (σ_{normal}) generado por la fuerza tangencial de corte.

$$\tau_{max} = \frac{4V}{3A} \left(\frac{R_o^2 + R_o R_i + R_i^2}{R_o^2 + R_i^2} \right) = 4,1 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 45}$$

$$\sigma = \frac{Mr}{I} = 47,64 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 46}$$

$$\tau = \frac{Tr}{J} = 1,073 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 47}$$

$$\sigma_{normal} = \frac{Ft}{A} = 0,36 \text{ MPa} \quad \text{Ecuación 48}$$

Donde R_o es el radio exterior de la barra, R_i es el radio interior de la barra, M es el momento máximo mostrado en la *Figura 30* y T es el par torsor generado por las fuerzas de corte y la distancia del punto de aplicación de las mismas dado a que el eje de corte donde se ubica el disco se encuentra en voladizo.

La barra es de acero estructural ASTM A36, tiene un cuñero en gran parte de su longitud, como se muestra en la *Figura 25*, y va a estar sometida a cargas fluctuantes (solo esfuerzo alternante), por lo cual se hizo el análisis a fatiga.

Realizando el análisis a fatiga se tiene que el límite de resistencia a la fatiga (Se') para aceros viene definido como $0,5S_{ut}$. Se aplicó factores de corrección como el

factor de corrección de carga (**Ccarga**), de tamaño (**Ctamaño**), de superficie (**Csuperficie**), de temperatura (**Ctemperatura**) y de confianza (**Cconfiabilidad**).

Siguiendo el procedimiento de diseño a fatiga expuesto en el capítulo 4 de la referencia 13, el **Ccarga** se tomó como 1 (dado a que la carga es flexión y torsión), el **Ctamaño** igual a 0,85 (para un diámetro entre 88,2 mm), el **Csuperficie** igual a 0,88, el **Ctemperatura** igual a 1 (las temperaturas de trabajo son menores que 450°C) y el **Cconfiabilidad** igual a 0,814 (con una confiabilidad del 90%).

$$Se = Se' * Ccarga * Ctamaño * Csuperficie * Ctemperatura * Cconfiabilidad$$

Ecuación 49

Se determinaron los factores de corrección y se halló el límite de resistencia a la fatiga corregido *Se* (para este caso el resultado obtenido fue 132,10 MPa).

Se obtuvo de las tablas mostradas en la figura 4-36 del capítulo 4 de la referencia 13, la sensibilidad a la muesca **q** tanto para la flexión, como para la torsión (0,8 y 0,75 respectivamente), también, del apéndice G de la referencia 13, se obtuvieron los concentradores de esfuerzo geométricos **Kt** (2,1 para la flexión y 2,5 para la torsión). Con **q** y **Kt** se determinó el factor de concentrador de esfuerzos a fatiga (**Kf** para flexión y **Kfs** a torsión).

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

Ecuación 50

Con el resultado obtenido de la ecuación 50 se corrigieron los esfuerzos y se determinó el esfuerzo de Von Mises (σ_{VM}), el cual va a ser el esfuerzo alternante.

$$\sigma_{corregido} = \sigma * Kf$$

Ecuación 51

$$\tau_{corregido} = \tau * Kf$$

Ecuación 52

$$\sigma_{VM} = \sqrt{(\sigma_{corregido} + \sigma_{normal_{corregido}})^2 + 3 \tau_{corregido}^2} = 90,3 \text{ MPa}$$

Ecuación 53

Con σ_{VM} hallado, se encontró el factor de seguridad (ecuación 50), dando como resultado 1,6.

$$Nf = \frac{Se \cdot Sut}{\sigma vma \cdot Sut + \sigma vmm \cdot Se} \quad \text{Ecuación 54}$$

Dado a que en los puntos A y B de la *Figura 25* existe una soldadura como se muestra en la *Figura 32*, se pasó a verificarla.

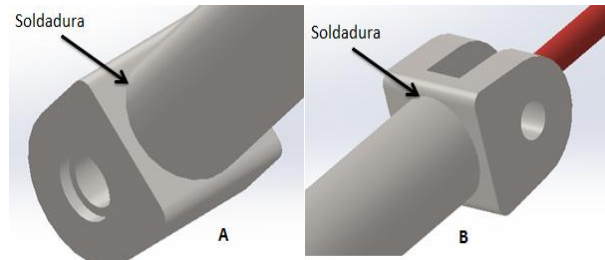
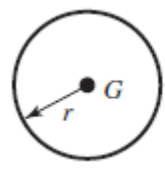


Figura 32. Soldaduras del eslabón b, en los puntos A y B

Suponiendo soldadura de filete con un material de aporte E70 ($S_y = 395 \text{ MPa}$), con un tamaño de soldadura o garganta (h) de 9 mm, con un cordón que abarca todo el perímetro de la circunferencia, se calculó el esfuerzo que debe soportar la soldadura en el punto B, donde la cortante y el momento son mayores.



$$\begin{aligned} A &= 1.414 \pi h r \\ I_u &= \pi r^3 & J &= 0.707 h J_u \\ J_u &= 2\pi r^3 & I &= 0.707 h I_u \end{aligned}$$

Figura 33. Forma del cordón de soldadura, A es el área del cordón de soldadura, J_u es el segundo momento polar unitario del área, J es el segundo momento polar de inercia del área, I_u es el segundo momento unitario de área e I es el segundo momento de área [14]

Los valores de los esfuerzos cortantes se determinaron partiendo de las siguientes ecuaciones.

$$\tau = \frac{T r}{J} \quad \text{Ecuación 55}$$

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad \text{Ecuación 56}$$

$$\tau'' = \frac{M_p r}{J} \quad \text{Ecuación 57}$$

Donde τ es el esfuerzo cortante debido al torsor (T) generado por las fuerzas de corte tangencial (Ft) y normal (Fp) por estar el eje en voladizo, r es el radio del eslabón b, τ' es el esfuerzo cortante primario generado por la fuerza cortante V , τ''

es el esfuerzo cortante secundario generado por el momento flector M_p y los valores de J y A se tomaron a partir de la *Figura 33*.

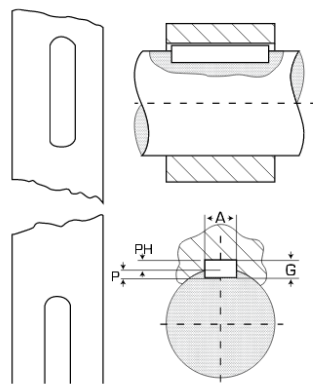
Para el punto B, solo se tiene τ' y τ'' ya que por la cuña el torsor en ese punto es cero. Esos esfuerzos anteriormente cálculos se multiplican por un factor de concentración de esfuerzo por filete (kfs) de 2,7 [14] para obtener los esfuerzos reales. Con los dos esfuerzos reales calculados, se obtuvo la magnitud de los mismos y posteriormente se calculó el esfuerzo de Von Mises (*ecuación 53*). Cabe aclarar que los esfuerzos hallados son los esfuerzos alternantes y que el esfuerzo medio es cero ya que hace referencia a cuando el mecanismo no entra en acción.

Determinando los factores de corrección en la soldadura y el límite de resistencia a la fatiga Se , se calculó el factor de seguridad en la soldadura con la *ecuación 54* obteniéndose un resultado de 1,5.

Como en el punto A, las cargas son menores, se tomó el resultado del cálculo anterior.

Dado a que el *eslabón b* tiene un cuñero, se hizo necesario calcularlo. Basado en la *Figura 34*, se tiene que para el diámetro del *eslabón b* (59 mm) el cuñero debe tener la siguiente geometría 22 mm de ancho y 8,6 mm de profundidad. La cuña tiene 22 mm de ancho, 14 mm alto y una longitud de 500 mm.

TABLA DE LOS CUÑEROS Y CUÑAS
ESTÁNDAR MILIMÉTRICOS



Diámetro del eje (mm)	Anchura y profundidad del cuñero en el eje (mm)	Dimensiones de la cuña (mm)	Diámetro del prisionero (mm)
6 a 8	2 x 1	2 x 2	3
8+ a 10	3 x 1,6	3 x 3	3
10+ a 12	4 x 2,2	4 x 4	4
12+ a 17	5 x 2,7	5 x 5	5
17+ a 22	6 x 3,2	6 x 6	6
22+ a 30	8 x 3,7	8 x 7	8
30+ a 38	10 x 4,7	10 x 8	10
38+ a 44	12 x 4,7	12 x 8	10
44+ a 50	14 x 5,2	14 x 9	14
50+ a 58	16 x 5,7	16 x 10	14
58+ a 65	18 x 6,6	18 x 11	18
65+ a 75	20 x 7,1	20 x 12	18
75+ a 85	22 x 8,6	22 x 14	22
85+ a 95	25 x 8,6	25 x 14	22
95+ a 110	28 x 8,6	28 x 16	22
110+ a 130	32 x 10,6	32 x 18	30
130+ a 150	36 x 11,6	36 x 20	30
150+ a 170	40 x 12,6	40 x 22	30
170+ a 200	45 x 14,6	45 x 25	30
200+ a 230	50 x 16,6	50 x 28	30

Figura 34. Dimensiones recomendadas por fabricante para la cuña [15].

Dado a que en la cuña se generan esfuerzos de cizalladura y aplastamiento, se calcularon basándose en las siguientes ecuaciones [13]:

$$F = \frac{T}{r} \quad \text{Ecuación 58}$$

Esfuerzo generado por el cortante.

$$\tau = \frac{F}{A_{\text{cortante}}} \quad \text{Ecuación 59}$$

Esfuerzo generado por el aplastamiento

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{F_m + F_a}{A_{\text{contacto}}} \quad \text{Ecuación 60}$$

Donde τ es el esfuerzo cortante, F es la fuerza generada por el par torsor (dado que el par torsor tiene componentes alternante y media, la fuerza también), ***A_{cortante}*** es el área formada por el ancho y la longitud de la cuña, ***σ_{max}*** es el esfuerzo por aplastamiento y ***A_{contacto}*** es el área comprendida entre la mitad del alto de la cuña y la longitud de la misma.

Por medio de la *ecuación 55*, donde T es el par torsor generado por la fuerzas de corte en el eje en voladizo, la *ecuación 56* y *ecuación 57* se obtuvo que la cuña soporta las condiciones de carga.

Para el cilindro hidráulico que se muestra en la *Figura 25* como el tramo BC, se seleccionó un cilindro **Parker serie RDH** [16] que trabaja a 3000 *psi*, con un diámetro de pistón de 2,5 *in* y una carrera de 14 *in*.

Para el *eslabón a* (*Figura 26*) se tiene el diagrama de cuerpo libre mostrado en la *Figura 35*.

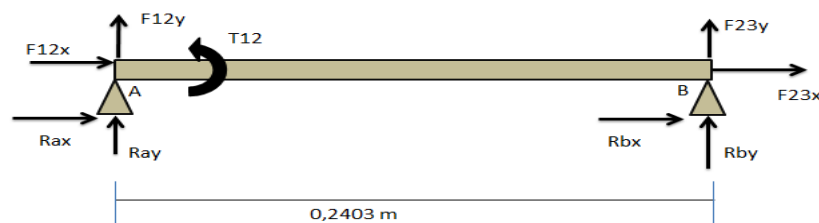


Figura 35. Diagrama de cuerpo libre del eslabón a

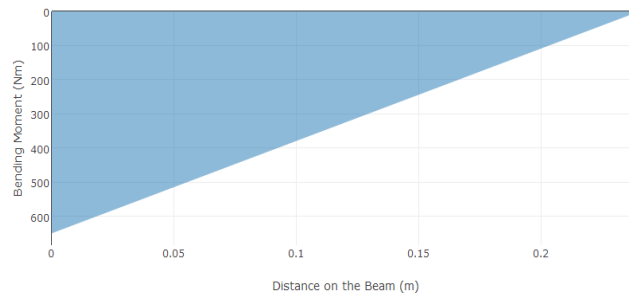


Figura 36. Diagrama de momento del eslabón a.

Partiendo de la Figura 36 se siguió el mismo procedimiento que en el eslabón b y se calcularon los esfuerzos. Para este caso los esfuerzos que se calcularon fueron el normal (ecuación 48) y el debido al momento flector (ecuación 46), obteniéndose $\sigma_{normal} = 0,66 \text{ MPa}$ y $\sigma = 40,25 \text{ MPa}$. En este eslabón no hay concentradores de esfuerzos.

Asumiendo el mismo Se que en el eslabón b, se procedió a calcular el factor de seguridad a fatiga con la ecuación 51, obteniéndose un valor de 1,6.

Para el eje de transmisión de par torsor (Figura 27), se evaluó el estado de carga al que es sometido (Figura 37).

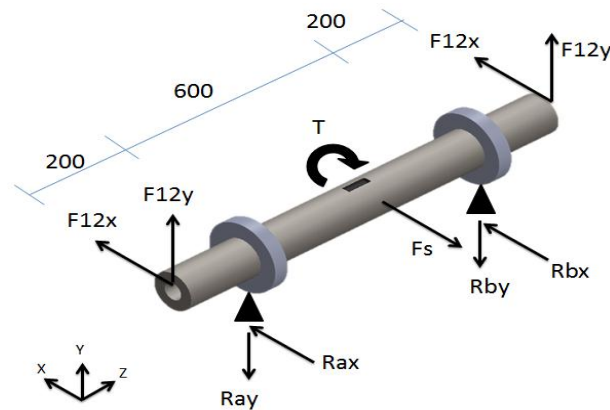


Figura 37. Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión de torque.

Se determinaron las reacciones que se generan en los soportes de los cojinetes (Rax , Ray , Rbx y Rby). Dado a que se cuenta con una polea para transmitir el par torsor que viene desde el motor eléctrico, se genera la fuerza Fs , que es la suma de las tensiones de la correa en la polea (Figura 38).

$$Fs = F1 + F2$$

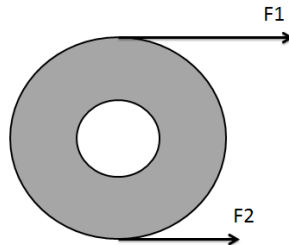


Figura 38. Fuerzas que se generan en la polea debidas a la tensión de la correa.

Con las fuerzas definidas, se procedió a determinar el momento máximo.

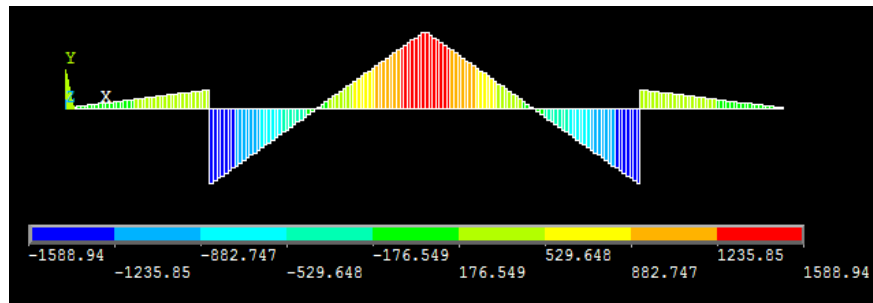


Figura 39. Momento generado por las fuerzas en el plano conformado por los vectores unitarios X y Z.

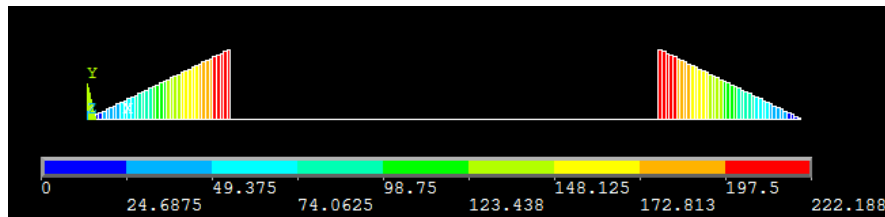


Figura 40. Momento generado por las fuerzas en el plano conformado por los vectores unitarios Y y Z.

Como se observa en la Figura 39 y la Figura 40, el momento máximo ocurre donde se sitúa la polea, por ende, se calculó el estado de esfuerzos en ese punto, sabiendo que en ese lugar debe ir un cuñero para transmitir el par torsor. Realizando el análisis a fatiga del eje se obtuvo un factor de seguridad de 1,8 para un tubo estructural hueco de diámetro exterior de 0,1 m y diámetro interior de 0,064 m.

Teniendo el diámetro del eje, se determinó la geometría del cuñero basado en la Figura 34, de igual manera se obtuvo la geometría de la cuña.

Por último partiendo de la Figura 23, la cual muestra el par torsor pico obtenido del análisis cinético, y conociendo la velocidad a la que debe girar el eje de transmisión de torque, se seleccionó el motor, el reductor de velocidad y el par de

poleas.

Para seleccionar el motor se calculó la potencia generada por el par torsor pico (T) y la velocidad (ω) en el instante en que este se produce.

$$P = T * \omega \quad \text{Ecuación 61}$$

Con la potencia (P) y la velocidad en RPM se seleccionó un motor **W22-IE3** de VIII polos a 50 Hz [17] que brinda una potencia de 1,5 HP a 705 RPM . Dado a que la velocidad es muy grande a la requerida, que es 10 RPM , se debió utilizar un reductor.

Al seleccionar el reductor se debió contar con los valores de potencia entregada por el motor (1,5 HP), la velocidad de entrada (705 RPM) y el par torsor de salida (1169,7 $N - m$). Con los valores solicitados se seleccionó de la *referencia 18* un reductor **MARS-17** al cual le puede ingresar 3 HP de potencia, tiene una reducción de 70 y puede entregar hasta 1700 $N - m$ de par torsor.

En la selección de las poleas solo se necesitó la potencia y la velocidad de giro del eje, dado a que las poleas no iban a reducir o incrementar la velocidad, se seleccionó un par de poleas de igual tamaño basado en el método de selección mostrado en la *referencia 18*. Las poleas dentadas que se seleccionaron fueron de marca **Intermec 22XXH** para una correa de 2 in de ancho de referencia **700XXH**.

3.5.2. Alternativa 2:

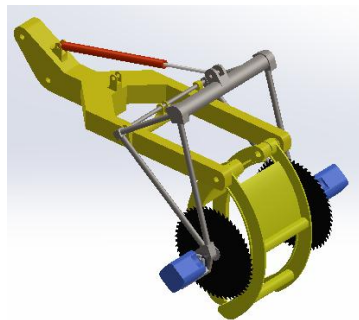


Figura 41. Alternativa 2 de mecanismo de corte.

La alternativa 2 se diseñó con un mecanismo de 4 barras accionado por un actuador lineal (cilindro hidráulico). El mecanismo pivota en el punto C mostrado en la *Figura 43*, haciendo que el disco de corte siga la trayectoria mostrada en la *Figura 42c*.

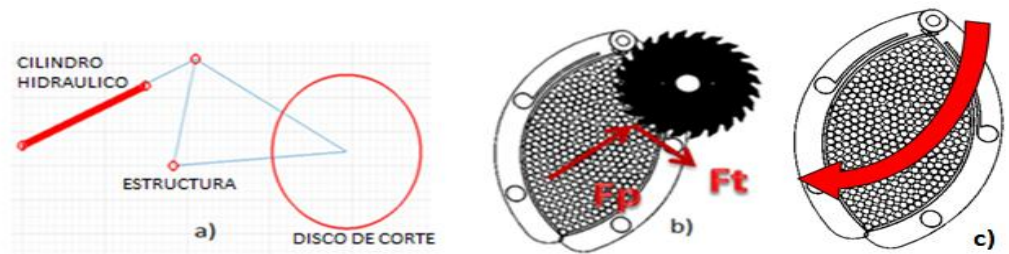


Figura 42. a). Alternativa 2 de mecanismo de corte realizado en MatLab. b). Orientación de las fuerzas de corte normal (F_p) y tangencial (F_t) en la alternativa 2. c). Trayectoria que sigue el disco en el corte.

De igual manera que para la alternativa 1, se realizó el análisis de posición, velocidad y aceleración. También partiendo de las longitudes se dibujó el mecanismo en MatLab para calcular lo anteriormente mencionado.

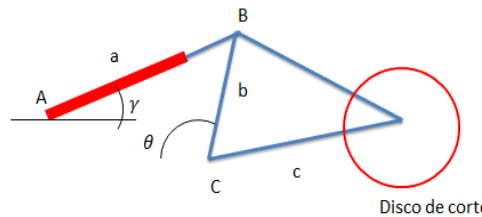


Figura 43. Eslabones del mecanismo de la alternativa 2.

Como punto de inicio para el análisis de posición se tomó por separado el eslabón que porta el disco de corte, dividiéndolo en b y c, como se muestra en la Figura 43, para simplificar el problema.

Se comenzó sabiendo que el eslabón b debe girar desde $\theta = 73^\circ$ hasta $\theta = 162^\circ$ en sentido horario (el sentido es basado en el dibujo).

La posición de cualquier punto en el eslabón b, se calculó de la siguiente manera.

Componente x.

$$\text{Posición de } B_x = b(\cos\theta) \quad \text{Ecuación 62}$$

Componente y.

$$\text{Posición de } B_y = b(\sin\theta) \quad \text{Ecuación 63}$$

Conociendo la posición del punto B en cada instante, se determinó la longitud del cilindro, teniendo que la longitud mínima (cilindro retraído) es de 0,88116 metros y el ángulo gamma (γ) varía desde $42,7962^\circ$, hasta $10,7962^\circ$.

Componente x

$$\text{longitud del vastago en } x = \text{Posición de } B_x - 0,88116(\cos(\gamma)) \quad \text{Ecuación 64}$$

Componente y

$$\text{longitud del vastago en } y = \text{Posición de } B_y - 0,88116(\sin(\gamma)) \quad \text{Ecuación 65}$$

Con las posiciones definidas, se procedió a realizar el análisis de velocidad. Al igual que para la alternativa 1, el proceso de corte se dividió en tres, pero en este las etapas fueron de igual duración. Partiendo de la ecuación 22 y ecuación 23, se calculó la velocidad angular con la cual debe girar el *eslabón b* (w_2) y la aceleración (α_2).

Para este caso en la etapa de arranque se parte desde un desplazamiento inicial de $\theta = 73^\circ$ y se debe llegar a $\theta = 162^\circ$ como desplazamiento final.

Con w_2 se obtuvo la velocidad de B (VB) en cada instante de giro.

Velocidad en x.

$$VB_x = b w_2 \sin\theta \quad \text{Ecuación 66}$$

Velocidad en y.

$$VB_y = b w_2 \cos\theta \quad \text{Ecuación 67}$$

Como el cilindro y el eslabón b están conectados en el punto B, y debido al movimiento, la velocidad de ambos es igual.

$$V_{\text{cilindro}_x} = VB_x \quad \text{Ecuación 68}$$

$$V_{\text{cilindro}_y} = VB_y \quad \text{Ecuación 69}$$

Para las aceleraciones, se partió de valor de aceleración angular del *eslabón b* (α_2) obtenido con anterioridad, teniéndose:

Aceleración de b (Ab_x) en su componente x.

$$b\alpha_2 \sin\theta - bw_2^2 \cos\theta = Ab_x \quad \text{Ecuación 70}$$

Aceleración de b (Ab_y) en su componente y.

$$b\alpha_2\cos\theta - bw_2^2\sin\theta = Ab_y \quad \text{Ecuación 71}$$

La aceleración de alargamiento del cilindro es la misma aceleración de B.

De igual manera que para el mecanismo anterior, para obtener las fuerzas dinámicas en el mecanismo, se realizó también el análisis cinemático de los centros de gravedad de cada eslabón junto con el motor, al igual que se determinaron los valores de masa y momentos de inercia. La masa se calculó de igual manera que para el caso anterior, con la *ecuación 38*, tomando como referencia un acero estructural ASTM A36.

Considerando el eslabón b y c como cilindros huecos con diámetro exterior de $42,2\text{ mm}$ y diámetro interior de $36,2\text{ mm}$ (diámetros obtenidos de un catálogo de fabricante de tubo estructural [12]), el momento de inercia (I_x) se calculó basado en la ecuación mostrada en la *Figura 19*.

Con el análisis cinemático completo se procedió a calcular las fuerzas dinámicas en las juntas, partiendo de los diagramas de cuerpo libre de cada eslabón y teniendo en cuenta que el disco usado en esta alternativa es de 700 mm y que la posición del ángulo θ en la cual comienza el corte es $\theta = 93^\circ$.

Para el eslabón b y c:

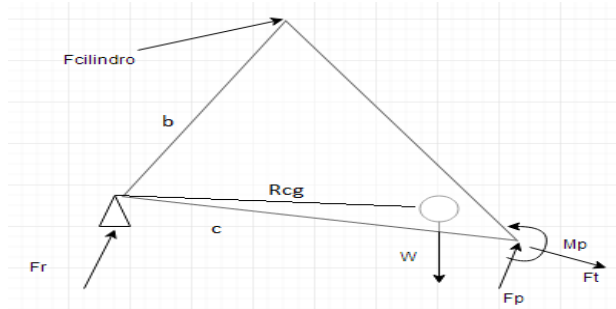


Figura 44. Diagrama de cuerpo libre del eslabón b y c.

Se realizó la sumatoria de fuerzas con respecto al pivote (donde se sitúa la fuerza Fr).

$$F_{cilindrox} + Fr_x + F_{px} + F_{tx} = m acg_x \quad \text{Ecuación 72}$$

$$F_{cilindroy} + F_{py} + F_{ry} - F_{ty} = m acg_y + W \quad \text{Ecuación 73}$$

$$-F_{cilindroxby} + bx F_{cilindroy} + cx(F_{py} + F_{ty}) + cy(F_{px} - F_{tx}) - WRcgx + Mp = I_x \alpha_2$$

Ecuación 74

Donde acg_x es la aceleración del centro de gravedad del eslabón en su componente x, acg_y es la aceleración del centro de gravedad del eslabón en su componente y, $F_{cilindro}$ es la fuerza necesaria en el cilindro para generar el movimiento, I_x es el momento de masa, Fr es la fuerza de reacción que se genera, F_p es la fuerza normal de corte, F_t es la fuerza tangencial de corte y M_p es el momento de corte.

La fuerza necesaria en el cilindro para generar el movimiento es el doble que la que se muestra en la *Figura 45*, dado a que el corte se produce en dos lados.

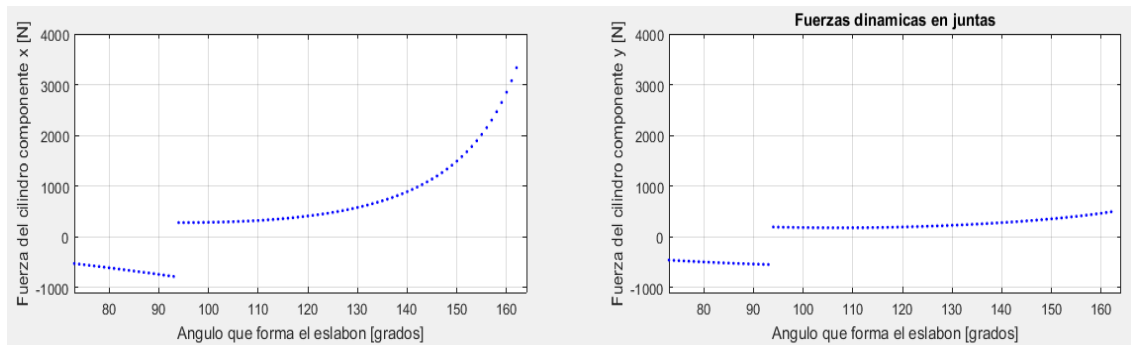


Figura 45 Izquierda) Fuerza del cilindro en su componente x. Derecha) Fuerza del cilindro en su componente y.

De igual manera que para la alternativa, se diseñó la estructura de esta alternativa, basándose en los criterios de selección expuestos en la metodología.

Se tiene la estructura mostrada en la *Figura 46*.

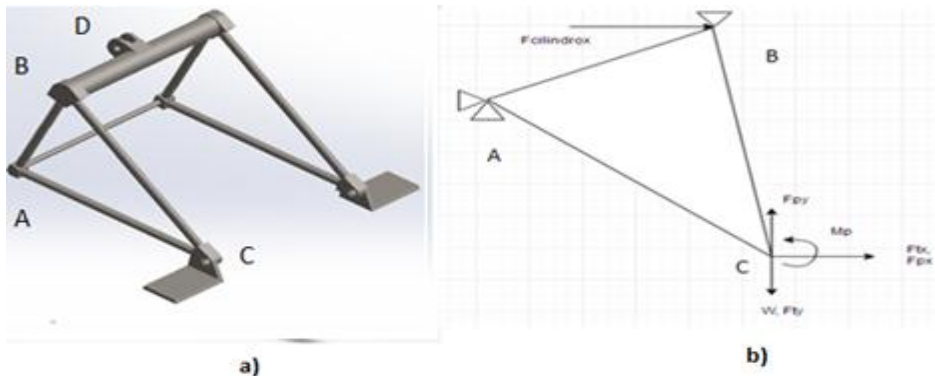


Figura 46. a) Estructura de 3 barras de la alternativa de corte 2, b) diagrama de cuerpo libre de la estructura en la posición donde se presentan las cargas máximas.

Como la estructura se une mediante soldadura, se hizo necesario diseñarlas en las uniones más críticas y verificar que resistan las cargas aplicadas. Para lo anterior se procedió a analizar la estructura por medio de elementos finitos (se utilizó la herramienta ANSYS), donde se encontró el diagrama de cortante y momento de la misma.

Del análisis de fuerza dinámica, se encontró que las cargas máximas se generaron cuando θ llega a su valor máximo, como se muestra en la *Figura 46b*. Para realizar el análisis, se debió restringir el modelo de tal modo que en A, no se pueda desplazar en x ni en y , pero si pueda rotar en z , y en B, donde se aplica la fuerza del cilindro, se restringió en la dirección de la fuerza del cilindro en y . En el análisis de elementos finitos de la estructura, se realizó refinamiento de malla hasta que los valores de los elementos de la división no difirieron en más de 10% entre una simulación y otra.

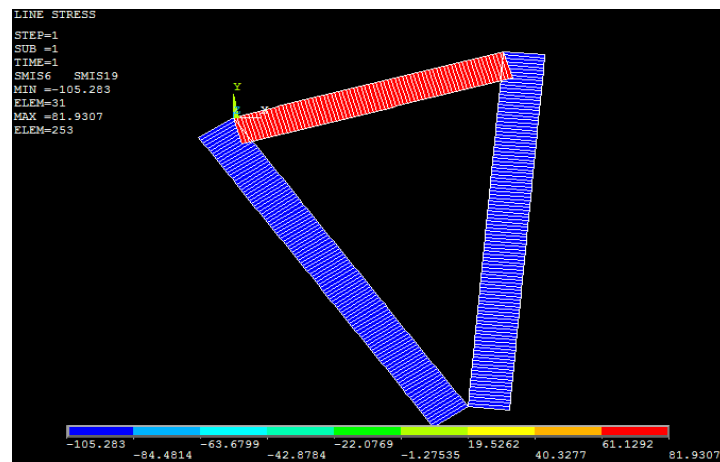


Figura 47. Diagrama de cortante de la estructura de la alternativa 2.

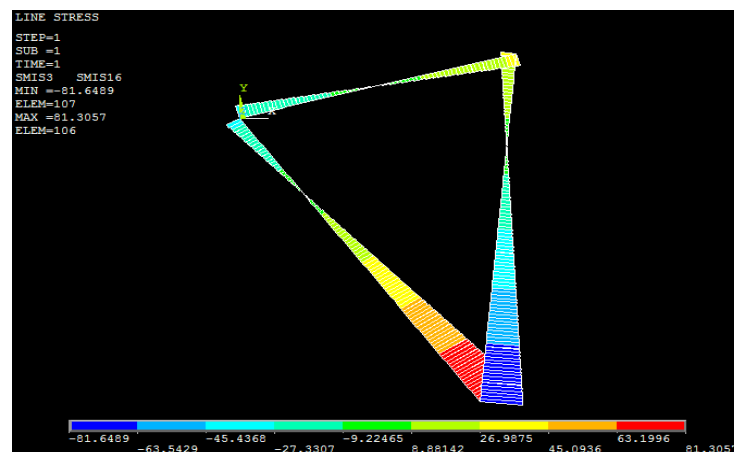


Figura 48. Diagrama de momento de la estructura de la alternativa 2.

Los resultados arrojaron valores críticos en el punto B (elemento 158 y 215) y C (elemento 106 y 107), que se evidencian según los colores en la *Figura 47* y *Figura 48*. Con los valores críticos del cortante y momento se pasó a verificar que la estructura resista las cargas en fatiga y luego diseñar la soldadura en las uniones donde estas serán aplicadas.

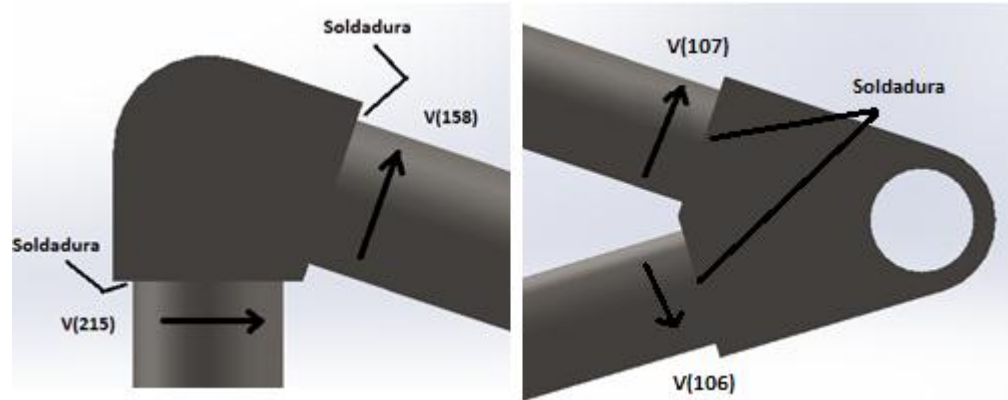


Figura 49. Cortantes en las uniones del punto B y C.

Se calculó el estado de esfuerzos de la estructura en las secciones transversales de los cilindros huecos [13].

$$\tau_{max} = \frac{4V}{3A} \left(\frac{R_o^2 + R_o R_i + R_i^2}{R_o^2 + R_i^2} \right) \quad \text{Ecuación 75}$$

$$\sigma = \frac{My}{I} \quad \text{Ecuación 76}$$

Donde τ_{max} es el esfuerzo cortante máximo, V es el valor obtenido de la cortante, A es el área de la sección transversal ($\pi(R_o^2 - R_i^2)$), R_o es el radio exterior, R_i es el radio interior, σ es el esfuerzo flector, M es el momento en el punto de interés, I es la inercia de una sección circular, y y es R_o .

Como se muestra en la *Figura 31a*, el esfuerzo máximo debido a la cortante se da en la parte media del área transversal del cilindro y en la *Figura 31b*, se muestra que para la parte media del área transversal el esfuerzo flector es cero. Por lo anterior se analiza cada esfuerzo hallado por separado, obteniéndose los siguientes resultados para los elementos donde se encontraron los valores críticos:

$$\tau_{max}(158) = \tau_{max}(215) = \tau_{max}(107) = 1,11 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\max}(106) = 1,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma(106) = \sigma(107) = 73,8 \text{ MPa}$$

Realizando el análisis a fatiga con los esfuerzos calculados, se obtuvo un factor de seguridad de 2,1 (ecuación 63) en el caso más crítico (*elemento 106*), para un tubo estructural hueco de 32,9 mm de diámetro exterior y 29,9 mm de diámetro interior [12].

Suponiendo soldadura a tope con un material de aporte E70 ($S_y = 395 \text{ MPa}$) [14], con un tamaño de soldadura o garganta (h) de 5 mm, con un cordón que abarca todo el perímetro de la circunferencia, se calculó el esfuerzo que debe soportar la soldadura en el punto C, donde la cortante y el momento son mayores. Obteniéndose un valor para el cortante primario (τ') de 0,3 MPa (ecuación 53), y de 13,6 MPa para el cortante secundario (τ'') (ecuación 54).

Siguiendo el mismo procedimiento que para la *alternativa 1*, con los esfuerzos generados en la soldadura se realizó un análisis a fatiga de la misma, donde se obtuvo un factor de seguridad igual a 2,6.

Para la barra transversal señalada por B y D en la *Figura 46a*, se realizó el mismo análisis, teniendo que en el punto D actúa la fuerza del cilindro la cual es el doble de la mostrada en la *Figura 45*.

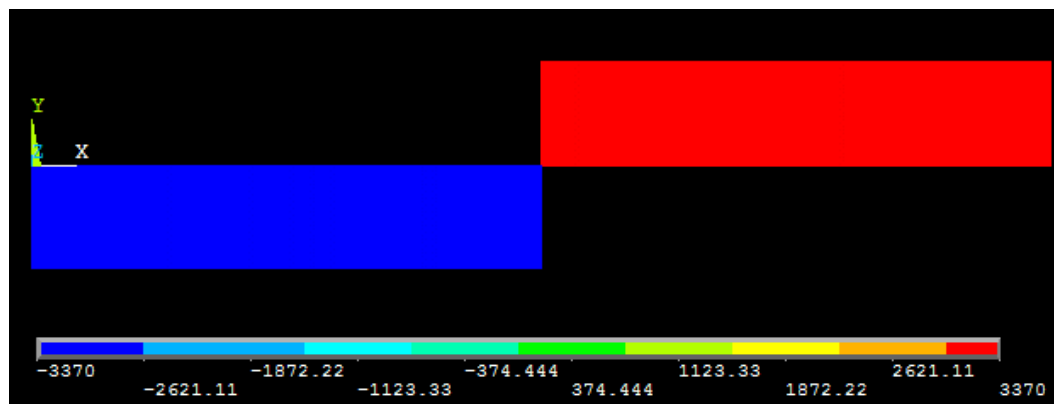


Figura 50. Diagrama de cortante de la barra transversal BD de la alternativa 2

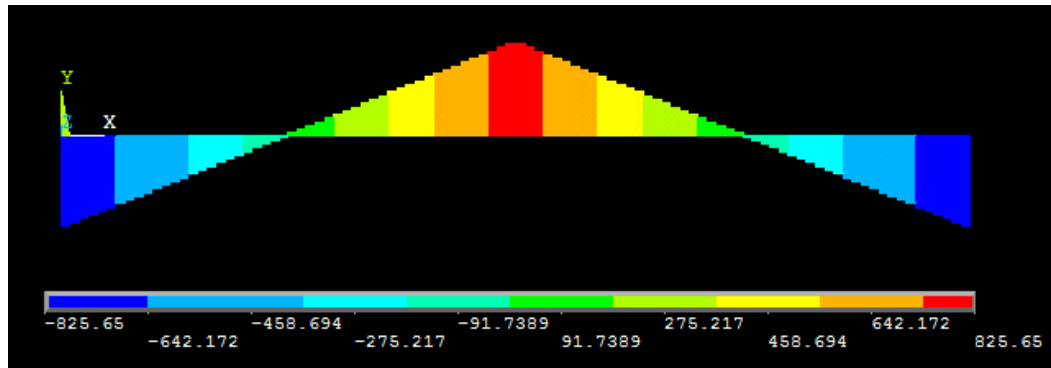


Figura 51. Diagrama de momento de la barra transversal BD de la alternativa 2.

Basado en los resultados de momento que se muestran en la *Figura 51*, se introdujo el valor del momento máximo obtenido en la *ecuación 46*, para obtener el esfuerzo flector y luego el factor de seguridad a fatiga (*ecuación 51*), el cual permitió concluir que la barra transversal con un diámetro exterior de 72,4 mm e interior de 66,4 mm [12], resiste el estado de esfuerzos.

Analizando la soldadura en la zona donde se supuso empotrada (*punto B*), los puntos críticos debidos al estado de carga fueron el punto *E* y punto *F*, como se muestra en la *Figura 52*.

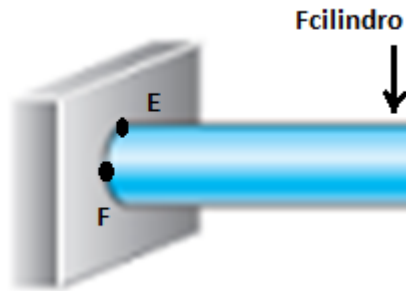


Figura 52. Puntos críticos de la soldadura en el empotramiento.

Para el punto *E*, la soldadura debe soportar el esfuerzo debido al momento flector, por lo cual se utilizó la *ecuación 54* y se determinó la magnitud del esfuerzo cortante. Para el punto *F*, en la soldadura se genera esfuerzo cortante debido a la fuerza cortante (*ecuación 53*) y al momento (*ecuación 54*), hallando ambos esfuerzos cortantes, se determinó la magnitud con la *ecuación 74*.

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} \quad \text{Ecuación 77}$$

Se encontró el factor de seguridad a fatiga, de 1,6 para el punto *E*, que es el punto

Para seleccionar el cilindro se debió obtener la fuerza longitudinal y transversal del mismo.

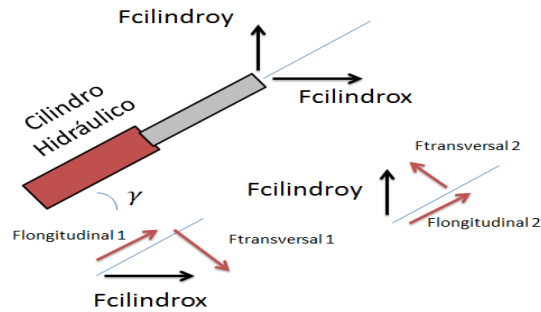


Figura 53. Proyección de las fuerzas del cilindro a sus componentes transversal y longitudinal.

Con las fuerzas obtenidas del analisis cinetico (*Figura 45*) multiplicadas por 2, y conociendo del mismo el angulo γ que forma el cilindro, partiendo del metodo de selecci3n expuesto en la [20], se determinaron las caracteristicas tecnicas que debe cumplir el cilindro hidraulico. Se seleccion3 un cilindro hidraulico **Parker serie RDH** [16] que trabaja a 500 *psi* de presi3n, con un diametro de piston de 2 *in* y una carrera de 31 *in*.

3.5.3. Alternativa 3:

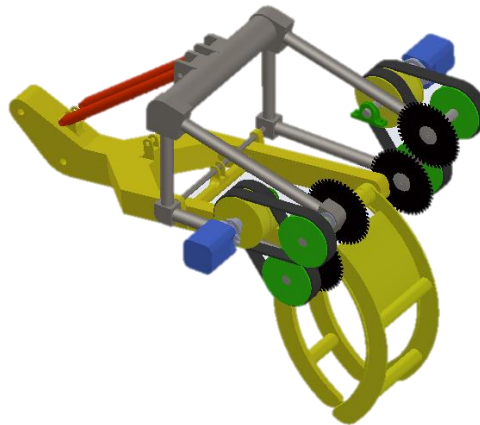


Figura 54. Alternativa de mecanismo de corte 3.

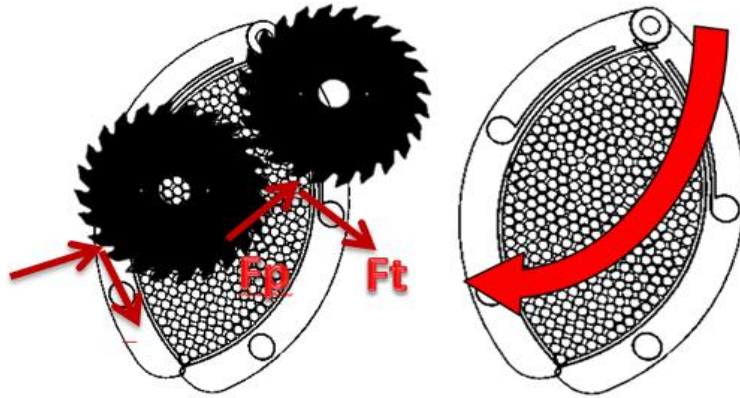


Figura 55 a). Orientación de las fuerzas de corte normal (F_p) y tangencial (F_t). Figura 54 b). Trayectoria que siguen los discos en el corte.

La alternativa 3 es muy similar a la 2, variando simplemente en que posee dos discos de corte de menor diámetro (400 mm), por lo que son dos fuerzas de corte que actúan. En cuanto a la cinemática, la solución es similar, mientras que para el análisis dinámico de fuerzas los resultados cambian.

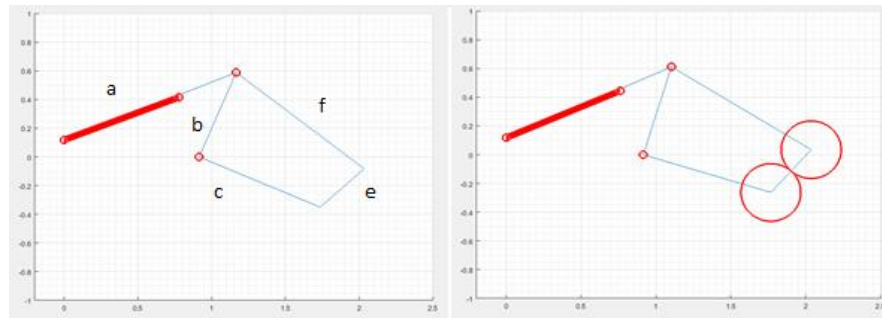


Figura 56. Alternativa de mecanismo de corte 3 realizado en MatLab

Para obtener las fuerzas dinámicas en el mecanismo, se siguió el mismo procedimiento que para los casos anteriores, calculando los valores cinemáticos de los centros de gravedad de cada eslabón junto con el motor, al igual que se determinaron los valores de masa y momentos de masa. Se tomó como referencia un acero estructural ASTM A36.

Considerando los tubos estructurales huecos de diámetro exterior de 72,2 mm y diámetro interior de 64,4 mm [12], el momento de inercia (I_x) se calculó basado en la ecuación mostrada en la Figura 19.

Con el análisis cinemático completo se procedió a calcular las fuerzas dinámicas en las juntas, teniendo en cuenta que el corte comienza cuando $\theta = 93^\circ$.

Para el eslabón b, c, e y f:

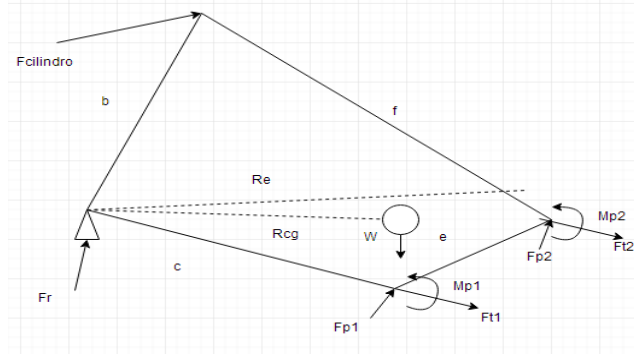


Figura 57. Diagrama de cuerpo libre del eslabón b, c, e y f.

Se realizó la sumatoria de fuerzas con respecto al pivote (punto donde se sitúa Fr), como se muestra en la Figura 57.

$$F_{cilindrox} + Fr_x + F_{p1x} + F_{p2x} + F_{t1x} + F_{t2x} = m \cdot a_{cg_x} \quad \text{Ecuación 78}$$

$$F_{cilindroy} + F_{p1y} + F_{p2y} + Fr_y + F_{t1y} - F_{t2y} = m \cdot a_{cg_y} + W \quad \text{Ecuación 79}$$

$$-F_{cilindrox}b_y + b_x F_{cilindroy} + c_x(F_{p1y} - F_{t1y}) + c_y(F_{p1x} + F_{t1x}) + R_{ex}(F_{p2y} - F_{t2y}) + R_{ey}(F_{p2x} + F_{t2x}) - WR_{cgx} + Mp1 + Mp2 = I_x \alpha_2 \quad \text{Ecuación 80}$$

Donde a_{cg_x} es la aceleración del centro de gravedad del eslabón en su componente x, $F_{cilindro}$ es la fuerza necesaria en el cilindro para generar el movimiento, I_x es el momento de inercia, Fr es la fuerza de reacción que se genera, F_{p1} y F_{p2} son las fuerzas normales de corte, F_{t1} y F_{t2} son las fuerzas tangenciales de corte, $Mp1$ y $Mp2$ son los momentos de corte generados por las fuerzas tangenciales y discos de 400 mm, Re es la distancia del pivote al segundo disco de corte y R_{cg} es la distancia del pivote al centro de gravedad.

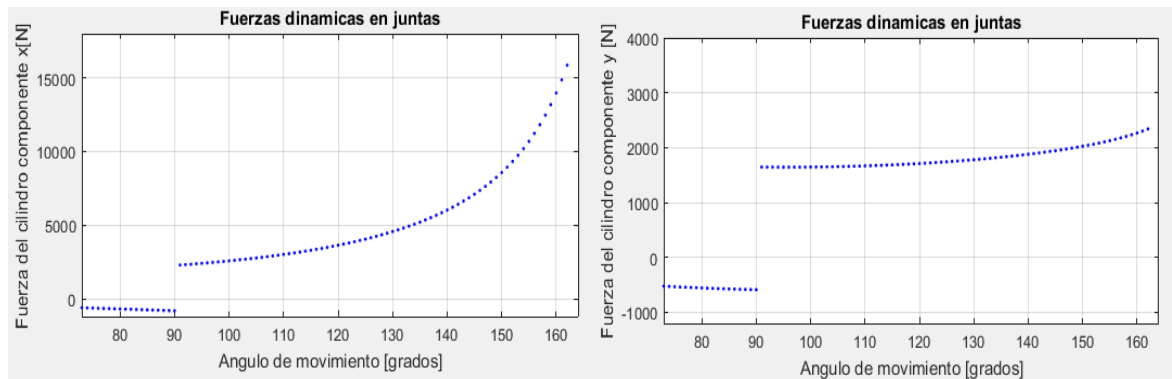


Figura 58. Izquierda) Fuerza del cilindro en su componente x. Derecha) Fuerza del cilindro en su componente y.

Para la alternativa de corte 3, se diseñó la estructura basado en el diagrama de cuerpo libre (Figura 59) donde se muestra como actúan las cargas en la posición donde estas son máximas.

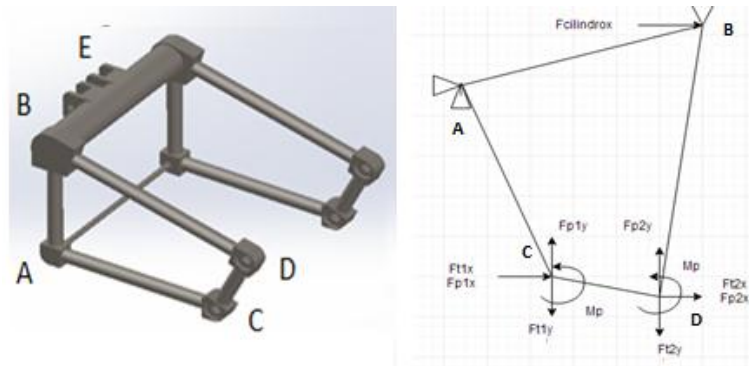


Figura 59. Estructura de 4 barras de la alternativa de corte 3 y diagrama de cuerpo libre de la estructura en la posición donde se presentan las cargas máximas.

Siguiendo el mismo procedimiento anterior, se obtuvieron los siguientes diagramas de cortante y momento.



Figura 60. Diagrama de cortante de la estructura de la alternativa 3.

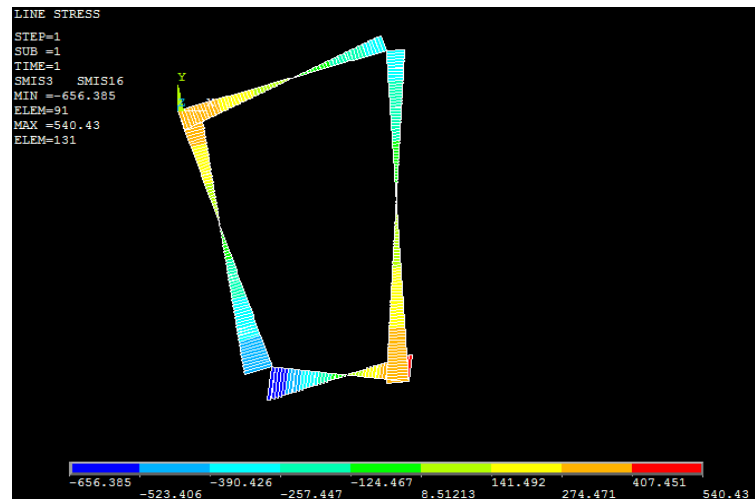


Figura 61. Diagrama de momento de la estructura de la alternativa 3

Los resultados arrojaron valores críticos en el punto C (elemento 83 y 91) y D (elemento 131 y 132), que se evidencian según los colores en la *Figura 60* y *Figura 61*. Con los valores críticos del cortante y momento se pasó a verificar que la estructura resista las cargas y luego diseñar la soldadura en las uniones donde estas serán aplicadas.

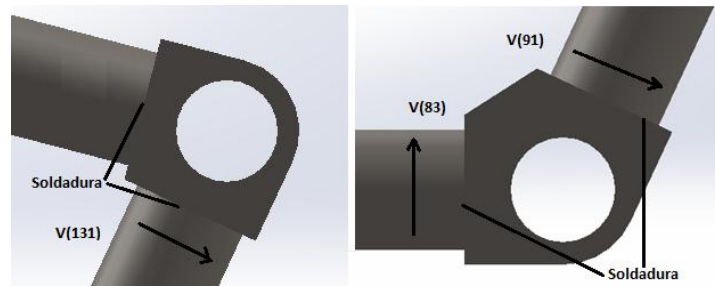


Figura 62. Cortantes en las uniones del punto C y D.

Con la ecuación 45 y ecuación 46, se determinó el esfuerzo cortante y flector, respectivamente, para el elemento 91, que es donde se presentan las cargas máximas, obteniéndose lo siguiente:

$$\tau_{\max(91)} = 13,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma(91) = 86,72 \text{ MPa}$$

Con los esfuerzos calculados se pasó a determinar el factor de seguridad a fatiga, en donde se obtuvo un valor de 1,6.

Para la soldadura el único cambio con respecto al análisis de la estructura anterior radica en el resultado de los cortantes primario y secundario que para este caso fueron $2,72 \text{ MPa}$ y $16,12 \text{ MPa}$ respectivamente. Se introdujeron los valores a la ecuación 74 para obtener la magnitud del esfuerzo y por último con la ecuación 51 se obtuvo un factor de seguridad a fatiga igual 2 en la soldadura

Para la barra transversal de esta estructura se siguió el mismo procedimiento anterior, diferenciándose solo en la magnitud de la carga que se aplica.

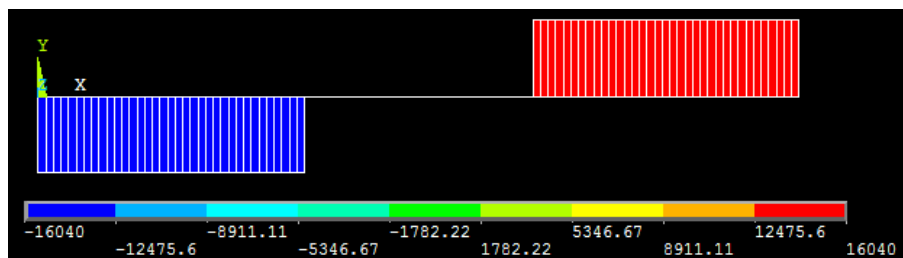


Figura 63. Diagrama de cortante de la barra transversal BE de la alternativa 3.

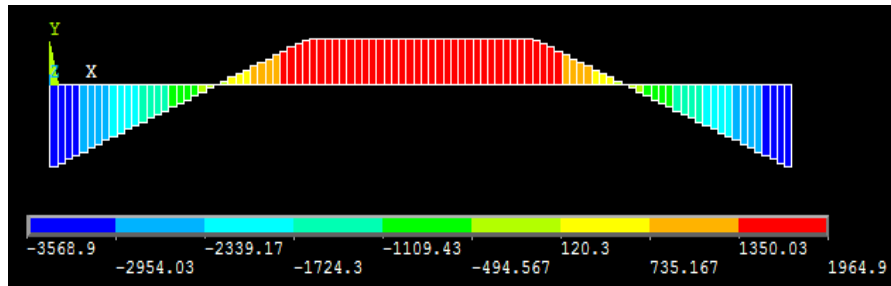


Figura 64. Diagrama de momento de la barra transversal BE de la alternativa 3.

Siguiendo el mismo análisis anterior de considerar la barra doblemente empotrada, se calcularon los esfuerzos y el factor de seguridad a fatiga, derivando en que se necesita un tubo estructural de diámetro exterior de $139,7 \text{ mm}$ e interior de $132,9 \text{ mm}$ [12] para un factor de seguridad igual 1,8.

Analizándose la soldadura de la barra se tienen los mismos puntos críticos que los mostrados en la Figura 52, por lo tanto se siguió el mismo procedimiento obteniéndose un factor de seguridad de 1,8 para una garganta de soldadura de 10 mm de material de aporte E70xx

Como para esta alternativa se necesitan 2 cilindros, se utilizan los resultados mostrados en la Figura 58, y se proyectan las fuerzas como se muestra en la Figura 53. Siguiendo el procedimiento de la referencia 16, se seleccionaron cilindros que tengan una presión nominal de 1000 psi , con un diámetro de pistón de $2,5 \text{ in}$ y una carrera de 31 in . Las poleas que se muestran en la Figura 54 se utilizan para transmitir el torque generado por el motor al disco de corte, seleccionándose poleas dentadas con referencia **30XXH**.

4. Selección de alternativa

Conociendo las alternativas de corte propuestas, se pasó a elegir la opción que más se adapte a los criterios de selección como el peso, volumen, potencia, fuerzas dinámicas, costos y tiempo de operación. Siguiendo el método expuesto en la *referencia 3*, se obtiene la *Tabla 6*

Tabla 6. Criterios de selección de alternativa.

#	Criterio	Ponderación
1	Peso	5
2	Volumen	4
3	Potencia	5
4	Fuerzas dinámicas	4
5	Costos	5
6	Tiempo de corte	5

Para el peso, se contó con la herramienta Solidworks, que ofrece el cálculo de las propiedades físicas del modelo en el cual se está trabajando una vez se hayan definido los materiales de cada uno. Sabiendo que el valor mostrado por la herramienta gráfica es una aproximación de la realidad, se obtuvieron los resultados que se muestran en la *Tabla 7*. Para este criterio se debe tener en cuenta la información consignada en el título ***Alce de caña***, en el cual se dice que el mecanismo de la alzadora levanta 1720 Kg y la tenaza puede levantar 1000 Kg, por lo cual, suponiendo que la alzadora levante los 1000 Kg de caña de azúcar, el mecanismo de corte no debe sobrepasar los 720 Kg.

Tabla 7. Peso aproximado de las diferentes alternativas

Alternativa	Peso (Kg)
Alternativa 1	525,6
Alternativa 2	140
Alternativa 3	667

Para el volumen también se contó con la herramienta de Solidworks mencionada anteriormente, en la cual se suma el volumen de cada uno de los elementos del modelo, mostrando un valor total aproximado. Los valores obtenidos se muestran en la *Tabla 8*.

Tabla 8. Volumen aproximado de las diferentes alternativas

Alternativa	Volumen (m ³)
Alternativa 1	0,0973
Alternativa 2	0,0319
Alternativa 3	0,1130

Para la potencia no se tuvo en cuenta la potencia generada por el corte, sino, la potencia necesaria para mover el mecanismo. En este ítem, para la alternativa 1, se tuvo en cuenta la potencia utilizada en el motor eléctrico que genera el movimiento de rotación del mecanismo y la potencia necesaria para mover el cilindro hidráulico que es el encargado de acercar el disco de corte a los tallos de caña.

En la alternativa 2, dado a que el movimiento del mecanismo solo depende del cilindro hidráulico, solo se tomó esta potencia como referencia. Mientras que para la alternativa 3, se debió tener en cuenta la potencia de los dos cilindros hidráulicos encargados del movimiento de la estructura. Teniendo claro lo anterior, se obtuvo la *Tabla 9*, en la cual se muestran los valores hallados.

Tabla 9. Potencia necesaria en el movimiento de las diferentes alternativas

Alternativa	Potencia (HP)
Alternativa 1	2
Alternativa 2	1
Alternativa 3	2,2

En la selección por fuerzas dinámicas, se tuvo en cuenta los resultados obtenidos en el análisis cinemático para las diferentes alternativas (*Figura 22*, *Figura 45* y *Figura 58*) con lo cual se obtuvo la *Tabla 10*.

Tabla 10. Fuerzas dinámicas obtenidas para las diferentes alternativas

Alternativa	Fuerza (N)
Alternativa 1	2550
Alternativa 2	6739
Alternativa 3	16038

Como anteúltimo criterio de selección, se tiene un análisis de costos, en el cual se exponen los precios en el mercado de los elementos más importantes de cada alternativa (valores en miles de pesos).

Tabla 11. Costo de la alternativa 1.

Elemento	Cantidad	Precio
Motor Eléctrico	1	600
Reductor	1	400
Poleas	2	300
Tubo cilíndrico acero estructural	1	420
Cilindros hidráulicos	2	600
	Total	2320

Tabla 12. Costo de la alternativa 2.

Elemento	Cantidad	Precio
Cilindro hidráulico	1	360
Tubo cilíndrico Acero estructural	1	340
Total		700

Tabla 13. Costo alternativa 3.

Elemento	Cantidad	Precio
Poleas	6	900
Tubo cilíndrico acero estructural	1	510
Cilindros hidráulicos	2	720
Total		2130

Como último ítem se tiene el tiempo de operación, donde se evalúa el desempeño del mecanismo en cuanto a la duración del mismo en el trabajo. En esta parte se debe tener en cuenta que la alzadora como tal realiza ciclos de carga de caña entre 55 y 65 ton/hora [21], por lo cual suponiendo que la alzadora levante lo estipulado por el fabricante (1 tonelada) [Anexo 1], se tiene que cada ciclo de cargue durará aproximadamente entre 55 y 65 segundos. Con la información anterior y la mostrada en la *Tabla 5*, se obtuvieron los siguientes datos:

Tabla 14. Tiempos de operación de las diferentes alternativas

Alternativa	Tiempo de operación mecanismo de corte (segundos)	Tiempo trabajo conjunto (alzadora + mecanismo) (segundos)
Alternativa 1	8	63~73
Alternativa 2	6	61~71
Alternativa 3	6	61~71

Con los diferentes criterios de selección explicados, se escogió la alternativa que mejor se adapte a estos.

Para la selección de la alternativa de corte se implementó el método de análisis multicriterio [3]. Asignándole puntajes a los diferentes criterios, se obtiene la siguiente gráfica.

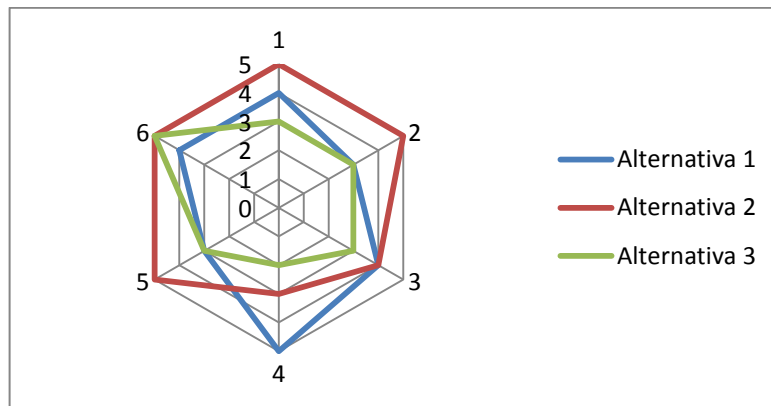


Figura 65. Puntaje asignado a las diferentes alternativas de corte.

Basado en la *Figura 65* se resolvió la *ecuación 1*, consiguiéndose los siguientes resultados:

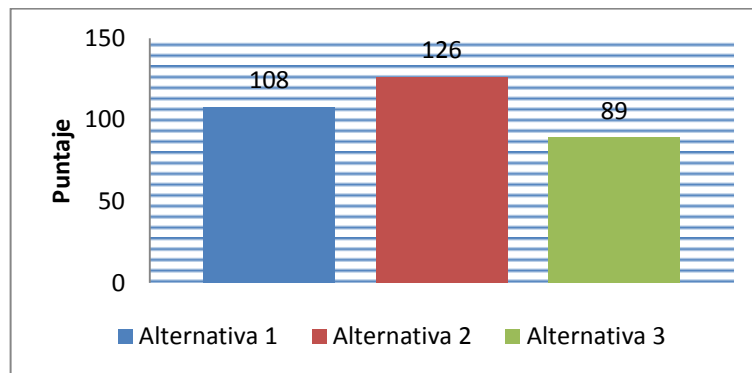


Figura 66. Puntaje final de cada alternativa de mecanismo de corte

En la *Figura 66* se encuentran los resultados finales del análisis multicriterio, de donde se puede concluir que la alternativa que mejor cumple con los criterios de selección propuestos es la **alternativa 2**. Escogiéndose esta como posible solución.

5. Diseño de elementos mecánicos de la alternativa seleccionada

Partiendo del resultado obtenido en la sección **4 Selección de alternativa**, se procedió a detallar la alternativa seleccionada.

5.1. Diseño de eje para disco de corte

Dado a que la configuración seleccionada maneja el disco de corte unido mediante un eje al motor, como se muestra en la *Figura 67*, se diseñó un eje basado en las cargas de fuerza normal (F_p), fuerza tangencial (F_t) y momento generado por la fuerza de corte (M_p), cuando se utiliza un disco de 700 mm (*Tabla 5*) ya que este es el usado para la alternativa 2.

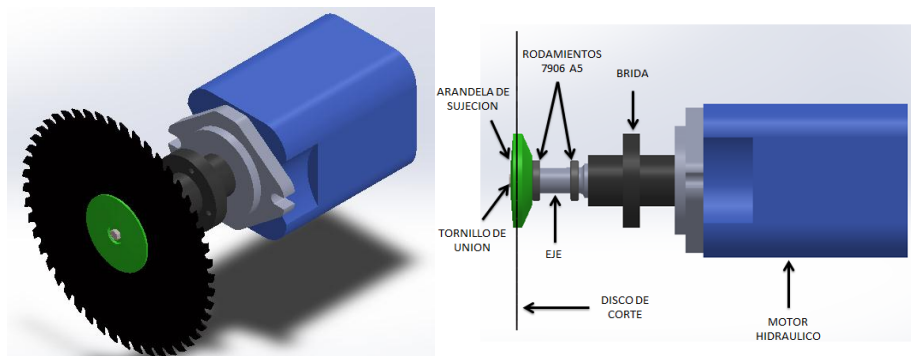


Figura 67. Configuración de cómo se va a unir el disco, el eje, el motor y los rodamientos usados como apoyos

Antes de entrar en detalle en el diseño del eje, se seleccionó el motor para el proceso de corte basado en el par torsor promedio, en el par torsor pico o de diseño y en la revolución de trabajo (valores obtenidos de la *ecuación 6*, *ecuación 10* y la *Tabla 4*), teniendo el motor *Bosch A10VM 45* [22] el cual tiene una velocidad máxima de 4600 rpm (velocidad con condiciones de trabajo máximas), una velocidad mínima de 250 RPM a condiciones mínimas de servicio y puede alcanzar un torque máximo de 200 Nm cuando la presión de trabajo es máxima (*Anexo 8*).

La brida mostrada en la *Figura 67*, une el motor al eje, y se encarga de transmitir el par torsor.

El eje diseñado tiene la geometría mostrada en la *Figura 68*.

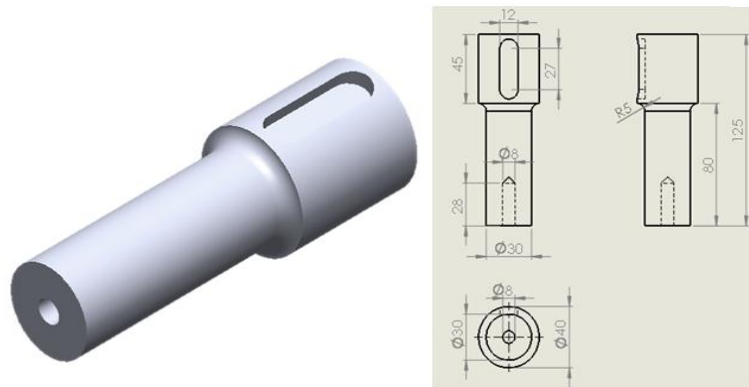


Figura 68 Izquierda) Eje donde se va a ubicar el disco de corte. Derecha) Dimensiones del eje de corte en mm.

La restricción axial en el eje viene dada por los rodamientos, ya que estos deben soportar carga axial y son los puntos donde la estructura se conecta con el eje como se muestra en la Figura 69. También dado a la velocidad a la que giran los rodamientos fue necesario contar con una manera de lubricarlos, por lo cual se optó por dejarlos inmersos en aceite y utilizar sellos dinámicos al lado de cada rodamiento.

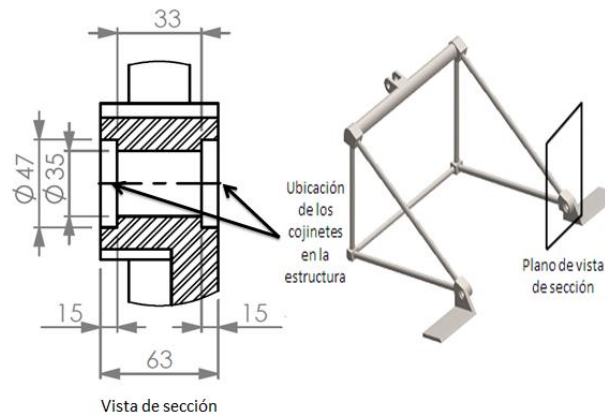


Figura 69. Restricción axial del eje de corte por los cojinetes

El eje tiene el siguiente estado de carga.

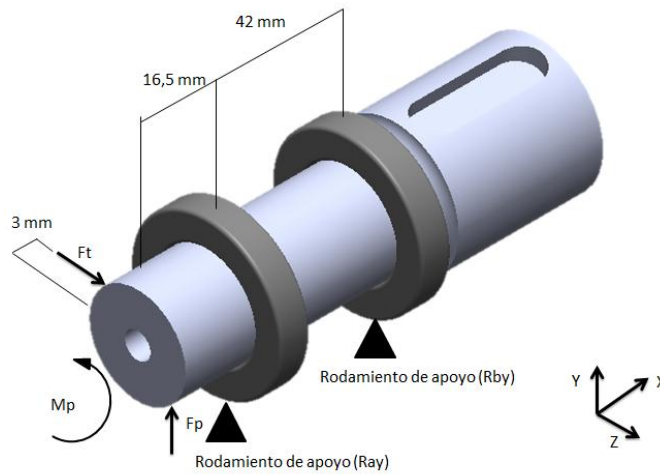


Figura 70. Diagrama de cuerpo libre del eje.

Se analizó el estado de carga al cual va a estar sometido el eje. Dado a la orientación de las fuerzas normal (F_p) y tangencial (F_t), el diagrama de cuerpo libre, mostrado en la Figura 70, se dividió en dos, teniéndose uno en el plano formado por los vectores unitarios x y y (plano xy), y el otro formado por los vectores x y z (plano xz).

Para el plano xy

$$\Sigma F_y = 0 = F_p - R_{ay} + R_{by} \quad \text{Ecuación 81}$$

$$\Sigma M_a = 0 = -24F_p + 43R_{by} \quad \text{Ecuación 82}$$

De las ecuaciones estáticas anteriores se obtienen las reacciones $R_{ay} = -608,4 \text{ N}$ y $R_{by} = 142,4 \text{ N}$, reacciones generadas por el apoyo en los cojinetes.

Para el plano xz

$$\Sigma F_z = 0 = F_t - R_{ax} + R_{bx} \quad \text{Ecuación 83}$$

$$\Sigma M_a = 0 = -24F_t + 43R_{bx} \quad \text{Ecuación 84}$$

Obteniéndose $R_{ax} = -608,4 \text{ N}$ y $R_{bx} = 142,4 \text{ N}$.

Con las reacciones determinadas se pasó a obtener el diagrama de momento generado por las fuerzas.

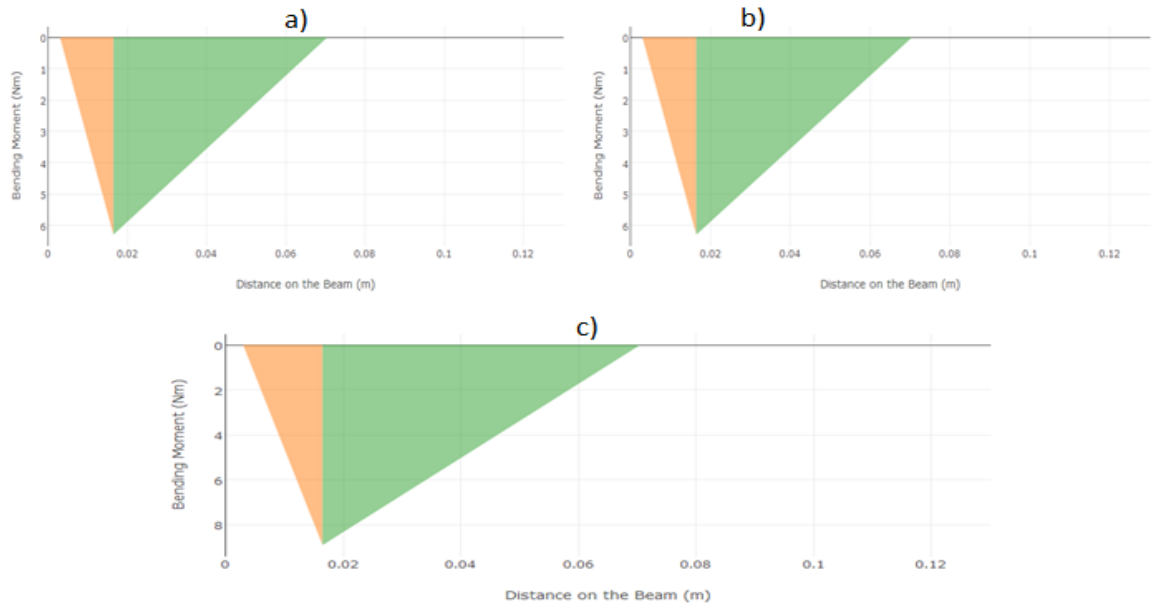


Figura 71. a). Diagrama de momento del eje en el plano xy . b) Diagrama de momento del eje en el plano xz . c) Diagrama de momento de la magnitud total.

En los diagramas de momento mostrados en la Figura 71a y Figura 71b, se puede observar que el momento máximo en el plano xy y en el plano xz fue de $-6,3 \text{ N} - \text{m}$, sumando ambos momentos de manera vectorial se obtuvo la magnitud (Figura 71 c) la cual fue de $8,9 \text{ N} - \text{m}$ y se encuentra ubicado a 16,5 mm, lugar donde se encuentra un cojinete, por ende se hizo necesario calcular el estado de esfuerzos en ese punto, al igual que en el cambio de sección y en el diseño del cuñero. El roscado interior donde va el tornillo de unión (Figura 67) no se tiene en cuenta para el análisis ya que los esfuerzos cortante y de flexión son bajos cerca al centro.

Como el eje se va a encontrar expuesto a un medio corrosivo, se seleccionó como material de diseño acero inoxidable **AISI 304** (módulo de elasticidad **E** de 193 GPa, resistencia a la fluencia **S_y** de 215 MPa y esfuerzo último **S_{ut}** de 505 MPa) [23].

Analizando el eje a fatiga se determinó el límite de resistencia a la fatiga (**Se'**) que está definido en Norton [13], para aceros como **0,5S_{ut}**. Se aplicó factores de corrección como el factor de corrección de carga (**C_{carga}**), de tamaño (**C_{tamaño}**), de superficie (**C_{superficie}**), de temperatura (**C_{temperatura}**) y de confianza (**C_{confiabilidad}**).

Siguiendo el procedimiento de diseño de ejes expuesto en el capítulo 6 de la referencia 13, el **C_{carga}** se tomó como 1 (dado a que el eje está sometido a

flexión y torsión), el **Ctamaño** igual a 0,85 (para un diámetro entre 8 mm y 250 mm), el **Csuperficie** igual a 0,82 (eje maquinado), el **Ctemperatura** igual a 1 (el eje trabaja a temperaturas menores que 450°C) y el **Cconfiabilidad** igual a 0,814 (con una confiabilidad del 90%).

Evaluando el eje en el cambio de sección con radio de 5 mm, de las tablas mostradas en la *referencia 13* se obtuvo la sensibilidad a la muesca **q** tanto para la flexión, como para la torsión (0,9 y 0,9 respectivamente), también de tablas se obtuvieron los concentradores de esfuerzo geométricos **Kt** (1,4 para la flexión y 1,3 para la torsión). Con **q** y **Kt** se determinó el factor de concentrador de esfuerzos a fatiga (**Kf** para flexión y **Kfs** a torsión) basándose en la *ecuación 50*.

En el cambio de sección se toma en cuenta el esfuerzo a cortante producido por el par torsor pico de corte (dado que como se mostró en el diagrama de momento (*Figura 71c*), el momento flector en ese punto es cero). Debido a que el proceso de corte es cíclico el torque es una carga variable por lo tanto genera esfuerzos cortantes nominales alternantes (τ_a).

$$\tau_a = \frac{16 * T_a}{\pi * d^3} \quad \text{Ecuación 85}$$

Donde T_a es el par torsor generado por la fuerza de corte tangencial (F_t) o momento de corte (M_p).

Multiplicando los esfuerzos nominales por los concentradores de esfuerzo **Kfs**, se obtienen los esfuerzos reales de operación. Con los esfuerzos corregidos se determinó el esfuerzo de Von Mises (**σ_{vm}**) (*ecuación 50*) para obtener un valor de factor de seguridad (**Nf**) de 2,5 (*ecuación 51*).

Evaluando el punto donde se encuentra el momento máximo, es decir, en el cojinete, se siguió el mismo procedimiento, teniendo en cuenta que no hay concentradores de esfuerzo ya que no hay cambio de sección o muesca. Dado que es el punto donde se encuentra el momento máximo, se debe tener en cuenta el esfuerzo provocado por el mismo (*ecuación 46*). Para este caso los esfuerzos nominales son igual que los esfuerzos corregidos. Los esfuerzos cortantes nominales hallados con anterioridad también se aplican en este análisis, por lo cual se determinó el esfuerzo de Von Mises (*ecuación 50*). Obteniéndose un **Nf** obtenido fue de 3,1.

Con las reacciones obtenidas y la velocidad de giro, se seleccionaron los rodamientos que van a ser puestos como apoyos, para este caso, se necesitan cojinetes que también puedan soportar carga axial, dado a que van tener la

función de restringir el movimiento del eje en esa dirección. Por lo tanto, siguiendo el método de selección expuesto por el fabricante [24], se escogieron los rodamientos **NSK 7906 A5**, que son rodamientos de bolas de contacto angular.

Por último se analizó el estado de esfuerzos en el cuñero, el cual, de tablas, tiene un concentrador de esfuerzos de 2,8, tomando un radio de 1 mm. También se calculó los esfuerzos cortantes ya que en ese punto no hay esfuerzos debido a la flexión. En este caso se obtuvo un factor de seguridad igual a 2,6.

Teniendo en cuenta que el diámetro donde se encuentra el cuñero es 40 mm (Figura 68), de tablas de fabricantes de cuñas (Figura 34), se obtuvo la geometría recomendada para la cuña rectangular, siendo esta de 8 mm de altura, 12 mm de ancho y 27 mm de longitud.

Se verificó que la cuña soportara el estado de cargas al que es sometida. Dado esto se analizó a falla por cortante (ecuación 56) y a falla por aplastamiento (ecuación 57).

Se seleccionó un acero SAE 1020 ($S_y = 196 \text{ Mpa}$, $S_{ut} = 441 \text{ Mpa}$) para la cuña, con el cual se calculó el límite de resistencia a la fatiga (S_e), y se aplicaron los factores de corrección. Como hay esfuerzos alternantes, se determinó el factor de seguridad por cizallamiento basados en el esfuerzo de Von Mises (Ecuación 50).

Obteniéndose los valores del esfuerzo de Von Mises alternante se procedió a determinar el factor de seguridad por cizallamiento, dando como resultado un valor de 5.

Para el Factor de seguridad por aplastamiento se considera un criterio de falla estática dado a que el esfuerzo es de compresión.

$$Nf = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = 6,9 \quad \text{Ecuación 86}$$

Con los esfuerzos definidos, se procedió a evaluar si el eje entra en resonancia, de tal manera que se calculó la frecuencia natural del sistema compuesto por eje, arandelas de sujeción y disco. Para lo anterior se utilizaron las siguientes ecuaciones obtenidas del capítulo 6 de la referencia 13.

$$k = \frac{F}{\delta} \quad \text{Ecuación 87}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = 5000 \text{ rad/s} \quad \text{Ecuación 88}$$

Donde ω_n es la frecuencia natural del sistema, k es la constante efectiva de resorte que se determinó con la *ecuación 87*, al calcular la deflexión máxima del eje (δ) según el estado de cargas mostrado (*Figura 70*), m es la masa del sistema (13 kg), el cual se compone de la masa del disco de corte, arandelas, bridas y rodamientos y F es la magnitud entre la fuerza de corte normal F_p y la fuerza de corte tangencial F_t . Como el eje va a girar a una velocidad angular de 157,1 rad/s (1500 rpm), se concluye que no entra en resonancia.

Para terminar el diseño del eje, se verificó el ajuste del tornillo de unión de forma tal que el torque generado por el corte no separe el disco del eje, como se muestra en la *Figura 67*, para ello se determinó el torque necesario para generar el desajuste basado en la siguiente ecuación que proporciona la *referencia 13*. El tornillo es un **M8** de **clase 10,9**.

$$T_{desajuste} = F \frac{dp}{2} \frac{(\mu \pi dp + L \cos \alpha)}{(\mu dp \cos \alpha - \mu L)} = 382,5 \text{ N} - m \quad \text{Ecuación 89}$$

Donde $T_{desajuste}$ es el torque necesario para generar el desajuste de la unión, F es la fuerza de apriete de la unión (para este caso es la precarga para una unión no permanente), dp es el diámetro medio del tornillo, μ es el coeficiente de fricción, L es el avance del tornillo y α es el ángulo de inclinación de la rosca ACME.

Como el $T_{desajuste}$ es mayor que el torque pico o de diseño, no hay desajuste.

5.2. Diseño de estructura de alternativa de corte

Dado a que para realizar la selección, se debió diseñar cada estructura de las diferentes alternativas, la estructura de la *alternativa 2* de corte se diseñó en el apartado **3.5.2 Alternativa 2:**, y por ende, resultaría redundante hacerlo de nuevo. Los planos de la estructura se muestran en el *Anexo 6*.

Conclusiones

- Se desarrolló a través de un diseño básico, un mecanismo que troce y alce la caña, el cual aumenta la densidad de transporte en los vagones de caña.
- El mecanismo diseñado mantiene los estándares de cosecha semi mecanizada, por lo cual se espera que el diseño funcione luego de la cosecha manual.
- La alternativa seleccionada tiene como ventajas el hecho de que es liviana comparada con las otras dos, un menor tiempo de operación, al igual que se necesita menos potencia para generar el movimiento y menor volumen del conjunto de componentes.
- El modelo CAD brindó la geometría del mecanismo seleccionado, así como una aproximación 3D del mismo.

Recomendaciones:

El mecanismo seleccionado en este trabajo de grado cumple con la función de trozar la caña antes de ser depositada en los vagones de transporte, pero no cuenta con un análisis económico de rentabilidad, dado que se desconoce el porcentaje que puede llegar a aumentar la densidad de caña con este sistema. Por lo anterior queda para trabajos de grado a futuro, la construcción y verificación de la rentabilidad económica de esta alternativa de troce y alce de caña de azúcar.

También se recomienda medir la fuerza radial en el corte de caña, la cual es la fuerza con la que penetra el disco la caña, dado a que en el proyecto la fuerza radial se tomó igual que la fuerza tangencial obtenida.

Si se llegase a construir el mecanismo, es necesario realizar mediciones de ciclos de carga para un mejor cálculo de vida a fatiga en soldadura.

6. Anexos

Los anexos que se listan a continuación se encuentran en un archivo magnético adjunto.

- Anexo 1: Especificaciones técnicas de alzadora de caña John Deere 1850.
- Anexo 2. Experimento de corte y obtención de fuerza de corte.
- Anexo 3. Análisis cinemático y cinético alternativa 1
- Anexo 4. Análisis cinemático y cinético alternativa 2
- Anexo 5. Análisis cinemático y cinético alternativa 3
- Anexo 6. Planos de la alternativa escogida
- Anexo 7. Diseño de eje de corte y análisis de las diferentes estructuras
- Anexo 8. Especificaciones técnicas del motor seleccionado para el corte.

REFERENCIAS

- [1] D. Galvis, “Sistema de Cosecha Mecanica en Colombia,” pp. 1–20, 1979.
- [2] J. Deere, “Cargador 1850 | Casa Toro Automotriz S.A.” [Online]. Available: http://www.casatoromaquinaria.com.co/index.php?q=page/sites/es_LA/products/equipment/sugarcane_harvester/loaders_1850/loaders_1850.page. [Accessed: 19-Jul-2017].
- [3] M. S. Eduardo, R. Veitia-Rodríguez, M. S. Adelmo Montalbán-Estrada, L. Yoan Martínez-López, M. S. Osvaldo Brígido-Flores, and M. S. O. Fabelo-Bonet, “El Método Scoring en la selección de síntomas motrices. Scoring Method for the selection of motor symptoms,” vol. 262273.
- [4] Pilana, “Informaciones técnicas para sierras circulares de acero para herramientas : Pilana.” [Online]. Available: <http://www.pilana.com/es/informaciones-tecnicas-para-sierras-circulares-de-acero-para-herramientas>. [Accessed: 19-Sep-2016].
- [5] De Máquinas y Herramientas, “Elegir una Hoja de Sierra.” [Online]. Available: <http://www.demaquinasyherramientas.com/herramientas-de-corte/como-elegir-una-hoja-de-sierra-circular-2>. [Accessed: 19-Jul-2017].
- [6] CENICAÑA, “Presentacion opcion cuchillas cortadoras.” [Online]. Available: <https://es.slideshare.net/JuanCeni/presentacion-opcion-cuchillas-cortadoras-44687237>. [Accessed: 19-Jul-2017].
- [7] Game Equipment L.L.C., “Sugar Cane Loaders, Haulers & Planters.” [Online]. Available: <http://www.gameeq.com/equipment/sugar-cane-loader/>.
- [8] G. Sánchez *et al.*, “CORRELACIÓN ENTRE PROPIEDADES ANATÓMICAS, RESISTENCIA A FLEXIÓN ESTÁTICA Y ENERGÍA REQUERIDA PARA EL CORTE DE LA CAÑA DE AZÚCAR,” *Rev. Fac. Nac. Agron.*, vol. 61, pp. 4709–4720, 2008.
- [9] CENICAÑA, “Informe Anual 2015,” 2015.
- [10] Pilana, “Ajuste de la sierra circular en la máquina: Pilana.” [Online]. Available: <http://www.pilana.com/es/ajuste-de-la-sierra-circular-en-la-maquina>. [Accessed: 19-Jul-2017].
- [11] R. L. Norton, *Diseño de Maquinaria*, Cuarta Edi. Mc Graw Hill, 2009.

- [12] Soluciones Tubulares, "Catalogo Tuberia Estructural," vol. 15, no. 22.
- [13] R. L. Norton, *Diseño de máquinas*, Cuarta Edi. Prentice Hall, 2011.
- [14] R. Budynas and J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Octava Edi., vol. 53, no. 9. Mc Graw Hill, 2013.
- [15] Intermec, "ESTÁNDARES DE CUÑAS Y CUÑEROS."
- [16] Parker, "Heavy Duty Hydraulic Cylinders," *Cat. HY08-1320-3*, pp. 1–72.
- [17] WEG, "Motor Eléctrico Trifásico," *Cat. Técnico Merc. Latino-americano*.
- [18] Rexnord, "Planetgear 7000 Speed Reducers," *Gear Cat.*, vol. 2507.
- [19] Intermec, "Manual poleas dentadas."
- [20] ROEMHELD, "Cosas interesantes a conocer sobre cilindros hidráulicos," pp. 1–21.
- [21] L. F. Valenzuela, "Evaluación de tipos de apilador para alzadora SP 2254 en cosecha de caña de azúcar; ingenio Magdalena," Universidad Rafael Landívar, 2015.
- [22] R. B. Group, "Motor variable a pistones axiales A10VM Motor insertable a pistones axiales A10VE," *Catálogo técnico*, pp. 1–28.
- [23] MatWeb, "304 Stainless Steel." [Online]. Available: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=abc4415b0f8b490387e3c922237098da&ckck=1>. [Accessed: 19-Jul-2017].
- [24] NSK, "Catalogo de rodamientos NSK," *Catálogo Rodamientos*, pp. 1–1409, 2015.