



# **UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**

**FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS**

**CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA**

**TRABAJO DE GRADO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO  
DE INGENIERO EN MECATRÓNICA**

**TEMA:**

**MÁQUINA DOBLADORA PARA FABRICAR ESTRIBOS  
CUADRADOS DE VARILLA TREFILADA DE ACERO DE 6mm DE  
DIÁMETRO**

**AUTOR: DIEGO FERNANDO GUERRERO LOMAS**

**DIRECTOR: ING. DAVID OJEDA**

**IBARRA – ECUADOR**

**JULIO 2017**



## CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente Trabajo de Grado “MÁQUINA DOBLADORA PARA FABRICAR ESTRIBOS CUADRADOS DE VARILLA TREFILADA DE ACERO DE 6mm DE DIÁMETRO”, fue desarrollado por el egresado Diego Fernando Guerrero Lomas, bajo mi supervisión, lo cual certifico en honor a la verdad.

---

Ing. David Ojeda

DIRECTOR



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**  
**BIBLIOTECA UNIVERSITARIA AUTORIZACIÓN DE USO**  
**Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD**  
**TÉCNICA DEL NORTE**

**1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA**

La UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE dentro del proyecto Repositorio Digital determina la necesidad de disponer de textos completos en formato digital con la finalidad de apoyar los procesos de investigación, docencia y extensión de la universidad. Por medio del presente documento depongo mi voluntad de participar en este proyecto, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

<b>DATOS DEL CONTACTO</b>	
<b>Cédula de identidad</b>	1723380307
<b>Apellidos y Nombres</b>	Guerrero Lomas Diego Fernando
<b>Email</b>	diego_fgl2017@hotmail.com
<b>Teléfono Fijo</b>	5001676
<b>Teléfono Móvil</b>	0991472211
<b>DATOS DE LA OBRA</b>	
<b>Título</b>	MÁQUINA DOBLADORA PARA FABRICAR ESTRIBOS CUADRADOS DE VARILLA TREFILADA DE ACERO DE 6mm DE DIÁMETRO
<b>Autor</b>	Guerrero Lomas Diego Fernando
<b>Fecha</b>	11 de Julio de 2017
<b>Programa</b>	Pregrado
<b>Título por el que aspira</b>	Ingeniero en Mecatrónica

**2. AUTORIZACIÓN USO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD**

Yo, **Guerrero Lomas Diego Fernando**, con cédula de identidad N° 1723380307, en calidad de autor y titular de los derechos patrimoniales de la obra o trabajo de grado descrito anteriormente, hago entrega del ejemplar respectivo en forma digital y autorizo a la universidad Técnica del Norte, la publicación de la obra en el Repositorio Digital Institucional y uso del archivo digital en la Biblioteca de la Universidad con fines académicos, para ampliar la disponibilidad de material y como apoyo a la educación, investigación y extensión, en concordancia con la Ley de educación Superior Artículo 144.

**3. CONSTANCIAS**

El autor (es) manifiesta (n) que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que es (son) el (los) titular (es) de los derechos patrimoniales, por lo que asume (n) la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá (n) en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 23 días del mes de Julio de 2016

EL AUTOR:

  
\_\_\_\_\_  
Diego Fernando Guerrero Lomas

Cédula: 1723380307



## **CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE GRADO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**

Yo, **Guerrero Lomas Diego Fernando**, con cédula de identidad N° 1723380307, manifiesto mi voluntad de ceder a la Universidad Técnica del Norte los derechos patrimoniales consagrados en la Ley de Propiedad Intelectual del Ecuador, Artículos 4, 5 y 6, en calidad de autor del trabajo de grado denominado: "MÁQUINA DOBLADORA PARA FABRICAR ESTRIBOS CUADRADOS DE VARILLA TREFILADA DE ACERO DE 6mm DE DIÁMETRO", que ha sido desarrollado para optar por el título de **Ingeniero en Mecatrónica**, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En mi calidad de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en el formato impreso y digital a la biblioteca de la Universidad Técnica del Norte.

Firma

Nombre: Diego Fernando Guerrero Lomas

Cédula: 1723380307

Ibarra, 11 de Julio del 2017



## DECLARACIÓN

Yo, Diego Fernando Guerrero Lomas declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que este no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

Diego Fernando Guerrero Lomas

C.I. 1723380307

## **AGRADECIMIENTO**

Quiero agradecer a mi director del trabajo de grado, el Ing. David Ojeda por su guía y apoyo en la elaboración del mismo.

Y finalmente un agradecimiento extendido también a la Universidad Técnica del Norte, por ser el medio por el cual me he formado como profesional.

## RESUMEN

El presente trabajo de grado expone el diseño y la construcción de la “MÁQUINA DOBLADORA PARA FABRICAR ESTRIBOS CUADRADOS DE VARILLA TREFILADA DE ACERO DE 6mm DE DIÁMETRO”, la misma que se utiliza en la Fábrica de Postes Imbabura, para fabricar los estribos que se colocan en las columnas o almas de hierro, mismas que son parte vital en la fabricación de postes de hormigón armado para alambrado perimetral.

La fabricación de los estribos suponía en un riesgo para el trabajador, quien estaba expuesto a sufrir posibles cortes por el uso de una amoladora, como también estaba expuesto a fatiga muscular por las posiciones de trabajo no ergonómicas y repetitivas. Para optimizar la fabricación de estribos se diseñó y construyó la Máquina dobladora, misma que posee un sistema mecánico de arrastre, un sistema mecánico de doblado y una cizalla manual. El diseño de la máquina se lo realizó de forma teórica y para comprobar su veracidad se realizaron simulaciones en CAD SolidWorks.

En la actualidad en la fábrica antes mencionada, gracias a la máquina dobladora la producción de estribos se realiza de forma semi automática, el operador ya no está expuesto a riesgos de trabajo y lo principal la productividad de la máquina se aproxima a los 1000 estribos por hora.

## SUMMARY

The present work of grade shows the design and the construction of the "FOLDING MACHINE FOR MANUFACTURING SQUARED STIRRUP OF STEEL ROD OF 6mm OF DIAMETER", the same one that is used in the Factory of Posts Imbabura, to manufacture the stirrups that are Placed in the columns or iron souls, which are a vital part in the manufacture of reinforced concrete poles for perimeter wiring.

The manufacture of stirrups posed a risk to the worker, who was exposed to possible cuts by the use of a grinder, but also exposed to muscle fatigue by non-ergonomic and repetitive work positions. To optimize the manufacture of stirrups, the Bending Machine was designed and built, which has a mechanical drag system, a mechanical bending system and a manual shear. The design of the machine was done theoretically and to verify its veracity, simulations were performed in SolidWorks CAD.

At present in the factory mentioned above, thanks to the bending machine the production of stirrups is made semi-automatic, the operator is no longer exposed to work risks and the main productivity of the machine approaches the 1000 stirrups by hour.





# Contenido

CAPÍTULO 1 .....	1
1.1 Situación problemática .....	1
1.2 Objetivos .....	3
1.2.1 Objetivo general.....	3
1.2.2 Objetivos específicos .....	4
1.3 Justificación .....	4
1.4 Alcance.....	5
CAPÍTULO 2 .....	7
2.1 Antecedentes.....	7
2.2 Marco teórico.....	7
2.2.1 Varillas corrugadas de acero .....	7
2.2.2 Cálculo de la fuerza de doblado.....	8
2.2.3 Estribos .....	10
2.2.4 Normas y códigos de los materiales.....	11
2.2.5 Perfiles estructurales.....	11
2.2.6 Selección de materiales .....	13
2.2.7 Fallas resultantes de carga estática.....	13
2.2.8 Fallas por fatiga resultantes de carga variable.....	15
2.2.9 Conceptos básicos sobre palancas.....	19
2.2.10 Diseño de ejes o flechas. (Budinas y Nisbett, 2008) .....	19

2.2.11 Sistemas de transmisión de potencia .....	23
2.2.12 Mecanismos de cuatro barras .....	28
2.2.13 Conceptos generales de corte por cizallamiento .....	29
2.3 Glosario de términos .....	33
CAPÍTULO 3 .....	35
3.1 Tipo de investigación.....	35
3.2 Diseño de la investigación.....	35
3.2.1 Diseño de la estructura de la máquina.....	35
3.2.2 Diseño del sistema mecánico de doblado .....	35
3.2.3 Diseño del sistema mecánico de arrastre.....	36
3.2.4 Diseño de la cizalla manual .....	36
3.3 Fuentes.....	36
3.3.1 Primarias.....	36
3.3.2 Secundarias.....	37
3.4 Diseño y construcción de la estructura .....	37
3.4.1 Materiales .....	37
3.4.2 Diseño de la estructura de la máquina.....	38
3.4.2.1 <i>Análisis de estructura</i> .....	41
3.4.2.2 Análisis de esfuerzos de la estructura .....	43
3.4.2.3 Factor de seguridad.....	47
3.4.3 Construcción .....	48
3.5 Diseño y construcción del sistema mecánico de doblado.....	49

3.5.1 Consideraciones básicas para el diseño del sistema mecánico de doblado	49
3.5.2 Diseño del sistema mecánico de doblado .....	52
3.5.2.1 Cálculo de la primera transmisión de potencia por bandas.....	54
3.5.2.1.1 <i>Cálculo de las fuerzas presentes en la banda para la primera transmisión de potencia por bandas.</i> .....	56
3.5.2.2 Cálculo de la segunda transmisión de potencia por bandas.....	59
3.5.2.2.1 <i>Cálculo de las fuerzas presentes en la banda para la segunda transmisión de potencia por bandas.</i> .....	61
3.5.3 Diseño del eje de la transmisión de potencia por bandas .....	63
3.5.3.1 <i>Cálculo del diámetro del eje</i> .....	63
3.5.4 Cálculo de la potencia del motor.....	67
3.5.5 Diseño de la transmisión de potencia por bandas utilizando el CAD SolidWorks. .....	70
3.6 Diseño y Cálculo del mecanismo biela – manivela. ....	71
3.6.1 <i>Cálculo del torque presente en el eje pivote del mecanismo biela-manivela.</i>	71
3.6.2 <i>Diseño de la manivela del sistema de doblado</i> .....	73
3.6.3 La condición de Grashof.....	78
3.6.4 Grados de libertad del mecanismo de 4 barras.....	80
3.6.5 <i>Cálculos y gráficos de la velocidad y la aceleración presentes en el mecanismo biela - manivela.</i> .....	81
3.6.5.1 Cálculos de las velocidades .....	81
3.6.5.2 Cálculo de las aceleraciones.....	83
3.6.5.3 <i>Análisis cinético del mecanismo</i> .....	84
3.6.5.4 Cálculo de la fuerza ejercida por el eslabón en el punto de doblado .....	86

3.6.5.5 Diagrama de las velocidades y las aceleraciones .....	86
3.6.6 <i>Diseño de la biela</i> .....	87
3.6.6.1 Diseño a carga estática de la biela.....	88
3.6.6.2 Diseño a carga estática utilizando el CAD SolidWorks.....	90
3.6.6.3 <i>Diseño de la biela a carga dinámica</i> .....	92
3.6.6.4 <i>Cálculo del criterio de falla por fatiga ante esfuerzos variables presentes en la biela</i> .....	95
3.6.6.5 <i>Diseño del mecanismo biela - manivela en CAD Solid Works</i> .....	96
3.6.7 Cálculo y diseño del mecanismo de doblado.....	96
3.6.7.1 <i>Diseño del brazo de palanca en CAD SolidWorks</i> .....	97
3.6.7.2 <i>Diseño del elemento doblador</i> .....	99
3.6.8 Diseño del sistema completo de doblado utilizando el CAD SolidWorks ....	101
3.7 Diseño y construcción del sistema mecánico de arrastre y de corte.....	101
3.7.1 Diseño del sistema mecánico de arrastre.....	102
3.7.2 Cálculo de la velocidad de arrastre .....	104
3.7.3 Complementos para el proceso de arrastre .....	107
3.7.4 Diseño del disco secundario de arrastre.....	108
3.7.5 Diseño del sistema mecánico de corte .....	109
3.7.5.1 Cálculo de la fuerza de corte de la cizalla.....	109
3.7.5.2 <i>Cálculo de la fuerza de corte que ejerce la cizalla.</i> .....	111
3.7.6 Diseño del mecanismo de corte en CAD Solid Works .....	111
CAPÍTULO 4 .....	112
4.1 Implementación de la máquina estribadora.....	112

4.2 Pruebas .....	112
4.2.1 Dimensionamiento del estribo cuadrado.....	112
4.3 Resultados .....	113
4.4 ANÁLISIS ECONÓMICO DE LA REALIZACIÓN DEL TRABAJO DE GRADO. 113	
4.4.1 Costo de los materiales (cm) .....	113
4.4.2 Costos de fabricación (Cf).....	116
4.4.3 Costos de Improvistos (Ci).....	116
4.4.4 Costo total de la máquina (Ctm) .....	116
4.4.5 Costos de investigación y Papelería (Cip).....	116
4.4.6 Costo total de la realización del Trabajo de grado (CT).....	117
CAPÍTULO 5 .....	118
5.1 Conclusiones.....	118
5.2 Recomendaciones.....	118
BIBLIOGRAFÍA.....	120

## **INDICE DE FIGURAS**

### CAPÍTULO 1

<i>Figura 1.1</i> Paso 1 para el corte, alineamiento de las varillas .....	1
<i>Figura 1.2</i> Paso 2 para el corte, sujetar las varillas.....	2
<i>Figura 1.3</i> Paso 3 para el corte, cortar las varillas utilizando amoladora.....	2
<i>Figura 1.4</i> Paso 1 para el doblado, alineamiento de las varillas.....	3
<i>Figura 1.5</i> Paso 2 para el doblado, doblado de las varillas.....	3

### CAPÍTULO 2

<i>Figura 2.1</i> Diagrama de la trayectoria de doblado de la varilla.....	8
<i>Figura 2.2</i> Formas de los estribos para la construcción.....	10
<i>Figura 2.3</i> Perfil estructural ángulo L.....	13
<i>Figura 2.4</i> Esquema de los componentes del proceso por cizallamiento.....	30
<i>Figura 2.5</i> Esquema de los ángulos presentes en el proceso de corte por cizallamineto.....	31
<i>Figura 2.6</i> Esquema del proceso de corte por cizallamiento con cuchillas en paralelo.....	32
<i>Figura 2.7</i> Diagrama de ángulos presentes en el proceso de corte por cizallamiento con cuchillas en paralelo.....	33
<b>CAPÍTULO 3</b>	
<i>Figura 3.1</i> Estructura de máquina para prefabricados.....	38
<i>Figura 3.2</i> Caja de herramientas del CAD SolidWorks.....	40
<i>Figura 3.3</i> Estructura de la máquina estribadora diseñada en SolidWorks.....	41
<i>Figura 3.4</i> Aplicación del material a la estructura diseñada en SolidWorks.....	42
<i>Figura 3.5</i> Simulación del desplazamiento presente en la estructura de la máquina estribadora diseñada en SolidWorks.....	43
<i>Figura 3.6</i> Simulación del esfuerzo de von Mises presente en la estructura de la máquina, utilizando el CAD SolidWorks.....	46
<i>Figura 3.7</i> Simulación en SolidWorks del Factor de seguridad para la estructura de la máquina.....	48
<i>Figura 3.11</i> Acuñamiento de las bandas en V en el interior de las poleas .....	53
<i>Figura 3.12</i> Distribución de las fuerzas de las bandas .....	63
<i>Figura 3.13</i> Diagrama de fuerzas presentes en el eje.....	64
<i>Figura 3.14</i> Diagrama de cortes y momentos del eje.....	66
<i>Figura 3.15</i> Diseño en SolidWorks de los elementos del sistema de transmisión por bandas .....	67

<i>Figura 3.16</i> Diseño en SolidWorks del motor y las dos relaciones de potencia por bandas Sistema principal de transmisión de potencia .....	71
<i>Figura 3.17</i> Esfuerzo de von Mises presente en el pivote de la manivela.....	73
<i>Figura 3.18</i> Grafico del Factor de seguridad del pivote de la manivela.....	73
<i>Figura 3.19</i> Diseño en SolidWorks de la manivela.....	74
<i>Figura 3.20</i> Esfuerzo de von Mises presente en la manivela del sistema de doblado al aplicarle un torque de 118,78 N*m.....	75
<i>Figura 3.21</i> Factor de seguridad de la manivela del sistema de doblado.....	76
<i>Figura 3.22</i> Grafico de las partes del mecanismo biela-manivela.....	76
<i>Figura 3.23</i> Esquema del mecanismo biela manivela.....	77
<i>Figura 3.24</i> Nomenclatura asignada al mecanismo de 4 barras.....	77
<i>Figura 3.26</i> Diagrama para verificar la condición de Grashof.....	79
<i>Figura 3.27</i> Cadena cinemática del mecanismo de 4 barras.....	80
<i>Figura 3.28</i> Diagrama de cuerpo libre de los eslabones.....	84
<i>Figura 3.29</i> Diagrama vectorial de las velocidades .....	86
<i>Figura 3.30</i> Diagrama vectorial de las aceleraciones .....	87
<i>Figura 3.31</i> Diagrama de los elementos que generan torque.....	87
<i>Figura 3.32</i> Esfuerzo de von Mises presente en la biela del sistema de doblado.....	91
<i>Figura 3.33</i> FDS presentes en la biela del sistema de doblado.....	91
<i>Figura 3.34</i> Discontinuidad presentes en la biela.....	93
<i>Figura 3.35</i> Diseño del mecanismo biela-manivela utilizando SolidWorks.....	96
<i>Figura 3.36</i> Grafico de las fuerzas presentes en la palanca.....	97
<i>Figura 3.37</i> Esfuerzo de von Mises en el eslabón de la palanca.....	98
<i>Figura 3.38</i> FDS del eslabón de la palanca.....	99
<i>Figura 3.39</i> Esfuerzo de von Mises del eje que sirve como elemento doblador.....	100
<i>Figura 3.40</i> FDS del eje que sirve como elemento doblador.....	100
<i>Figura 3.41</i> Diseño del sistema mecánico de doblado utilizando SolidWorks.....	101



<i>Figura 3.42</i> Pieza mecánica generadora del arrastre.....	103
<i>Figura 3.43</i> Secuencia de desplazamiento de la varilla mediante arrastre .....	104
<i>Figura 3.44</i> Arrastre de la varilla e inicio del doblado.....	105
<i>Figura 3.45</i> Doblado de la varilla.....	106
<i>Figura 3.46</i> Reinicio del proceso de arrastre y doblado.....	106
<i>Figura 3.47</i> Esquema de trabajo del proceso de arrastre y doblado.....	108
<i>Figura 3.48</i> Esquema de trabajo del sistema mecánico de arrastre.....	108
<i>Figura 3.49</i> Diseño geométrico del disco secundario de arrastre .....	109
<i>Figura 3.50</i> Partes del mecanismo de corte.....	110
<i>Figura 3.51</i> Diseño de la máquina estribadora utilizando SolidWorks .....	111

## INDICE DE TABLAS

<i>Tabla 2.1</i> Especificaciones y Propiedades mecánicas de la varilla de acero trefilado de sección circular con superficie corrugada.....	8
<i>Tabla 2.2</i> Especificaciones generales de los ángulos.....	12
<i>Tabla 2.3</i> Composición química y propiedades del perfil estructural ángulo L con norma ASTM A36.....	12
<i>Tabla 3.1</i> Secuencia de trabajo del sistema mecánico de doblado.....	50
<i>Tabla 3.2</i> Comparación de los tiempos para el giro de la manivela.....	51
<i>Tabla 3.3</i> Primera relación de potencia, valores de C con para un determinado valor de longitud de la banda .....	55

Tabla 3.4 <i>Segunda relación de potencia, valores de C con para un determinado valor de longitud de la banda</i> .....	60
Tabla 4.1 <i>Dimensionamiento del estribo cuadrado</i> .....	112
Tabla 4.2 <i>Costo de los materiales de la estructura</i> .....	114
Tabla 4.3 <i>Costos materiales sistemas de transmisión de potencia</i> .....	114
Tabla 4.4 <i>Costos material eléctrico y tol negro para protecciones de la máquina</i> .....	115
Tabla 4.5 <i>Costos de fabricación por hora</i> .....	116
Tabla 4.6 <i>Costos de investigación y papelería</i> .....	116

## CAPÍTULO 1

### 1.1 Situación problemática

La fabricación de postes de hormigón armado para alambrado perimetral, utiliza dos elementos base los cuales son: hormigón y armaduras de acero. La armadura o alma del poste, se fabrica con cuatro varillas unidas mediante estribos cuadrados electro-soldados. Los estribos se los forma utilizando varilla de 6mm de diámetro.

En la actualidad en la Fábrica de Postes Imbabura, la elaboración de los estribos cuadrados se los realiza siguiendo dos procesos, corte y doblado. En el primer proceso, el operador utilizando una amoladora, corta de forma artesanal las varillas en piezas con una medida de 26cm de largo. Durante este proceso el operador adopta una posición no ergonómica, lo que a la larga se ve reflejado en dolor de espalda y cuello. Además, la utilización de la amoladora, aunque se sigan las normas de seguridad industrial, representa un riesgo de un posible corte, tal como se muestra en las figuras 1.1, 1.2 y 1.3.



*Figura 1.1 Paso 1 para el corte, alineamiento de las varillas*



*Figura 1.2 Paso 2 para el corte, sujetar las varillas*

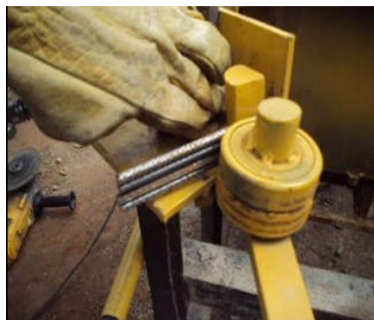


*Figura 1.3 Paso 3 para el corte, cortar las varillas utilizando amoladora*

En el segundo proceso el operador valiéndose de una dobladora manual, toma cada pieza de 26cm y le da la forma al estribo cuadrado. Durante este proceso el operador utiliza repetitivamente su brazo derecho para hacer funcionar la dobladora manual. Al igual que el primer proceso, el operador también experimenta dolor en su espalda y brazo por ser un proceso de movimientos repetitivos. Elaborar un estribo con estos procesos toma alrededor de 20 segundos. A continuación, en las figuras 1.4 y 1.5 se visualizan los pasos a seguir para el proceso de doblado.



*Figura 1 .4 Paso 1 para el doblado, alineamiento de las varillas*



*Figura 1.5 Paso 2 para el doblado, doblado de las varillas*

Mediante la creación y la utilización de la MÁQUINA DOBLADORA PARA FABRICAR ESTRIBOS CUADRADOS DE VARILLA DE 6mm DE DIÁMETRO, se pretende optimizar el tiempo y la producción de estribos. Cuando la maquina está en funcionamiento, fabricar un estribo toma alrededor de 4 segundos. Con la utilización de la máquina dobladora el operador ya no está expuesto a posibles cortes por el uso de la amoladora, sino que también ya no experimenta cansancio muscular, ya que no está sometido a procesos no ergonómicos y con movimientos repetitivos.

## **1.2 Objetivos**

### **1.2.1 Objetivo general**

Optimizar el tiempo y la producción de estribos cuadrados para formar las armaduras de acero que se utilizan en la fabricación de postes de hormigón armado para alambrado perimetral.

### **1.2.2 Objetivos específicos**

- Diseñar los mecanismos necesarios para construir la máquina dobladora para fabricar estribos cuadrados.
- Utilizar el CAD SolidWorks para realizar simulaciones de esfuerzos de la máquina dobladora para fabricar estribos cuadrados.
- Implementar la máquina dobladora para fabricar estribos cuadrados.
- Comprobar la eficiencia de la máquina mediante la realización de pruebas de producción de estribos.
- Elaborar los manuales de operación y mantenimiento de la maquina dobladora para garantizar el buen funcionamiento y utilización de la misma.

### **1.3 Justificación**

La empresa Fábrica de Postes Imbabura vio la necesidad de mecanizar o automatizar el proceso de fabricación de estribos, para lo cual realizó cotizaciones para estribadoras de varilla corrugada de 6mm, la empresa española Schnell oferta estribadoras automáticas capaces de formar estribos con varilla de diámetros desde 13 hasta 22 mm, el costo de dichas estribadoras oscilan entre los 20000 a 30000 USD. Cabe recalcar que en el mercado local no existe este tipo de maquinaria. Por lo mencionado anteriormente desde el ámbito económico es justificable la realización del proyecto porque la inversión de la empresa auspiciante, es una cantidad moderada en comparación con los costos de importación de esta maquinaria.

En la actualidad en el país se fomenta la ideología de ya no ser importadores, sino más bien ser los fabricantes. Por ello, desde el ámbito educativo el proyecto es justificable porque el mismo servirá de fuente de consulta y punto de partida, para quienes deseen diseñar máquinas estribadoras automáticas capaces de formar cualquier tipo de estribos con varilla de diferentes diámetros.

Finalmente tomando en cuenta el ámbito de la productividad de la empresa, la alta demanda de este tipo de postes para alambrar terrenos, obliga a optimizar los tiempos de fabricación del mismo, y en vista de que los estribos cuadrados son elementos indispensables en la fabricación de los postes de hormigón armado para alambrado perimetral, se ve la necesidad de optimizar los tiempos y aumentar la producción de la fabricación de los estribos, sin que esto resulte en exponer al operador a una sobre carga de esfuerzo en el trabajo. Por estas razones, se justifica el diseño y la construcción de la máquina dobladora para fabricar estribos cuadrados de varilla de 6mm de diámetro.

#### **1.4 Alcance**

La máquina posee dos sistemas mecánicos, uno de arrastre y uno de doblado, además posee un mecanismo manual de corte y un control de mando eléctrico on/off. En sí la máquina es una estribadora semi automática.

Antes de encender la máquina se debe garantizar que los diferentes mecanismos como también la varilla están en su posición inicial. Al encender la máquina los sistemas mecánicos comienzan a trabajar, el primero en entrar en marcha es el de doblado, mismo que al encender la máquina realiza el primer doblado, instantáneamente el sistema mecánico de arrastre, desplaza a la varilla colocándola en la posición para el segundo doblado, este proceso se realiza una vez más para ejecutar el tercer doblado y así haber formado el estribo cuadrado, mientras se realiza el tercer doblado entra en funcionamiento el mecanismo de corte mismo que culmina la fabricación del estribo cuadrado. Para formar un nuevo estribo se repite el proceso anteriormente descrito, pero sin necesidad de encender nuevamente ni los sistemas mecánicos, ni la varilla.

El arrastre de la varilla se realiza introduciéndola a presión entre dos discos de arrastre que están colocados paralelamente, uno de los dos discos es un disco motriz, mismo que es impulsado por el motor mediante una transmisión de poleas por bandas. El doblado de la varilla se realiza utilizando un mecanismo biela manivela, mismo que funciona con el mismo sistema de transmisión de potencia por bandas. Para realizar el corte del estribo una vez

que ya está formado, se utiliza una cizalla mecánica misma que entra en funcionamiento cuando el estribo es sometido a su último doblado, el mecanismo de corte funciona de forma manual al halar una palanca.

Durante el diseño de la máquina dobladora, se utilizó el CAD SolidWorks para simular y comprobar mediante esfuerzos de Von Mises y FDS, la acertada selección de los materiales y el dimensionamiento de los elementos de la máquina. Gracias a la utilización de este software de diseño mecánico se redujo errores y costos de fabricación.



## **CAPÍTULO 2**

### **2.1 Antecedentes**

En la fabricación de los postes de hormigón armado, es necesario introducir en el molde de la máquina una estructura de acero, dicha estructura consta de largueros y estribos, mismos que para formar la armadura son electro-soldados. Los estribos son fabricados artesanalmente y en ello se pierde tiempo y energía por parte del trabajador, y es ahí donde se ve la necesidad de complementar el proceso de fabricación de los postes, con una máquina que se encargue de fabricar los estribos, de esta forma se garantiza que el hormigón armado con el que se elabora el poste posea una alta resistencia mecánica.

### **2.2 Marco teórico**

#### **2.2.1 Varillas corrugadas de acero**

La varilla de acero de sección circular, posee resaltes transversales que aseguran una alta adherencia con el concreto. Puede ser soldable en caso de que la estructura así lo requiera. Su principal uso es como refuerzo en estructuras de hormigón armado. El nombre técnico es Varilla Trefilada, la norma técnica es NTE INEN 1511 Alambre conformado en frío para hormigón armado. La sección circular de la varilla empleada es de 6mm. En la tabla 2.1 se indican especificaciones técnicas y las propiedades mecánicas de la varilla.

Tabla 2.1 Especificaciones y Propiedades mecánicas de la varilla de acero trefilado de sección circular con superficie corrugada.

VARILLA DE ACERO TREFILADO DE SECCIÓN CIRCULAR CON SUPERFICIE CORRUGADA			
Especificaciones Técnica		Propiedades Mecánicas	
Diámetro(mm)	Peso (kg/6m)	Límite de fluencia máx (kgf/mm <sup>2</sup> )	Resistencia a la tracción mínima (kgf/mm <sup>2</sup> )
6	1,332	54	56

### 2.2.2 Cálculo de la fuerza de doblado

Para determinar la fuerza de doblado, se procede a calcular dicha fuerza utilizando la fórmula del esfuerzo flexionante que se genera al momento de doblar la varilla tal y como se muestra en la figura 2.1.

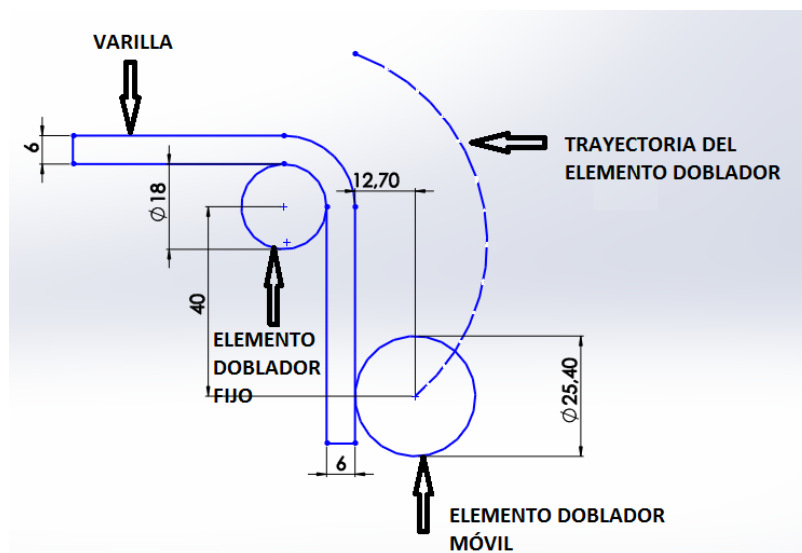


Figura 2.1 Diagrama de la trayectoria de doblado de la varilla

Para encontrar el valor de la fuerza requerida para realizar el doblado de la varilla, se parte de la ecuación del esfuerzo flexionante.

$$\sigma_{flexión} = \frac{(M * c)}{I}; \quad (\text{Ec. 2.1})$$

donde  $c$  es la magnitud máxima de  $Y$ = radio de la varilla

El momento de inercia para la sección circular de la varilla es

$$I = \frac{1}{4} \pi r^4 \quad (\text{Ec. 2.2})$$

$$I = 0,25 (3,1416)(3mm)^4 = 63,62 mm^4$$

Por cuestiones de diseño se parte de que la varilla es sometida a su esfuerzo máximo a la fluencia, y es igual a 54Kgf/mm<sup>2</sup>. Como ya se dispone de todos los valores se procede a calcular el Momento flexionante al que es sometida la varilla mientras es doblada.

$$M = \frac{\left(\frac{54 \text{ Kgf}}{mm^2}\right) * (63,62 mm^4)}{3mm} = 1145,11 \text{ Kgf} * mm$$

Para calcular la fuerza requerida para doblar la varilla, se considera el concepto de que el momento es igual a la fuerza por el desplazamiento.

$$M = F * d \quad (\text{Ec. 2.3})$$

donde  $d = 40 mm$  (desplazamiento del elemento doblador móvil)

$$F = \frac{(1145,11 \text{ Kgf} * mm)}{40mm} = 28,62 \text{ Kgf} = 280,66 N$$

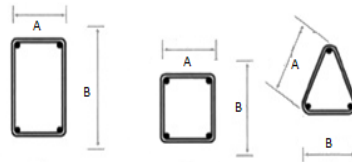
Por lo tanto la fuerza que se necesita para doblar eficazmente la varilla es de 28,62 kgf.

### 2.2.3 Estribos

Los estribos son elementos de diferentes formas geométricas, formados a partir de varilla trefilada de acero. Se los emplea para la elaboración de columnas, vigas y postes para garantizar que de esta manera que el hormigón armado resista esfuerzos cortantes y de torsión

#### ***Tipos de estribos***

Los tipos de estribos conocidos tienen forma cuadrada, rectangular o triangular, los mismos que están situados perpendicularmente al refuerzo longitudinal, para así formar la armadura del hormigón armado, en la figura 2.2 se muestran algunas formas de los estribos.



*Figura 2.2 Formas de los estribos para la construcción*

#### ***Fabricación de los estribos***

La fabricación de estribos se ha hecho de manera artesanal y a lo largo del tiempo ha ido mejorando con nuevas técnicas y mejor tecnología. Anteriormente se los realizaba de forma artesanal, los trabajadores utilizaban solamente dos postes de dimensiones pequeñas para apoyar las varillas y lograr doblarlas; este proceso, aparte de ser muy lento y cansado, daba como resultado estribos de forma irregular.

Surgiendo luego quienes lo realizan con una máquina muy simple, la cual consta de una palanca y dos rodamientos, su funcionamiento es muy similar al anterior con la única diferencia que para formar el estribo se utiliza una palanca, esto es para darle mejor forma a la varilla, aunque continúa siendo un proceso bastante lento.

En la actualidad existen maquinas que lo hacen de forma automática, sin embargo, estas son robustas y muy costosas, lo que dificulta su adquisición.

#### **2.2.4 Normas y códigos de los materiales**

Budinas y Nisbett (2008) afirman:

Una norma es un conjunto de especificaciones para partes, materiales o procesos establecidos a fin de lograr uniformidad, eficiencia y calidad especificadas. Uno de los propósitos importantes de una norma es poner un límite al número de artículos en las especificaciones para proporcionar un inventario razonable de herramientas, tamaños, formas y variedades

Un código es un conjunto de especificaciones para analizar, diseñar, manufacturar y construir algo. El propósito de un código consiste en lograr un grado específico de seguridad, eficiencia y desempeño o calidad. Es importante observar que los códigos de seguridad no implican seguridad absoluta. De hecho, la seguridad absoluta es imposible de obtener. Algunas veces realmente acontece algún suceso inesperado.

Todas las organizaciones y sociedades que se presentan enseguida han establecido especificaciones para normas y códigos de diseño o seguridad. El nombre de la organización proporciona una guía de la naturaleza de la norma o código.

En el presente trabajo de grado las normas utilizadas son las ASTM, AISI, SAE, ISO e INEN.

#### **2.2.5 Perfiles estructurales**

Los perfiles estructurales son productos de aleaciones de acero, aluminio, magnesio y cobre con diversas características en su forma y manufacturación. Han sido elaborados mediante un proceso de laminado en caliente. Se los emplea en construcción de estructuras metálicas y se los utiliza en otras aplicaciones más como cerrajería, carpintería metálica, metal mecánica, entre

otras. En el mercado ecuatoriano se pueden encontrar perfiles estructurales con diversas formas y espesores, para ser utilizados en diversos campos de la construcción dependiendo de las necesidades del diseñador mecánico o civil. (Carlosama, 2013)

## Ángulos L

Debido a sus propiedades mecánicas y químicas, el perfil estructural utilizado en el presente proyecto es el Ángulo L. En la tabla 2.2 se indican sus características comerciales, en la tabla 2.3 se indican sus características químicas y mecánicas y finalmente en la figura 2.3 se aprecia el perfil estructural.

Tabla 2.2 Especificaciones *generales de los ángulos*

Calidad	ASTM A36 SAE 1008
Otras calidades	Previa consulta
Largo normal	6m
Otros largos	Previa consulta
Acabado	Natural
Otros acabados	Previa consulta

Tabla 2.3 Composición *química y propiedades mecánicas del perfil estructural ángulo L con norma ASTM A36.*

NORMA	Composición química					Resistencia la Fluencia (Sy).		Res. A la tensión (Su)	% de elong en 8"	% de elong en 2"
	C	Mn	P	S	Si	Nb	V			
ASTM A-36	0.2	0.5	0.0	0.0	0.40	0.00	0.00	36 Ksi 250 58 Ksi 400 MPa	20	23
	2	1.2	35	40		50.05	50.05			



Figura 2.3 Perfil estructural ángulo L

### 2.2.6 Selección de materiales

La selección de un material para construir una parte de máquina o elemento estructural es una de las decisiones más importantes que debe tomar el diseñador. La selección real de un material para una aplicación de diseño particular puede ser fácil, por ejemplo, *con base en aplicaciones previas*, o el proceso de selección puede ser tan complicado y desalentador como cualquier problema de diseño con la evaluación de muchos parámetros físicos, económicos y de procesamiento del material. (Budinas y Nisbett, 2008).

### 2.2.7 Fallas resultantes de carga estática.

De acuerdo con Budinas y Nisbett (2008) proponen lo siguiente: Una carga estática es una fuerza estacionaria o un par de torsión que se le aplica a un elemento. Para ser estacionaria, la fuerza o el par de torsión no deben cambiar su magnitud, ni el punto o los puntos de aplicación, ni su dirección. Una carga estática produce tensión o compresión axial, una carga cortante, una carga flexionante, una carga torsional, o cualquier combinación de éstas. Para que se considere estática, la carga no puede cambiar de ninguna manera. La “falla” puede significar que una parte se ha separado en una o más piezas; se ha distorsionado permanentemente, arruinando de esta manera su geometría.

### ***Teoría de falla de la Energía de Distorsión o de Von Mises***

Una de las teorías útiles para calcular si ocurre la fluencia en la estructura es la teoría de falla de la Energía de Distorsión o de Von Mises que es la teoría de falla con la que trabaja SolidWorks, por eso para comprobar la veracidad de los cálculos, los mismos se comparan con los datos de la simulación del programa o software SolidWorks. Esta teoría se emplea en análisis de carga estática.

“La teoría de la energía de deformación máxima predice que la fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material”. (Budinas y Nisbett, 2008)

Es decir, la fluencia ocurre cuando:

$$\sigma' \geq S_y \quad (\text{Desigualdad 2.1})$$

donde  $\sigma'$ , es el esfuerzo Von Misses

$S_y$ , es la resistencia a la fluencia del material.

### **Cálculo del esfuerzo de Von Mises**

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x * \sigma_y + \sigma_y^2 + 3T_{xy}^2)^{1/2} \quad (\text{Ec. 2.4})$$

donde

$\sigma_x$ = Esfuerzo normal en el plano X

$\sigma_y$ = Esfuerzo normal en el plano Y = 0

$T_{xy}$  = Esfuerzo cortante en el palno xy= 0

Por cuestiones de diseño se establece que el esfuerzo normal en el plano X, es en si el esfuerzo flexionante ( $\sigma_F$ ) en el mismo plano:



$$\sigma_x = \sigma_F = \sigma' \quad (\text{Ec. 2.5})$$

Con el valor de Von Mises, se procede a calcular el valor del esfuerzo flexionante.

$$\sigma_F = \sigma' = \frac{M \cdot c}{I} \quad (\text{Ec. 2.6})$$

en donde:

$$M = F \cdot x = \text{momento flector} \quad (\text{Ec. 2.7})$$

F= fuerza o carga aplicada sobre el elemento de estudio

x= desplazamiento al cual se encuentra la fuerza aplicada

c= magnitud máxima de "Y"

I= segundo momento de área de un perfil.

### 2.2.8 Fallas por fatiga resultantes de carga variable.

De acuerdo con Budinas y Nisbett (2008) proponen lo siguiente: A menudo, se encuentra que los elementos de máquinas han fallado bajo la acción de esfuerzos repetidos o fluctuantes; no obstante, el análisis más cuidadoso revela que los esfuerzos máximos reales estuvieron por debajo de la resistencia última del material y con mucha frecuencia incluso por debajo de la resistencia a la fluencia. La característica más notable de estas fallas consiste en que los esfuerzos se repitieron un gran número de veces. Por lo tanto, a la falla se le llama falla por fatiga.

Cuando las partes de máquinas fallan estáticamente, por lo general desarrollan una deflexión muy grande, puesto que el esfuerzo sobrepasó el límite elástico; por ello, la parte se reemplaza antes de que en realidad suceda la fractura. De esta manera la falla estática proporciona una advertencia visible. ¡Pero una falla por fatiga no proporciona una advertencia! Es repentina y total y, por ende, peligrosa. Es relativamente simple diseñar contra la falla estática porque el conocimiento que se tiene acerca de este tipo de falla es muy completo.

Una falla por fatiga tiene una apariencia similar a la fractura frágil, dado que las superficies de la fractura son planas y perpendiculares al eje del esfuerzo con la ausencia de adelgazamientos. Sin embargo, las características de fractura de una falla por fatiga son muy diferentes a la fractura frágil estática y surgen a partir de tres etapas de desarrollo. La etapa 1 es el inicio de una o más microgrietas debido a la deformación plástica cíclica. La etapa 2 las microgrietas se convierten en macrogrietas y forman superficies paralelas en forma de mesetas separadas por crestas longitudinales. La etapa tres ocurre durante el ciclo de esfuerzo final cuando el material restante no puede soportar las cargas, lo que resulta en una fractura súbita y rápida.

### ***Cálculo del Límite de resistencia a la fatiga (Se)***

Con la finalidad de determinar y predecir matemáticamente si un elemento va a sufrir una deformación o en el peor de los casos una ruptura cuando este trabajando, se procede a calcular el límite de resistencia a la fatiga de dicho elemento y la formula es la siguiente

$$Se = Ka * Kb * Kc * Kd * Ke * Kf * Se' \quad (\text{Ec. 2.8})$$

En donde:

*Ka = factor de la modificación de la condición superficial*

*Kb = factor de modificación del tamaño*

*Kc = factor de modificación de la carga*

*Kd = factor de modificación de la temperatura*

*Ke = factor de confiabilidad*

*Kf = factor de modificación de efectos varios*

*Se' = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria*

*Se = límite de resistencia a la fátiga en la ubicación crítica de una parte de*

máquina en la geometría y condición de uso.

$$S_e' = 0,5 S_{ut} \quad (\text{Ec. 2.9})$$

Para determinar  $K_a$ , se debe tomar en cuenta que la biela tiene un acabado superficial de laminado en caliente. Los valores de "a" y "b" se obtienen de la tabla 6.2 del ANEXO 1.

$$K_a = a * S_{ut}^b \quad (\text{Ec. 2.10})$$

$K_b = ?$  ; para una carga a flexión no rotatoria y que sea una barra rectangular con dimensiones h x b, se tiene que el diámetro efectivo ( $Def$ ) se obtiene de la siguiente fórmula

$$Def = 0.808(b * h)^{\frac{1}{2}}$$

De tablas se obtiene  $K_b = 1,24 Def^{-0,107}$  ; (adimensional) (ANEXO 1)

$K_c = 1$  ; para un factor de carga a flexión

$K_d = 1$  ;

$K_e = 0,897$  ; Para una confiabilidad del 90 % (Ver ANEXO 1)

Para calcular  $K_f$ ; se debe tomar en cuenta que los orificios presentes en un elemento de máquina representan una discontinuidad o lo que es lo mismo un intensificador de esfuerzos.

$$K_f = 1 + q(kt - 1) \quad (\text{Ec. 2.11})$$

$q =$  radio del orificio en mm presente en el elemento de máquina

$$K_t \text{ depende de la siguiente ecuación } \frac{d}{w} = 0,157 \quad (\text{Ec. 2.12})$$

### **Cálculo de los esfuerzos fluctuantes**

Debido a que los elementos de máquina llegan a estar sometidos a esfuerzos de flexión y tracción tanto máximas como mínimas, estos provocan fluctuaciones en el elemento, mismas que podrían desencadenar en la deformación plástica, para prever esto se calculan los esfuerzos fluctuantes.

Para encontrar el valor total del esfuerzo fluctuante presente en el elemento, se deben sumar los esfuerzos fluctuantes tanto a tracción con en flexión.

$$\sigma_{equi a} = \sigma_{trac a} + \sigma_{flexión a} \quad (\text{Ec. 2.13})$$

Primero se calcula es esfuerzo fluctuante cuando el elemento es sometido a tracción, tomando en cuenta que el esfuerzo fluctuante min=0.

$$\sigma_{trac a} = \frac{(\sigma_{máx} - \sigma_{min})}{2} \quad (\text{Ec. 2.14})$$

Del mismo modo se calcula el esfuerzo fluctuante cuando el elemento es sometido a flexión, también tomando en cuenta que el esfuerzo fluctuante min=0.

$$\sigma_{flexión a} = \frac{(\sigma_{máx} - \sigma_{min})}{2} \quad (\text{Ec. 2.15})$$

Si el esfuerzo es repetitivo en el elemento de máquina, se establece que el componente de la amplitud es igual al componente de esfuerzo medio por lo tanto se tiene que:

$$\sigma_{equi a} = \sigma_{equi m} \quad (\text{Ec. 2.16})$$

### ***Cálculo del criterio de falla por fatiga ante esfuerzos variables.***

De los varios criterios de falla por fatiga, se utiliza el criterio de la recta de Gerber para determinar si existe o no falla por fatiga en un elemento de máquina. La recta de Gerber se emplea para analizar materiales dúctiles y su ecuación es la siguiente:

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (\text{Ec. 2.17})$$

La ecuación de la recta de Gerber establece que la falla por fatiga ocurre si el lado izquierdo de la ecuación es igual a la unidad. Para verificar si se da o no la falla por fatiga los esfuerzos  $\sigma_{equi a}$  ;  $\sigma_{equi m}$  reemplazan a  $S_a$  y  $S_m$  respectivamente. Si la igualdad no se cumple, se comprueba de esta manera que un elemento de máquina soporta trabajar de forma eficaz ante esfuerzos variables, ya que no ocurre la fatiga.

### 2.2.9 Conceptos básicos sobre palancas

Cristi S. (2003) menciona: La teoría de palancas establece la siguiente ecuación.

$$F * BF = Q * BR \quad (\text{Ec. 2.18})$$

Donde

$$F = \text{La fuerza de entrada} \quad BF = \text{Brazo de fuerza}$$

$$BR = \text{Brazo de resistencia} \quad Q = \text{Resistencia}$$

### 2.2.10 Diseño de ejes o flechas. (Budinas y Nisbett, 2008)

Una flecha es un elemento rotatorio, por lo general de sección transversal circular, que se emplea para transmitir potencia o movimiento. Ella constituye el eje de rotación u oscilación de elementos como engranes, poleas, volantes de inercia, manivelas, catarinas y miembros similares y, además, controla la geometría de su movimiento. Un eje es un elemento no giratorio que no transmite par de torsión que se utiliza para soportar ruedas rotatorias, poleas y elementos parecidos. El diseño de una flecha completa tiene mucha interdependencia con el de los componentes. El diseño de la propia máquina dictará que ciertos engranes, poleas, cojinetes y otros elementos se tendrán que analizar, al menos parcialmente, y determinar en forma tentativa su tamaño y espaciamiento.

#### ***Materiales para fabricar ejes***

La resistencia necesaria para soportar esfuerzos de carga afecta la elección de los materiales y sus tratamientos. Muchos ejes están hechos de acero de bajo carbón, acero estirado en frío o acero laminado en caliente, como

lo son los aceros ANSI 1020-1050. Por lo general, el acero estirado en frío se usa para diámetros menores de 3 pulgadas. El diámetro nominal de la barra puede dejarse sin maquinarse en áreas que no requieren el ajuste de los componentes.

### ***Configuración del eje***

La configuración general de un eje para acomodar los elementos que lo conforman, por ejemplo, los engranes, cojinetes y poleas, debe especificarse en los primeros pasos del proceso de diseño para poder realizar un análisis de fuerzas de cuerpo libre y para obtener diagramas de momento cortante.

Por lo general, la configuración geométrica del eje que se diseñará se determina con base en una revisión de los modelos existentes, en los que se debe hacer un número limitado de cambios.

### ***Configuración axial de los componentes***

A menudo, el posicionamiento axial de los componentes está determinado por la configuración de la maza y otros componentes del engranaje. En general, resulta mejor apoyar los componentes que soportan carga entre los cojinetes, en lugar de colocarlos en voladizo. Con frecuencia las poleas y coronas dentadas necesitan montarse por fuera para facilitar la instalación de la banda o cadena. La longitud del voladizo debe mantenerse corta para minimizar la deflexión.

En la mayoría de los casos sólo deberían usarse dos cojinetes. Para ejes extremadamente largos que soportan varios componentes de carga, puede ser necesario proporcionar más de dos apoyos de cojinete.

Los ejes deben mantenerse cortos para minimizar los momentos flexionantes y las deflexiones. Los componentes de carga deben colocarse cerca de los cojinetes, esto para minimizar el momento flexionante en las ubicaciones que probablemente tendrán concentraciones de esfuerzo, y para minimizar la deflexión en los componentes sometidos a carga. Los componentes deben localizarse de manera exacta sobre el eje para alinearse con los otros

componentes correspondientes, y debe tenerse la precaución de sostener los componentes en posición.

### ***Transmisión de par de torsión***

Muchas flechas sirven para transmitir un par de torsión de un engrane o polea de entrada, a través del eje, a un engrane o polea de salida. Por supuesto, el eje debe tener el tamaño adecuado para soportar el esfuerzo y la deflexión por torsión. También es necesario proporcionar un medio para transmitir el par de torsión entre el eje y los engranes. Los elementos comunes para transmitir el par de torsión son: Cuñas, ejes estriados, Tornillos de fijación, Pasadores, Ajustes a presión o por contracción, Ajustes ahusados.

Los ajustes a presión y por contracción para asegurar mazas a ejes se utilizan para transferir la par torsión y preservar la ubicación axial. El factor resultante de concentración de esfuerzo es, por lo general, muy pequeño. Un método similar consiste en utilizar una maza dividida con tornillos para sujetarla al eje, en este método se permite el desensamble y los ajustes laterales.

### ***Diseño de ejes para esfuerzos***

No es necesario evaluar los esfuerzos en todos los puntos de un eje; es suficiente hacerlo en unas cuantas ubicaciones potencialmente críticas. Por lo general, estas ubicaciones se localizan en la superficie exterior, en ubicaciones axiales donde el momento flexionante es grande, donde el par de torsión está presente y donde existen concentraciones de esfuerzo.

Los momentos flexionantes sobre un eje pueden determinarse mediante diagramas de cortante y momento flexionante. Como la mayoría de problemas de ejes incorporan engranes o poleas que introducen fuerzas en dos planos, por lo general los diagramas de momento cortante y flexionante deberán ser en dos planos. Los momentos resultantes se obtienen al sumar momentos como vectores en los puntos de interés a lo largo del eje.

### ***Esfuerzos en ejes***

Los esfuerzos de flexión, torsión o axiales pueden estar presentes tanto en componentes medios como alternantes. Para el análisis, es suficientemente simple combinar los diferentes tipos de esfuerzos en esfuerzos de Von Mises alternantes y medios. Algunas veces conviene adaptar las ecuaciones específicamente para aplicaciones de ejes. En general, las cargas axiales son comparativamente muy pequeñas en ubicaciones críticas donde dominan la flexión y la torsión, por lo que pueden dejarse fuera de las siguientes ecuaciones. Los esfuerzos fluctuantes debido a la flexión y la torsión están dadas por:

$$\sigma_a = k_f \left( \frac{M_a c}{I} \right) \quad (\text{Ec. 2.19})$$

$$\sigma_m = k_f \left( \frac{M_m c}{I} \right) \quad (\text{Ec. 2.20})$$

$$\tau_a = k_{fs} \left( \frac{T_a c}{J} \right) \quad (\text{Ec. 2.21})$$

$$\tau_m = k_{fs} \left( \frac{T_m c}{J} \right) \quad (\text{Ec. 2.22})$$

donde  $M_a$  y  $M_m$  son los momentos flexionantes medio y alternante,  $T_a$  y  $T_m$  son los pares de tensión medio y alternante, y  $k_f$  y  $k_{fs}$  son los factores de concentración de esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión respectivamente.

Si se supone un eje sólido con sección transversal redonda, pueden introducirse términos geométricos apropiados para  $c$ ,  $I$ , y  $J$  lo que resulta en:

$$\sigma_a = k_f \left( \frac{32M_a}{\pi d^3} \right) \quad (\text{Ec. 2.23})$$

$$\sigma_m = k_f \left( \frac{32M_m}{\pi d^3} \right) \quad (\text{Ec. 2.24})$$

$$\tau_a = k_{fs} \left( \frac{16T_a}{\pi d^3} \right) \quad (\text{Ec. 2.25})$$

$$\tau_m = k_{fs} \left( \frac{16T_m}{\pi d^3} \right) \quad (\text{Ec. 2.26})$$



### 2.2.11 **Sistemas de transmisión de potencia**

El sistema de transmisión de potencias es un mecanismo encargado de enviar la fuerza necesaria hasta los elementos mecánicos para lograr su correcto funcionamiento, siendo estos la parte fundamental de una máquina.

#### ***Transmisiones mecánicas***

Son los mecanismos encargados de transmitir o enviar la potencia de un motor hacia otra parte, con el único objetivo de mover las piezas necesarias para su correcto funcionamiento. Las formas más habituales de transmisión son por bandas y por cadenas. Las bandas y las cadenas son los tipos principales de elementos flexibles de transmisión de potencia. Las bandas trabajan con poleas, mientras que las cadenas trabajan con ruedas dentadas llamadas catarinas.

Los elementos de máquinas elásticos o flexibles como bandas, cables, cadenas y otros similares se emplean en los sistemas de transporte y para transmitir potencia a distancias comparativamente largas. Con frecuencia estos elementos se usan como reemplazos de engranes, ejes, cojinetes y otros dispositivos de transmisión de potencia relativamente rígidos. En muchos casos su empleo simplifica el diseño de una máquina y reduce en gran medida el costo. Además, puesto que éstos elementos son elásticos y suelen ser bastante largos, tienen una función importante en la absorción de cargas de impacto y en el amortiguamiento y aislamiento de los efectos de las vibraciones, lo que es una ventaja importante para la vida de la máquina. (Budinas y Nisbett; 2008)

#### ***Transmisión de potencia por bandas***

Las transmisiones por banda o correa, en su forma más sencilla, consta de una cinta colocada con tensión en dos poleas: una motriz y otra movida. Al moverse la correa trasmite energía desde la polea motriz a la polea movida por medio del rozamiento que surge entre la correa y la polea.

Las bandas existen de cuatro tipos las cuales son, bandas planas, bandas redondas, bandas en V y bandas de sincronización. Para cada banda existe un

diseño específico de polea, teniendo así que las poleas abombadas se emplean con bandas planas y las poleas ranuradas o acanaladas se las utiliza con bandas redondas o en V. En el caso de las bandas de sincronización se requieren ruedas dentadas o catarinas.

### ***Bandas en V***

Las bandas en V están estandarizadas según las dimensiones de su sección transversal y dichas secciones están designadas con una letra del alfabeto para los tamaños en pulgadas. Para especificar una banda en V, se menciona la letra de sección de la banda, seguida del tamaño u interior de la circunferencia de la misma, este valor esta en pulgadas. Un ejemplo es la banda A48, lo que significa que es una banda en V con sección A y con un diámetro interior de circunferencia de 48 pulgadas.

Si en un sistema de transmisión de potencia por bandas se poseen los datos de las poleas de entrada y de salida y además se conoce el valor de la velocidad de entrada, con estos datos es posible calcular la velocidad de salida empleando la siguiente ecuación:

$$\frac{D2}{D1} = \frac{n1}{n2} \quad (\text{Ec. 2.27})$$

En donde, D1 es el diámetro de la polea de entrada o motriz, D2 es el diámetro de la polea conducida y n1 es la velocidad de giro en revoluciones por minuto del motor.

Un punto a tomar en cuenta en el diseño de transmisión de potencia por bandas es la distancia entre centros de las poleas. Dicho valor se obtiene de analizar la siguiente desigualdad.

$$D2 < C < 3(D1 + D2) \quad (\text{Desigualdad. 2.2})$$

Con el valor de C ahora ya es posible determinar la longitud de la banda resolviendo la siguiente ecuación:

$$L = 2C + 1.57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \quad (\text{Ec. 2.28})$$

Budinas y Nisbett proponen lo siguiente (2008): En el diseño de bandas en V con sección A, al valor que obtengamos de resolver la ecuación 2.25, se le debe sumar la cantidad de 1.3 para obtener la longitud de paso para este tipo de banda.

$$L_p = L + 1,3 \text{ in} \quad (\text{Ec.2.29})$$

Con el valor de la longitud de paso, ahora ya es posible adquirir la banda que se empleará en el diseño.

### ***Cálculo de las fuerzas presentes en la banda.***

Con los datos obtenidos hasta el momento, se procede a calcular la Velocidad de la banda.

$$V_b = \frac{(\pi \cdot d \cdot n)}{12} \quad (\text{Ec. 2.30})$$

Donde  $d$  = diámetro de la polea motriz

$n$  = velocidad de giro del eje en donde está la polea (rpm)

Las fórmulas para resolver y encontrar el valor de las fuerzas presente en la banda son las siguientes: (Anexo 2)

Fórmula para el cálculo de la potencia que se transmite por la banda

$$\Delta F = \frac{63025 Hd/Nb}{n \left(\frac{d}{2}\right)} ; \text{ en donde} \quad (\text{Ec. 2.31})$$

$Hd$  = Potencia de diseño

$Nb$  = número de bandas

Fórmula para calcular la tensión mayor F1

$$F1 = Fc + \frac{\Delta F * \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1}; \text{ en donde} \quad (\text{Ec. 2.32})$$

$Fc =$  *tensión centrífuga generada por la banda*

$\exp =$  *función exponencial, corresponde a la función inversa del log natural*

$f =$  *coeficiente de fricción efectivo para poleas con ranura = 0,5123*

$\phi =$  *ángulo de contacto en transmisiones por banda*

Fórmula para calcular la tensión menor F2

$$F2 = F1 - \Delta F \quad (\text{Ec. 2.33})$$

Antes de realizar los cálculos, se debe encontrar el valor de la  $H_a$ , que es la potencia permitida de trabajo.

$$H_a = K1 * K2 * H_{tab}; \text{ en donde} \quad (\text{Ec. 2.34})$$

$K1 =$  *factor de corrección del ángulo de cobertura*

$K2 =$  *factor de corrección de longitud de la banda*

$H_{tab} =$  *potencia tabulada*

De la tabla 17.13 (Anexo 2), se obtiene que  $K1$  tiene relación con el resultado de la siguiente división:

$$\frac{(D - d)}{C}$$

Con el valor obtenido, de tablas se deduce que un valor corresponde para  $K1$

Para obtener el valor de  $K2$ , se consulta en tabla 17.14 (Anexo 2), que factor de longitud le corresponde a una banda en V de sección A con una longitud "X".

Para obtener el valor de la  $H_{tab}$  se consulta en la tabla 17.12 (Anexo 2), tomando como base la  $V_b$  que ya se obtuvo, y se mira qué valor corresponde de  $H_{tab}$  para una  $V_b = "X"$  pies/min.

Una vez obtenida la potencia de trabajo, se realizan los cálculos para obtener la potencia de diseño  $H_d$  misma que se calcula resolviendo la siguiente fórmula:

$$H_d = H_{nom} * K_s * n_d ; \quad \text{en donde} \quad (\text{Ec. 2.35})$$

$H_{nom}$  = potencia nominal = aproximadamente a  $H_a$

$K_s$  = Factor de servicio dependiendo del trabajo realizado.

$n_d$  = Factor de diseño estipulado por el diseñador

Con los valores de  $H_a$  y  $H_d$  ya se puede calcular cual es número de bandas que debe utilizarse para realizar esta transmisión de potencia, para cual se reemplaza valores en la ecuación:

$$n_d = H_d / H_a \quad (\text{Ec.2.36})$$

Ahora se continúa con el cálculo del ángulo de contacto de dicha banda:

$$\phi_d = \pi - 2 \text{sen}^{-1} \frac{(D-d)}{2C} \quad (\text{Ec. 2.37})$$

Con el ángulo de contacto es posible calcular la función exponencial

$$\exp (f * \phi)$$

La última variable a calcular para obtener las fuerzas en la banda es la variable  $F_c$ , misma que se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$F_c = K_c \left( \frac{V_b}{1000} \right)^2 ; \quad \text{en donde} \quad (\text{Ec. 2.38})$$

$K_c$  = factor para calcular fuerzas centrifugas

De tablas se obtiene el valor de  $K_c$ , para bandas en V de sección A.

### ***Rodamientos***

Es el conjunto de esferas que se encuentran unidas por un anillo interior y uno exterior, este produce movimiento al objeto que se coloque sobre este y se mueve sobre el cual se apoya. Siendo un elemento mecánico que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas.

#### **2.2.12 Mecanismos de cuatro barras**

Es un mecanismo formado de cuatro barras las tres barras móviles y una cuarta fija o suelo, las barras móviles están unidas a la fija mediante pivotes, enumeradas en el siguiente orden.

Barra 2. Barra que proporciona movimiento al mecanismo.

Barra 3. Barra superior.

Barra 4. Barra que recibe el movimiento.

Barra 1. Barra imaginaria que vincula la unión de revoluta de la barra 2 con la unión de revoluta de la barra 4 con el suelo.

### ***Biela – manivela***

El mecanismo de biela - manivela es un mecanismo que transforma un movimiento circular en un movimiento de traslación, o viceversa. El ejemplo actual más común se encuentra en el motor de combustión interna de un automóvil, en el cual el movimiento lineal del pistón producido por la explosión de la gasolina se trasmite a la biela y se convierte en movimiento circular en el cigüeñal.

En forma esquemática, este mecanismo se crea con dos barras unidas por una unión de revoluta. El extremo que rota de la barra (la manivela) se encuentra unido a un punto fijo, el centro de giro, y el otro extremo se encuentra

unido a la biela. El extremo restante de la biela se encuentra unido a un pistón que se mueve en línea recta.

### **2.2.13 Conceptos generales de corte por cizallamiento**

“El cizallado es la operación de corte del metal que se realiza mediante dos cuchillas, una fija y una móvil en una cizalla. En esta operación una estrecha tira de metal se deforma plásticamente con tanta intensidad que llega a romperse en las superficies en contacto con las cuchillas, la fractura inicial se propaga hasta el interior, hasta producir el corte completo.

La profundidad que debe penetrar la hoja móvil para completar el cizallado está directamente relacionado con la ductilidad del metal. En los materiales frágiles la penetración es solo una pequeña fracción del espesor, pero en los muy dúctiles puede ser algo mayor, cuanto mayor es la carga de rotura, mayor será la fuerza de corte exigida”

Como punto de partida del diseño se toma en cuenta el proceso de corte por cizallamiento, debido a la geometría de la varilla, en sí su espesor de 6mm, se optó por realizar el proceso de corte sin arranque de viruta, es decir, el corte no genera desperdicios de material por desprendimiento, ya que la fuerza de cizallamiento a la que es sometida la varilla garantiza la ruptura del material por acción de fuerzas cortantes superiores a la fuerza de resistencia a la ruptura de la varilla.

#### ***Juego en el cizallado***

El juego en el cizallado es la distancia o separación horizontal que existe entre la hoja fija y la hoja móvil de la cizalla. Si el material a romper es duro o frágil, el juego debe ser menor y en caso contrario si el material a romper es dúctil, el juego debe ser mayor, este proceso se observa en la figura 2.4.

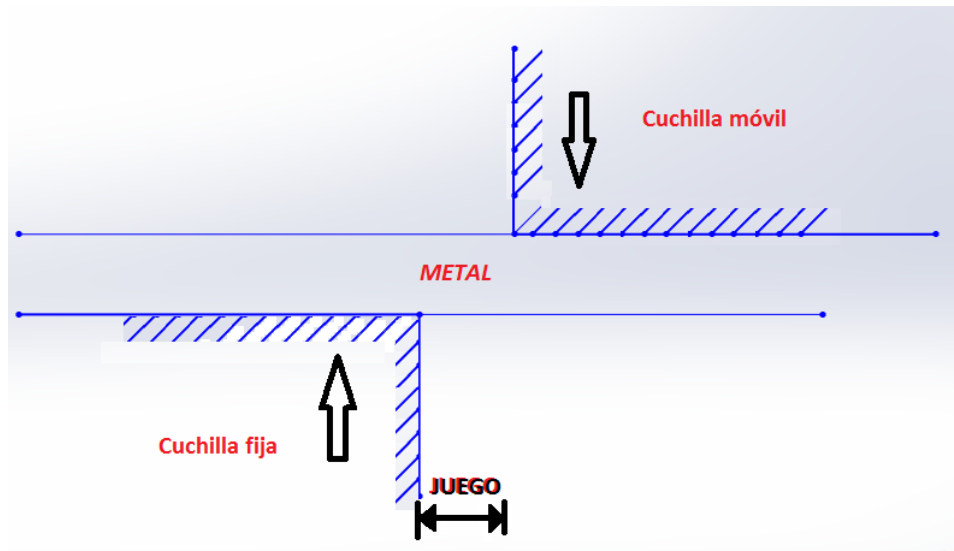


Figura 2.4 Esquema de los componentes del proceso de corte por cizallamiento

### **Ángulos característicos en las cizallas**

El ángulo depende de:

- La dureza del material a trabajar
- Las características del material de la cuchilla
- En el metal cizallado se generan dos zonas:
- Zona brillante debido al corte puro
- Zona opaca al desgaste que sufre el material

Para cuchillas de acero duro, empleadas para cortar planchas de acero de bajo carbono, son comunes los siguientes ángulos, mismos que se encuentran en la figura 2.5.

- Ángulo de incidencia,  $T = 6$  grados.
- Ángulo de corte o filo,  $\beta = 80$  grados.
- Ángulo de desprendimiento,  $\alpha =$  grados.



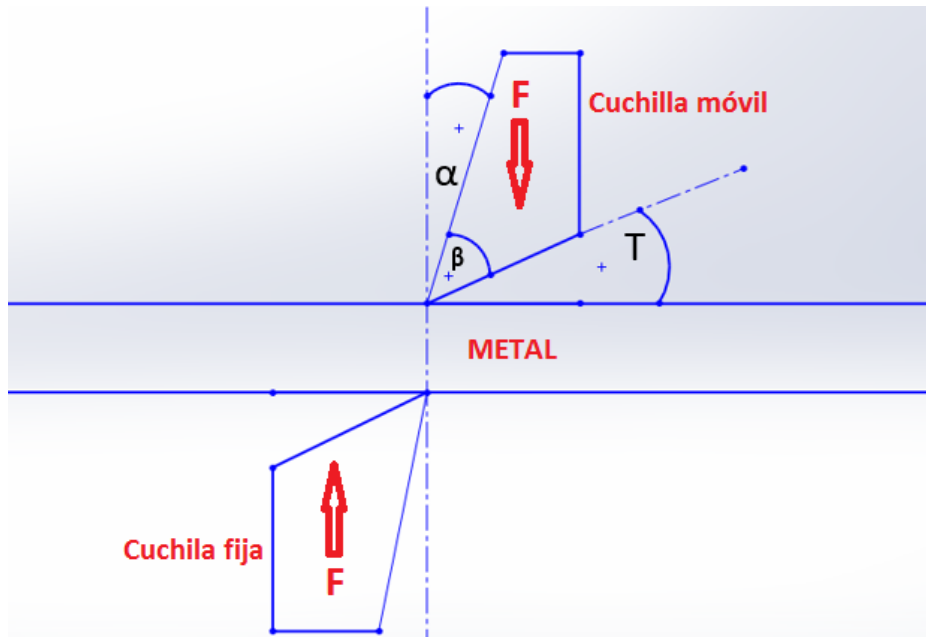


Figura 2.5 Esquema de los ángulos presentes en el proceso de corte por cizallamiento

### Fuerza y esfuerzo necesario para el corte

La fuerza requerida para cortar una chapa depende de:

- Longitud de corte
- Espesor de la plancha
- Resistencia al cizallamiento del metal

La fuerza necesaria para el corte es igual al producto de la sección cortada por el esfuerzo unitario de cortadura.

Para cizallas de cuchillas paralelas las variables a tomar en cuenta se observan en la figura 2.6.

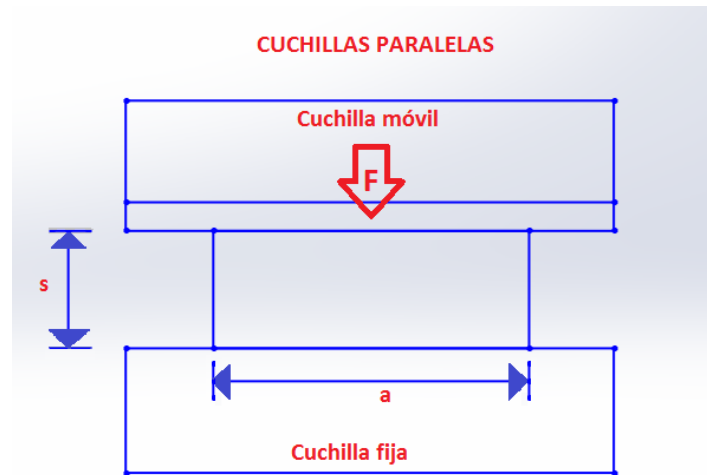


Figura 2.6 Esquema del proceso de corte por cizallamiento con cuchillas en paralelo

$$F = s * \sigma_t = a * s * \sigma_t \quad (\text{Ec.2.39})$$

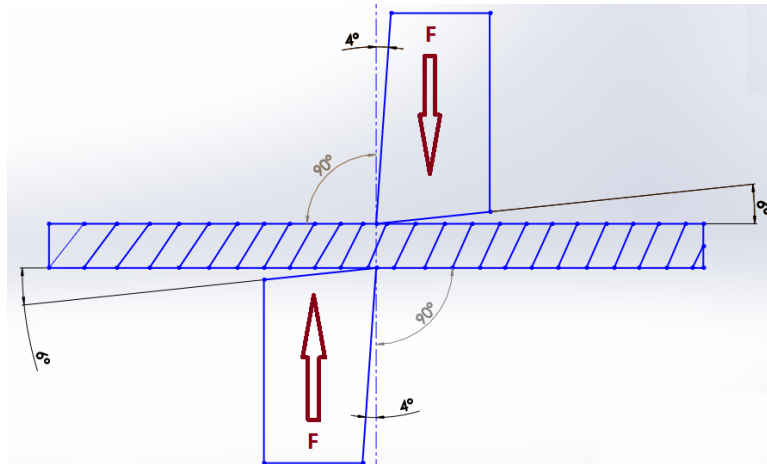
Donde

$F =$  Fuerza necesaria para el corte (Kgf)

$s =$  sección de corte ( $\text{mm}^2$ )

$\sigma_t =$  esfuerzo unitario a cortadura ( $\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$ )

La esencia en sí del proceso de corte con cizallas en paralelo, consiste en separar en dos partes el metal que está bajo la presión de un par de cuchillas cortantes. La chapa de metal a cortar debe colocarse entre las cuchillas superior e inferior, tal como se indica en la figura 2.7.



*Figura 2.7 Diagrama de todos los ángulos presentes en el proceso de corte por cizallamiento con cuchillas en paralelo*

### 2.3 Glosario de términos

CAD. - Se refiere a un software y su traducción de sus siglas en inglés es, diseño asistido por computadora.

Fatiga mecánica. - Se refiere al esfuerzo o trabajo constante al que se somete un elemento mecánico, que bajo ciertas condiciones pueden provocar la rotura de dicho elemento por exceso de fatiga.

FDS. - Este término se lo utiliza para especificar el Factor de Seguridad que posee un elemento de máquina, es decir cuan seguro o no va a resultar construir dicho elemento.

SolidWorks. - Es un CAD que permite simular la construcción de piezas mecánicas y además permite ensamblarlas simulando la construcción de máquinas.

Varilla Trefilada. - Se refiere a la varilla corrugada que se utiliza generalmente para el campo de la construcción en la fabricación de hormigón armado.

von Mises: - Es una teoría de falla de elementos mecánicos que sirve para determinar previamente mediante cálculos, si un elemento mecánico bajo ciertas condiciones va a experimentar o no la rotura del mismo.

## **CAPÍTULO 3**

### **3.1 Tipo de investigación**

El presente trabajo de grado es una investigación aplicada, ya que con fundamentos basados en la ciencia mecánica se diseñó la Máquina dobladora de estribos. Y debido al hecho, que, para obtener los resultados deseados, se realizaron varias pruebas de ensayo y error en la Fábrica de Postes Imbabura.

### **3.2 Diseño de la investigación**

En este apartado se detallan cada una de las etapas de diseño de la máquina dobladora de estribos. El diseño se divide en cuatro partes mismas que son: Diseño de la estructura de la máquina, Diseño del sistema mecánico de doblado, diseño del sistema mecánico de arrastre y finalmente el diseño de la cizalla manual.

#### **3.2.1 Diseño de la estructura de la máquina**

Para el diseño de la estructura de la máquina se tomó como punto de partida, el diseño de las estructuras de las máquinas para prefabricados de hormigón, ya que de la observación se obtuvo conclusiones respecto al material con el que son fabricadas, capacidad de carga sobre ellas, configuración geométrica de construcción y los perfiles estructurales presentes en su diseño. Esto concuerda con el concepto de diseño mecánico que establece que, para iniciar el diseño de una máquina, se parte del diseño de máquinas semejantes en tamaño y en uso.

Una vez seleccionados los materiales y la forma geométrica de la estructura, se procedió a verificar si dichas selecciones fueron acertadas, mediante cálculos y también simulaciones en SolidWorks.

#### **3.2.2 Diseño del sistema mecánico de doblado**

Al no existir en nuestro medio máquinas estribadoras a las se pueda tener acceso para observar los elementos presentes en el doblado, se optó por analizar mediante videos el proceso de doblado de las estribadoras automáticas extranjeras. En dicha visualización solo se puede observar el movimiento de

doblado, más no los mecanismos presentes en el mismo. Todo esto llevo a diseñar un mecanismo que genere dicho movimiento de doblado. El resultado de la investigación concluyó que un mecanismo biela-manivela impulsado por un sistema de transmisión de potencia por bandas, logra imitar el movimiento de doblado de las estribadoras automáticas extranjeras.

### **3.2.3 Diseño del sistema mecánico de arrastre**

Gracias al diseño acertado tanto de la estructura, como del sistema de doblado, la máquina estribadora ya era capaz de realizar los dobles de la varilla. El siguiente paso era diseñar el sistema mecánico de arrastre, para ello se optó por un juego de rodamientos, que transporten a la varilla de forma constante para realizar el doblado de la misma. El diseño final del mismo establece que para arrastrar la varilla se necesita que uno de los rodamientos sea el rodamiento motriz, mismo que es impulsado mediante bandas y poleas por el eje de salida del sistema de transmisión de potencia.

### **3.2.4 Diseño de la cizalla manual**

Con los tres diseños antes mencionados se alcanzó la meta del proyecto, mismo que como su tema lo establece, la principal función de la máquina es doblar varilla trefilada de acero de 6mm de diámetro para hacer estribos cuadrados. Pero con la finalidad de alcanzar el objetivo principal de llegar a la OPTIMIZACIÓN del tiempo y la producción de fabricación de estribos, se vio la necesidad de implementar un mecanismo de corte, que permita expulsar al estribo ya formado para dar paso a la formación de un siguiente estribo.

Para realizar el corte de la varilla se diseñó una cizalla manual que realiza la función detallada en el párrafo anterior.

## **3.3 Fuentes**

### **3.3.1 Primarias**

La principal fuente de datos relevantes para realizar el diseño de la máquina fue la empresa auspiciante Fábrica de Postes Imbabura. Dicha entidad aportó datos sobre dimensionamiento y forma geométrica adecuada del estribo.

### **3.3.2 Secundarias**

Los proveedores de información secundaria fueron el INEN y Adelca, en primera instancia el INEN ya que de esta entidad se obtuvo información sobre las características del hormigón armado para la construcción y en segunda instancia la empresa Adelca, obteniéndose de esta empresa, datos sobre las características técnicas con las cuales es fabricada la varilla trefilada de acero de 6 mm.

### **3.4 Diseño y construcción de la estructura**

Al diseñar la estructura de la máquina dobladora para fabricar estribos cuadrados de varilla trefilada de acero de 6mm de diámetro, la finalidad es lograr una estructura sólida y firme, que sea capaz de soportar el peso que va a ser colocado sobre esta.

En la selección de materiales, se tomó en cuenta estructuras en aplicaciones similares, así como también el factor económico, normas de calidad y sobre todo la facilidad de encontrarlo en mercado local.

Para optimizar el tiempo y evitar gastos innecesarios; luego de seleccionar el perfil estructural, se realizó el diseño en el programa CAD SolidWorks profesional para simular y verificar su diseño.

#### **3.4.1 Materiales**

Para diseñar los elementos estructurales de esta máquina se hizo una selección técnica y profunda de los materiales. Ya que esto nos garantiza el éxito o fracaso de este proyecto.

Lo primero que se diseña es la estructura de la máquina y por ende es necesario tener bases sólidas sobre los criterios para seleccionar el material, de la investigación se toma como punto de partida el enunciado del apartado 2.2.6, el cual menciona que la selección de un material puede basarse en materiales utilizados en aplicaciones similares, para este caso se toma el material utilizado en la construcción de estructuras de maquinaria para prefabricados, ya que dichas estructuras son capaces de soportar sobre ellas cargas de hasta 350Kg.

En la investigación se identificó que el material usado en este tipo de estructuras es el acero al carbono ASTM A36, el procesamiento del material es laminado en caliente y su forma es perfil estructural en ángulo L, tal como se observa en la figura 3.1.



*Figura 3.1 Estructura de máquina para prefabricados*

Luego de analizar lo expuesto anteriormente se decide seleccionar como material el perfil estructural ángulo L con norma ASTM A36, para diseñar y construir la estructura de la máquina dobladora.

#### **3.4.2 Diseño de la estructura de la máquina**

El diseño de la estructura de la máquina debe garantizar estabilidad estructural para soportar todas las masas que irán colocadas sobre ella.

Tomando en cuenta que sobre la estructura se colocará el sistema de doblado, arrastre y corte, así como también las chumaceras, ejes, poleas y un motor, se toma como masa inicial un valor promedio de 50Kg, valor está dentro del rango de cargas sobre estructuras construidas con perfil estructural ángulo L para maquinaria de prefabricados de hormigón.

#### **Parámetros para el diseño de la estructura de la máquina**

Al tomar las dimensiones del perfil estructural con el que se construye la estructura de las máquinas para prefabricados, se deduce que las dimensiones de dicho perfil estructural ángulo L es de 40X40X3 mm.



Por dicho motivo la estructura de la máquina estribadora se construye con perfil estructural ángulo L de medida 40X40x3 mm.

Para diseñar y construir virtualmente la estructura de la máquina se utiliza el CAD SolidWorks ya que dicho software de diseño mecánico posee perfiles estructurales normalizados, la utilización de SolidWorks, permite abaratar costos de producción ya que nos ayuda a disminuir e identificar errores antes de la construcción real de la máquina o una de sus partes.

Antes de construir la estructura se debe tomar en cuenta que la máquina estribadora trabajará con varilla trefilada de acero de 6mm de diámetro y 6 m de longitud, con esto en cuenta se procede a diseñar la estructura en SolidWorks.

### **Construcción de la estructura en el CAD SOLIDWORKS**

Para diseñar la estructura de la máquina se emplea el CAD SolidWorks y luego de los respectivos análisis se procederá a construirla.

#### ***Especificaciones Técnicas de la Estructura***

##### ***Material utilizado***

Perfil estructural Ángulo L con norma ASTM A36 de 40X40X3 mm.

Perfil Laminado varilla cuadrada con norma ASTM A-36 12,7X12,7 mm

##### ***Procesos aplicados para la construcción***

- Corte (Amoladora)
- Suelda MIG - Soldadura Eléctrica (electrodo celulósico E 6011 y electrodo rutilico E 6013)
- Pulido

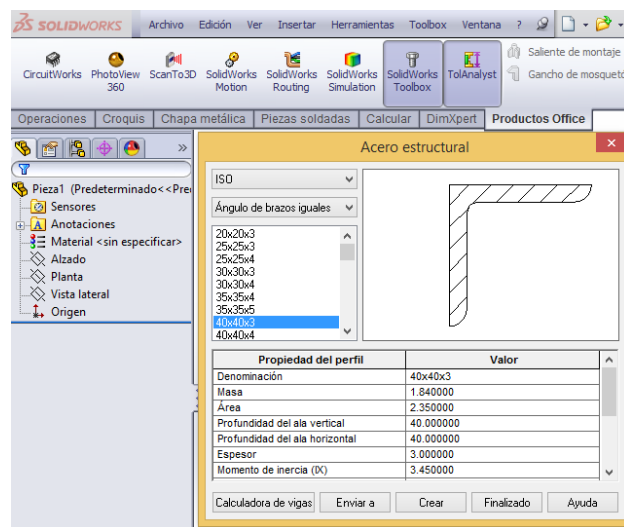
##### ***Dimensiones***

- Largo 180 cm

- Altura 150 cm
- Ancho 60 cm

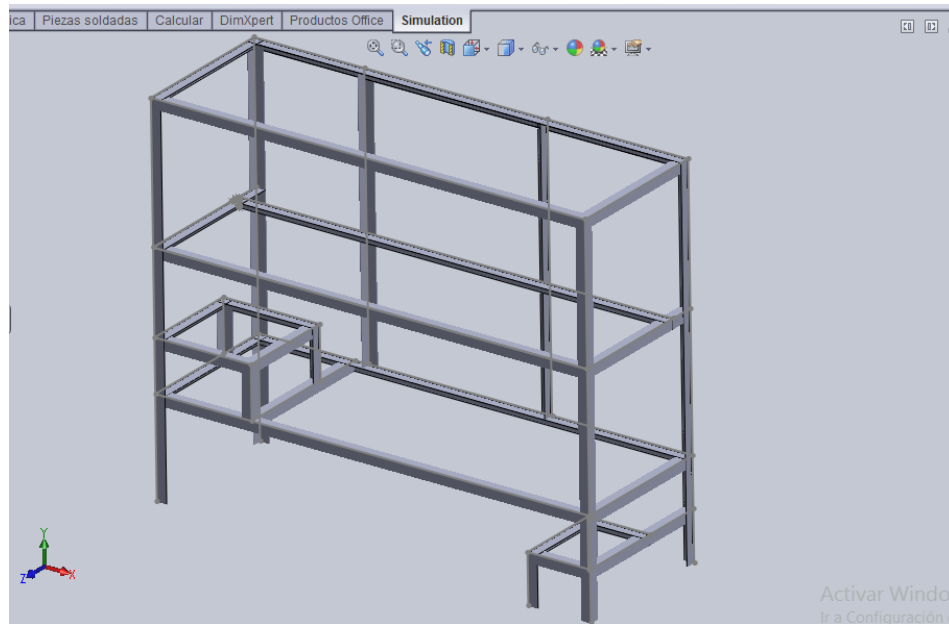
### ***Estructura construida con CAD SolidWorks***

El CAD SolidWorks posee en su caja de herramientas perfiles estructurales, para nuestro diseño de estructura seleccionamos un perfil estructural ángulo de brazos iguales con las dimensiones 40X40X3 tal y como se muestra en la figura 3.2.



*Figura 3.2 Caja de herramientas del CAD SolidWorks*

Una vez seleccionado el perfil estructural se procede a crear cada una de las piezas que formaran la estructura, en la figura 3.3 se puede observar la estructura de la máquina estribadora.



*Figura 3.3 Estructura de la máquina estribadora diseñada en SolidWorks*

#### **3.4.2.1 Análisis de estructura**

El asesor de estudios de estructuras, es una herramienta útil en el diseño de estructuras que posee SolidWorks, misma que permite realizar una simulación con carga estática sobre la estructura de la máquina. Esta herramienta de análisis estructural sirve para identificar posibles deformaciones, cuando la estructura está sujeta a varias cargas o restricciones.

Una vez diseñada la estructura en SolidWorks, se procede a realizar la respectiva simulación de la misma analizando estáticamente la estructura.

#### ***Simulación de la estructura con análisis estático***

Las cargas que soportará la estructura serán las de la masa del motor, el sistema de transmisión de potencia por bandas para el funcionamiento del sistema mecánico de doblado y finalmente también la estructura debe ser capaz de soportar la masa del sistema mecánico de corte.

Inicialmente se aplica las propiedades del material seleccionado, en este caso es el acero ASTM A36, tal y como se muestra en la figura 3.4.

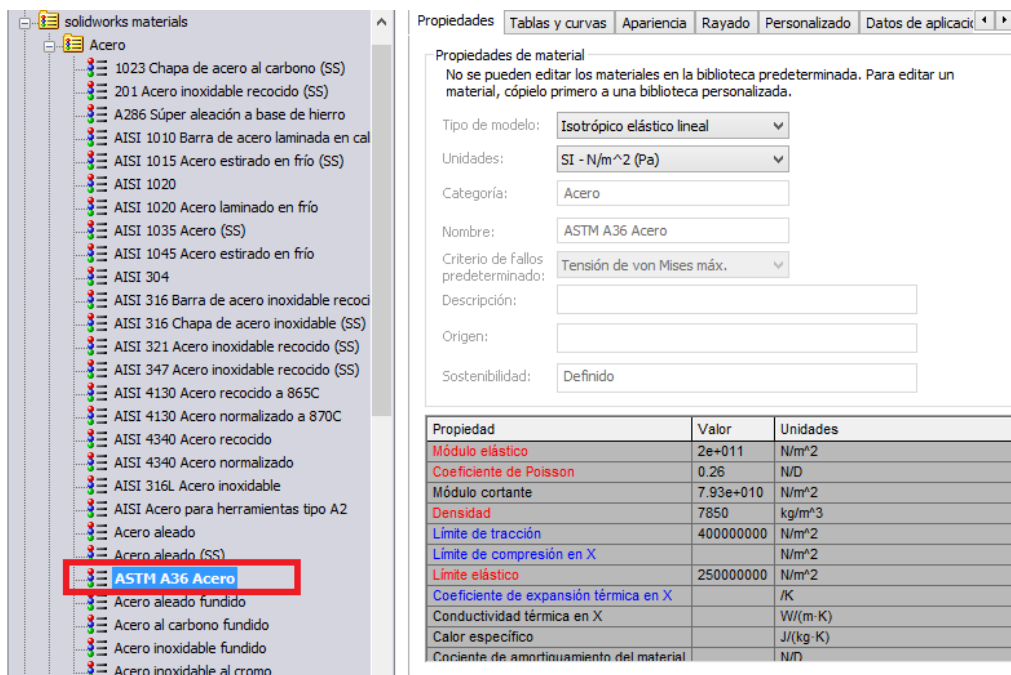


Figura 3.4 Aplicación del material a la estructura diseñada en SolidWorks

Ahora se procede a simular la deformación que sufrirá o no la parte de la estructura en donde irá colocado el sistema de transmisión de potencia por bandas.

Dicha parte de la estructura debe ser capaz de soportar una carga de 50Kg, para cual procedemos a realizar la simulación de dicha carga en el CAD SolidWorks tal como se muestra en la figura 3.5.

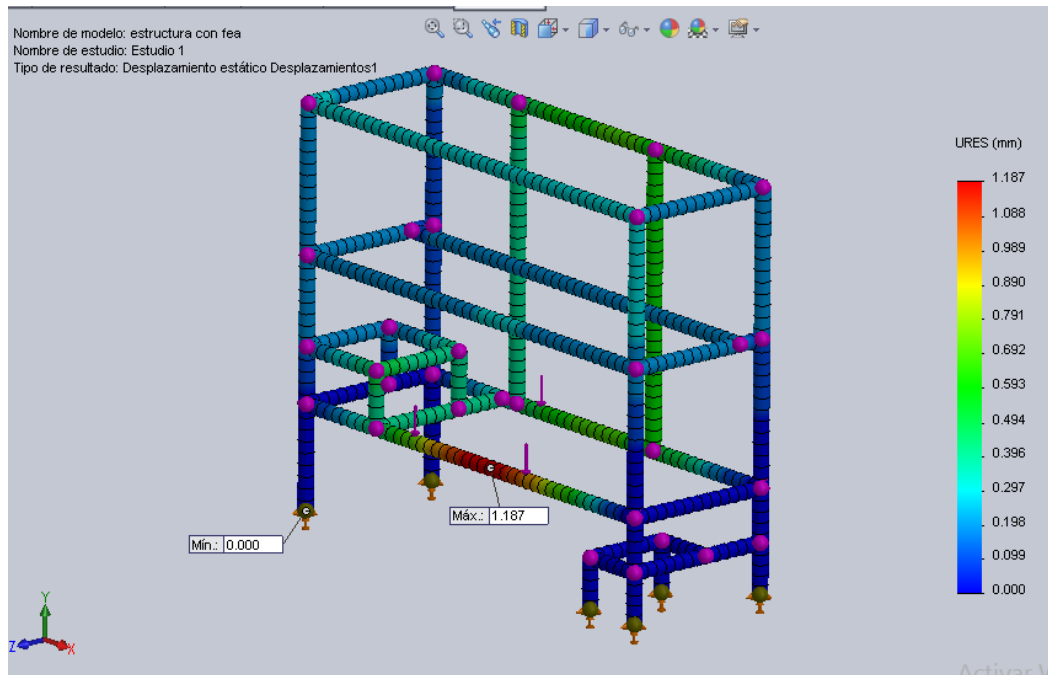


Figura 3.5 Simulación del desplazamiento presente en la estructura de la máquina estribadora diseñada en SolidWorks

La simulación de la figura 3.5 indica que el desplazamiento que provoca el peso del sistema de transmisión de potencia por bandas sobre la parte de la estructura en donde será colocado es de 1,87 mm, lo que garantiza que el diseño de la estructura soportará satisfactoriamente dicha carga de 50Kg.

#### 3.4.2.2 Análisis de esfuerzos de la estructura

Para determinar si existe o no la fluencia en un elemento estructural se deben emplear cálculos de teoría de falla, por eso en esta sección se realizará análisis de esfuerzos a la estructura para verificar si existe o no fluencia en la misma, luego se procederá a simular en CAD SolidWorks para comprobar los cálculos realizados.

Una de las teorías útiles para calcular si ocurre la fluencia en la estructura es la teoría de falla de la Energía de Distorsión o de Von Mises que es la teoría de falla con la que trabaja SolidWorks, por eso para comprobar la veracidad de los cálculos los mismos se compararán con los datos de la simulación en SolidWorks.

**Diseño a carga estática de los soportes donde se ubica el sistema de transmisión de potencia por bandas.**

Cálculo del esfuerzo de Von Mises ( $\sigma'$ )

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x * \sigma_y + \sigma_y^2 + 3T_{xy}^2)^{1/2}$$

Se procede a calcular el valor del esfuerzo flexionante presente en las varillas cuadradas en donde se acoplará el sistema de transmisión de potencia por bandas y que están soldadas a la estructura de la máquina, que es el lugar en donde se aplicará la carga.

$$\sigma_F = \sigma' = \frac{M * c}{I}$$

en donde:

$$M = F * x = \text{momento flector}$$

F= fuerza o carga aplicada sobre el elemento de estudio

F= 12,5Kg, porque se analiza individualmente cada varilla

x= desplazamiento al cual se encuentra la fuerza aplicada

“x” tendrá un valor de 80cm que es el punto medio de la varilla.

$$M = 12,5Kg * 80cm = 1000 Kg * cm = 98.0665 N * m$$

$$c = \text{magnitud máxima de } Y = 0,00635 m$$

$I =$  segundo momento de área de un perfil laminado varilla cuadrada

$$I = \frac{b * h^3}{12} = 0,00000000496 m^4 \quad , \text{ reemplazando valores:}$$

$$\sigma_F = \frac{M * c}{I} = \frac{98,0665 * 0,00635}{0.00000000496} = 125,5 Mpa$$

por lo tanto:

$$\sigma_x = \sigma_F = \sigma' = 125,5 \text{ MPa}$$

***Diseño utilizando el simulador de análisis de esfuerzos de SolidWorks.***

Para determinar si se produce la fluencia en los materiales dúctiles se utiliza la teoría de la Energía de Distorsión (ED), llamada también Esfuerzo Von Misses.

“La teoría de la energía de deformación máxima predice que la fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material”.

Es decir, la fluencia ocurre cuando:

$$\sigma' \geq S_y$$

donde  $\sigma'$ , es el esfuerzo Von Misses

$S_y$ , es la resistencia a la fluencia del material.

En la figura 3,6 se puede observar los resultados de la simulación del esfuerzo de Von Misses presente en la estructura de la máquina, utilizando el CAD SolidWorks.

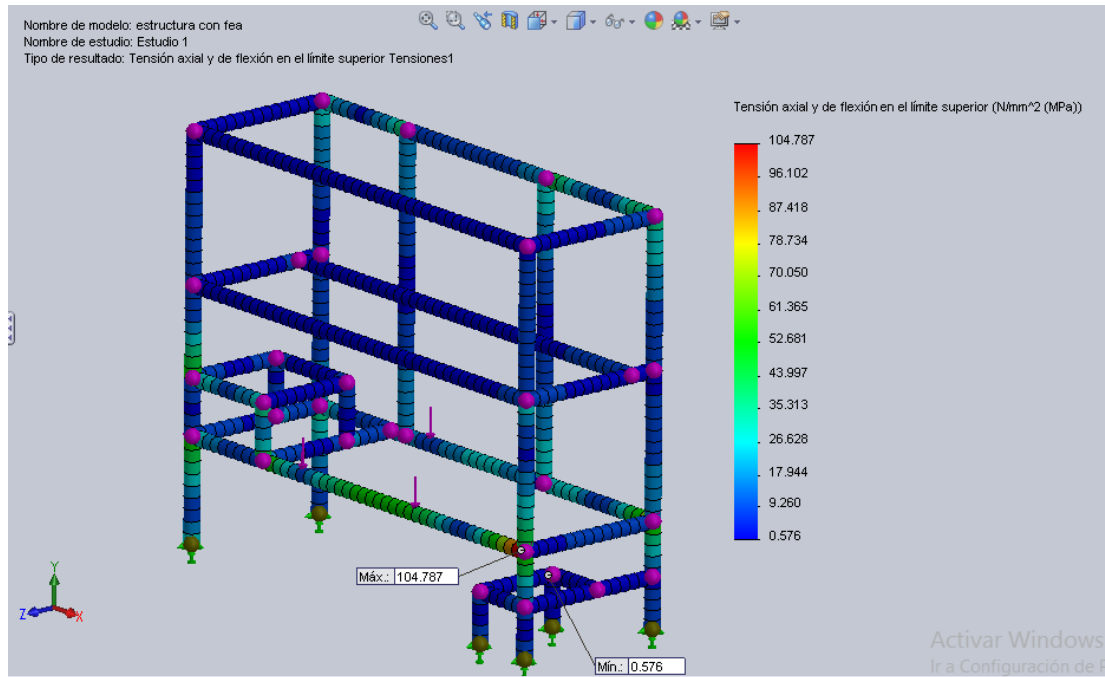


Figura 3.6 Simulación del esfuerzo de von Mises presente en la estructura de la máquina, utilizando el CAD SolidWorks

Como se aprecia en los datos de la simulación, el Esfuerzo de Von Misses existente en las varillas que serán los soportes donde se ubica el sistema de transmisión de potencia por bandas es de 104,78 MPa. Ahora se compara valores para determinar si existe o no la fluencia, para ello se reemplaza valores en la desigualdad 2.1:

$$\sigma' \geq S_y$$

$$S_y = 250 \text{MPa, para acero ASTM A36}$$

$$104,78 \text{ MPa} \geq 250 \text{ MPa}$$

Debido a que no se cumple la desigualdad, se concluye que la simulación del Esfuerzo Von Misses comprueba que la estructura base se ubica el sistema de transmisión de potencia por bandas cumple los requerimientos del diseñador, ya que la carga aplicada no genera fluencia.



La simulación del Esfuerzo Von Misses es un apoyo para comprobar los cálculos realizados y como se puede ver los valores tanto de los cálculos como de la simulación no sobrepasan los 250MPa, lo que garantiza que no ocurre la fluencia, lo que indica la veracidad y eficacia del diseño.

### 3.4.2.3 Factor de seguridad

“El factor de seguridad FDS es el cociente entre el valor calculado de la capacidad máxima de un sistema y el valor del requerimiento esperado real al que se verá sometido. Por este motivo es un número mayor que uno, que indica la capacidad en reserva que tiene el sistema por sobre sus requerimientos” (Budinas y Nisbett, 2008)

#### **Cálculo del FDS de la estructura**

La teoría de la energía de distorsión o Esfuerzo de Von Mises establecía que si se cumplía la desigualdad 2.2 ocurría la fluencia. Para cuestiones de diseño y cálculo del FDS la desigualdad 2.2 se convierte en:

$$\sigma' = \frac{S_y}{n}$$

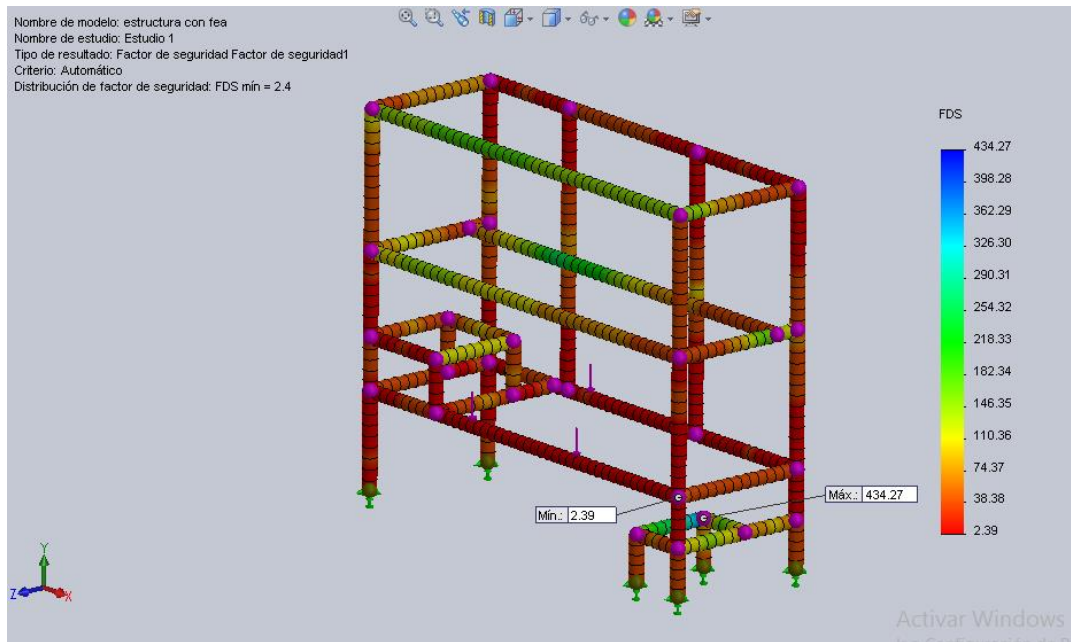
donde n es el factor de seguridad, reemplazando valores tenemos :

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{250MPa}{125,5MPa} = 1,99 = 2$$

Del resultado anterior se deduce que la estructura soportará tranquilamente la carga de 50Kg sobre ella. Lo que demuestra que el diseño garantiza estabilidad estructural en la máquina.

#### ***Cálculo del FDS utilizando el simulador de FDS de SolidWorks***

Una vez que se han realizado los cálculos del FDS, se procede a validar su veracidad utilizando el simulador de FDS que posee SolidWorks, los resultados se muestran en la figura 3.7.



*Figura 3.7 Simulación en SolidWorks del Factor de seguridad para la estructura de la máquina*

Con los datos obtenidos en la simulación FDS mín.= 2,3, se comprueba que el valor obtenido en los cálculos FDS= 2 es semejante al valor que se obtuvo en la simulación. En conclusión, el diseño de la estructura soportará satisfactoriamente las cargas colocadas sobre ella.

### 3.4.3 Construcción

Una vez realizado el diseño de la estructura y mediante el CAD SolidWorks haber obteniendo resultados satisfactorios al simular el Análisis de Estructura y el Análisis de Esfuerzos de la misma, se procede a la construcción de la estructura de la Máquina dobladora para fabricar estribos cuadrados de varilla trefilada de acero de 6mm de diámetro.

### **3.5 Diseño y construcción del sistema mecánico de doblado**

Una vez que ya se diseñó la estructura de la máquina estribadora, es momento de pasar a diseñar los sistemas mecánicos que lograrán fabricar estribos de forma cuadrada con 7cm de lado.

Inicialmente se diseña el sistema mecánico de doblado, mismo que tiene la función de realizar el doblado de la varilla trefilada de acero de 6mm de diámetro, para darle de esta manera la forma al estribo cuadrado.

El sistema mecánico de doblado consta de un motor, un sistema de transmisión de potencia por bandas y un mecanismo biela manivela, todo esto en conjunta acción dará la forma cuadrada al estribo.

#### **3.5.1 Consideraciones básicas para el diseño del sistema mecánico de doblado**

Para formar un estribo cuadrado se necesita doblar por tres ocasiones a la varilla con esta acción se garantiza que se complete su forma. Si se toma como punto de partida el mecanismo de doblado que se utiliza en la fabricación artesanal de estribos en la empresa Fábrica de Postes Imbabura, se puede dividir todo el proceso de doblado en dos partes, cuando baja la palanca para realizar el doblado y cuando sube la palanca para volver a su posición inicial, en total tres veces se repite este proceso de bajar y subir la palanca, lo que da un total de seis pasos, tres de bajada y tres de subida. La secuencia de trabajo se detalla en la tabla 3.1.

Tabla 3.1 Secuencia de trabajo del sistema mecánico de doblado

<b>SECUENCIA DE TRABAJO DEL SISTEMA MECÁNICO DE DOBLADO</b>						
<b>ACCIONES</b>	1er Doblado		2do Doblado		3er Doblado	
	Paso 1	Paso 2	Paso 3	Paso 4	Paso 5	Paso 6
¿La palanca baja?	SI	NO	SI	NO	SI	NO
¿La palanca sube?	NO	SI	NO	SI	NO	SI
¿La varilla se desplaza?	NO	SI	NO	SI	NO	SI
¿Se dobla la varilla?	SI	NO	SI	NO	SI	NO
¿Se corta a la varilla?	NO	NO	NO	NO	NO	SI
Tiempo transcurrido (seg.)	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5

Ahora que ya sabemos el ciclo de trabajo y el funcionamiento de la palanca dobladora, se pasa a diseñar el mecanismo que realiza de forma automática este proceso, para ello la máquina estribadora cuenta con un sistema mecánico de doblado, mismo que consta de un mecanismo biela – manivela, que reemplaza a la palanca que realiza el doblado de forma artesanal.

De la investigación se toma un sistema de transmisión de potencia por bandas para accionar el mecanismo de biela - manivela para realizar los tres doblados para formar el estribo cuadrado.

Para determinar las rpm a los que funciona el mecanismo biela - manivela se tomaron en cuenta los siguientes datos:

- Velocidad del eje de los motores monofásicos: 1750 rpm
- Longitud de la varilla trefilada de acero: 596 cm

- Perímetro del estribo cuadrado: 28 cm

La meta de la máquina es producir más de 5 estribos por minuto, para ello se utiliza la tabla 3.2 en la cual se analiza tres diferentes tiempos para cada media revolución que gira la manivela, se analiza media revolución porque eso representa un paso de la tabla 3.1, en sí cada revolución son dos pasos o en sí un doblado de varilla. La interpretación de la tabla 3.2 es la siguiente, si artesanalmente se logran 5 estribos en 60 segundos, la tabla 3.2 compara para los tres tiempos, cuantos estribos logra fabricar en 60 segundos también.

Tabla 3.2 Comparación de los tiempos para el giro de la manivela

num. Estribos	T1 (0,5 seg)	T total	T2 (1 seg)	T total	T3 (1,5 seg)	T total
6	3	18	6	36	9	54
7	3	21	6	42	9	63
8	3	24	6	48	9	72
9	3	27	6	54	9	81
10	3	30	6	60	9	90
11	3	33	6	66	9	99
12	3	36	6	72	9	108
13	3	39	6	78	9	117
14	3	42	6	84	9	126
15	3	45	6	90	9	135
16	3	48	6	96	9	144
17	3	51	6	102	9	153
18	3	54	6	108	9	162
19	3	57	6	114	9	171
20	3	60	6	120	9	180

De la tabla se observa que para un tiempo  $T_1 = 0,5$  segundos, la producción máxima de estribos en 60 segundos es de 20 estribos. Ahora revisando la tabla 3.1 se deduce que el estribo se forma en tres doblados y que eso equivale a 3 segundos (seis pasos de 0,5 segundos), en sí cada revolución de la manivela se da en un segundo, y si recordamos, la producción de 20 estribos toma 60 segundos, que en si representa que el mecanismo de doblado trabaja a 60 revoluciones por minuto.

El sistema de transmisión de potencia por bandas debe cumplir esta función, realizar una reducción de velocidad de 1750 rpm a 60 rpm.

Un punto también a tomar en cuenta es la manera en que la varilla se desplaza para poder realizar cada uno de los tres doblados a los que es sometida. Para ello se toma en cuenta lo siguiente:

*Forma de la varilla:* Lineal con corte transversal circular de 6mm de diámetro.

*Presentación comercial de la varilla:* Recta con 6m de longitud.

Analizando los datos anteriores se concluye que no es necesario diseñar un sistema de arrastre que enderece la varilla, ya que la misma ya viene recta de fábrica, por lo tanto se opta por diseñar un sistema de arrastre por contacto para realizar el desplazamiento de la varilla.

Con todas estas consideraciones básicas se procede a diseñar el sistema mecánico de doblado.

### **3.5.2 Diseño del sistema mecánico de doblado**

El sistema mecánico de doblado de la máquina posee de los siguientes elementos:

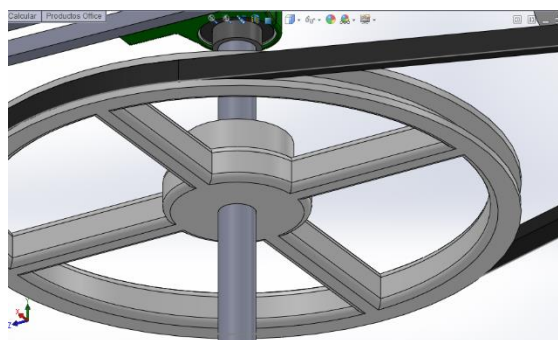
- motor
- poleas
- chumaceras

- ejes
- bandas en V
- mecanismo biela manivela

Como punto de partida para diseñar el sistema mecánico de doblado se inicia con la reducción de velocidad del eje del motor (1750rpm), para lo cual se utiliza un sistema de transmisión de potencia por bandas. La finalidad de este primer cálculo es lograr reducir la velocidad del eje del motor a 60rpm.

### **Sistema de transmisión de potencia por bandas**

Los sistemas de transmisión de potencia por bandas son utilizadas cuando se tiene grandes velocidades de rotación y se necesita reducir su velocidad, para garantizar una correcta transmisión de potencia por bandas se debe seleccionar bandas en V las cuales por su forma se acuñan satisfactoriamente en la ranura de las poleas, lo que garantiza transmitir fiablemente grandes pares torsionales sin que la banda sufra deslizamientos, un ejemplo de acuñamiento se muestra en la figura 3.11.



*Figura 3.11 Acuñamiento de las bandas en V en el interior de las poleas*

En este caso para el sistema mecánico de doblado de la maquina estribadora se utiliza la transmisión de potencia por bandas por todo lo descrito anteriormente.

### 3.5.2.1 Cálculo de la primera transmisión de potencia por bandas

Como la finalidad del diseño es hacer un reductor de velocidad inicialmente se toma hipotéticamente dos dimensiones de las poleas, tomando en cuenta que la polea conducida debe ser mucho mayor que la polea motriz para que se realice la primera reducción de velocidad, por tanto, se toma que:

$D1 = \text{Polea motriz} = 3 \text{ in}$  de diámetro, esta es la polea colocada en el motor.

$D2 = \text{Polea conducida} = 18 \text{ in}$  de diámetro

Para determinar cuál es la velocidad de salida utilizando dichas poleas se utiliza la ecuación 2.27.

$$\frac{D2}{D1} = \frac{n1}{n2}$$

Reemplazando valores se tiene

$$\frac{18 \text{ in}}{3 \text{ in}} = \frac{1750 \text{ rpm}}{n2}$$

$$n2 = \text{velocidad de salida} = 291,67 \text{ rpm}$$

#### **Cálculo de la longitud de la banda para la primera transmisión de potencia por bandas**

Calculados los diámetros de las dos poleas se procede a calcular la longitud de la banda que pasa por las mismas para su respectivo montaje y funcionamiento.

Lo primero a calcular para determinar la longitud de la banda es el valor de "C" y para ello se debe resolver la desigualdad 2.2, de Intervalo de distancias nominales entre centros.

$$D2 < C < 3(D1 + D2)$$

$C = \text{Distancia entre los centros de las poleas}$

$$18 \text{ in} < C < 3(3 \text{ in} + 18 \text{ in})$$



$$18in < C < 63 in$$

Ahora con esos datos se procede a calcular la longitud de la banda resolviendo la ecuación 2.28

Utilizando una tabla en Excel, se reemplazan valores y se calcula la longitud de la banda para determinados valores de "C":

Tabla 3.3 Primera relación de potencia, valores de C con para un determinado valor de longitud de la banda

PRIMERA RELACIÓN DE POTENCIA	
D1=3 in y D2=18 in	
Valores de C en pulg.	Longitud de la banda en pulg.
19	73,93
20	75,78
21	77,65
22	79,53
23	81,42
24	83,31
25	85,22
26	87,13
27	89,05
28	90,98
29	92,91
30	94,85
31	96,78
32	98,73
33	100,67
34	102,62
35	104,58
36	106,53
37	108,49
38	110,45

Con la finalidad de comprimir el espacio que ocupe el sistema de transmisión de potencia por bandas se escoge un valor de C=21 in, lo que da como resultado que para dicho valor de C, se tiene una longitud de la banda de 77,65 in.

De la tabla 17-10 (Anexos) Circunferencias interiores de bandas en V estándar. Se selecciona una banda que se aproxime al valor obtenido en los cálculos, por lo tanto, se selecciona una banda en V Sección A78.

Como a la longitud de la banda se le debe sumar un factor de conversión, se observa en la Tabla 17-11(Anexos) Dimensiones de conversión de longitud de banda, que el factor para una banda de sección A es 1,3. Con este factor de conversión se puede calcular finalmente la longitud de paso de la banda a utilizarse.

$$L_p = L + 1,3 \text{ in}$$

$$L_p = 79,3 \text{ in}$$

Finalmente, la banda a utilizarse en el diseño es una banda en V A80

#### **3.5.2.1.1 Cálculo de las fuerzas presentes en la banda para la primera transmisión de potencia por bandas.**

Los datos obtenidos hasta el momento se los reemplaza en la ecuación 2.30, de esta manera se obtiene el valor de la velocidad de la banda.

Reemplazando valores:

$$V_b = \frac{(\pi * 3\text{in} * 1750\text{rpm})}{12} = 1374,44 \text{ pies} * \text{min}$$

Las ecuaciones 2.31 a 2.38 son las fórmulas para resolver y encontrar el valor de las fuerzas presente en la banda.

De la tabla 17.13 (Anexos), se obtiene que K1 tiene relación con el resultado de la siguiente división:

$$\frac{(D - d)}{C} = \frac{(18\text{in} - 3\text{in})}{21\text{in}} = 0,71$$

Con el valor obtenido de 0,71; de tablas se deduce que para ese valor corresponde un  $K1 = 0,84$ .

Para obtener el valor de  $K_2$ , se consulta en tabla 17.14 (Anexos), que factor de longitud le corresponde a una banda en V de sección A con una longitud de 80in, el valor obtenido es  $K_2 = 1,05$ .

Para obtener el valor de la  $H_{tab}$  se consulta en la tabla 17.12 (Anexos), tomando como base la  $V_b$  que ya se obtuvo, y se mira qué valor corresponde de  $H_{tab}$  para una  $V_b = 1374,44$  pies/min. En dicha tabla de potencias nominales de bandas en V de sección A para una polea de 3in y una velocidad de 1000 pies/min corresponde una  $H_{tab} = 0,66$  hp, y para una polea de 3in y una velocidad de 2000 pies/min corresponde una  $H_{tab} = 1,01$ Hp, por lo tanto se hace una interpolación de datos para obtener el valor de  $H_{tab}$  para una  $V_b = 1374,44$  pies/min, y se obtiene que  $H_{tab} = 0,82$ Hp.

Como ya se tienen los valores de la ecuación 2.34, se calcula:

$$H_a = (0,84)(1,05)(0,82) = 0,72Hp.$$

Una vez obtenida la potencia de trabajo, se realizan los cálculos misma que se calcula resolviendo la ecuación 2.35.

$H_d = H_{nom} * K_s * n_d$  ; en donde

$H_{nom}$  = potencia nominal = aproximadamente a  $H_a$

$K_s$  = Factor de servicio dependiendo del trabajo realizado.

$n_d$  = Factor de diseño estipulado por el diseñador

Teniendo en cuenta que la  $H_{nom}$  es aproximadamente igual a  $H_a$ , se toma como  $H_{nom}$  el valor obtenido de  $H_a$ . Para encontrar el valor de  $K_s$ , se consulta en la tabla de factor de servicio para transmisiones de bandas en V y se observa que para maquinaria impulsada uniformemente y un par torsional normal, le corresponde un  $K_s = 1,2$ . Para obtener la potencia de diseño  $H_d$ , se reemplaza valores en la ecuación 2.35. Por cuestiones de garantizar el diseño se selecciona un  $n_d = 1$ .

$$Hd = (0,72)(1,2)(1) = 0,86 \text{ Hp.}$$

Para calcular cual es número de bandas que debe utilizarse para realizar esta transmisión de potencia, para cual se reemplaza valores en la ecuación 2.35.

$$nd = Hd / Ha$$

$$nd = 0,86 / 0,72 = 1,19$$

Analizando el valor obtenido se deduce que para realizar la primera transmisión de potencia se necesita emplear solo 1 banda.

Lo siguiente es calcular el ángulo de contacto de dicha banda y se resuelve la ecuación 2.37

$$\phi d = \pi - 2\text{sen}^{-1}(0,357) = 1,551 \text{ rad.}$$

A continuación se calcula la función exponencial

$$\exp(f\phi) = \exp(0,5123 * 1,551) = 2,2135$$

Resolviendo la ecuación 2.38 se obtiene la variable  $F_c$ , con este valor ya es posible saber las fuerzas en la banda.

De tablas se obtiene que para bandas en V de sección A, el  $K_c = 0,561$ , reemplazando valores se tiene que:

$$F_c = 1,059 \text{ lbf} = 4,72 \text{ N}$$

Finalmente reemplazando valores se tiene que:

$$\Delta F = 20,64 \text{ lbf} = 92,04 \text{ N}$$

$$F_1 = 38,70 \text{ lbf} = 172,54 \text{ N}$$

$$F_2 = 80,5 \text{ N}$$

Todas las tablas para el cálculo de las bandas se encuentran adjuntadas en los ANEXOS.

### 3.5.2.2 Cálculo de la segunda transmisión de potencia por bandas

Para la segunda reducción de velocidad se acopla al mismo eje de la polea de 18 in, una polea de 3 in, misma que corresponde ahora a la polea motriz D3. Un dato más que se tiene es  $n_4$ , la velocidad final de salida, 60rpm.

Para determinar el diámetro de la segunda polea conducida se resuelve la ecuación 2.27

$$\frac{D_4}{D_3} = \frac{n_3}{n_4}$$

Reemplazando valores se tiene

$$\frac{D_4}{3 \text{ in}} = \frac{291,67 \text{ rpm}}{60 \text{ rpm}}$$

$$D_4 = 14,58 \text{ in}$$

$D_4$ = diámetro de la segunda polea conducida

Por lo tanto se escoge un diámetro de 15 in para la segunda polea conducida.

### ***Cálculo de la longitud de la banda para la segunda transmisión de potencia por bandas***

Con los datos de los diámetros de las poleas, se resuelve la desigualdad 2.2 y se tiene:

$$15 \text{ in} < C < 3(3 \text{ in} + 15 \text{ in})$$

$$15 \text{ in} < C < 54 \text{ in}$$

Ahora con esos datos y utilizando una tabla en Excel, se reemplazan valores y se calcula la longitud de la banda para determinados valores de "C":

Tabla 3.4 Segunda relación de potencia, valores de C con para un determinado valor de longitud de la banda

SEGUNDA RELACIÓN DE POTENCIA	
D3=3 in y D4=15 in	
Valores de C	Longitud de la banda en pulg.
16	62,51
17	64,38
18	66,26
19	68,15
20	70,06
21	71,97
22	73,9
23	75,83
24	77,76
25	79,7
26	81,64
27	83,59
28	85,55
29	87,5
30	89,46
31	91,42
32	93,39
33	95,35
34	97,32
35	99,29

Con la finalidad de comprimir el espacio que ocupe el sistema de transmisión de potencia por bandas se escoge un valor de C=19 in, lo que da como resultado que para dicho valor de C, una longitud de la banda de 68,15 in.

En los ANEXOS, de la tabla de Circunferencias interiores de bandas en V estándar, se selecciona una banda que se aproxime al valor obtenido en los cálculos, por lo tanto, se selecciona una banda en V Sección A68.

Como a la longitud de la banda se le debe sumar un factor de conversión, se observa en los ANEXOS, Dimensiones de conversión de longitud de banda, que el factor para una banda de sección A es 1,3. Con este factor de conversión se puede calcular finalmente la longitud de paso de la banda a utilizarse.

$$Lp = L + 1,3 \text{ in}$$

$$Lp = 69,3 \text{ in}$$

En los ANEXOS, se observa que las bandas que existen son la banda A68 y la A71 Finalmente la banda a utilizarse en el diseño es una banda en V A71.

### 3.5.2.2.1 **Cálculo de las fuerzas presentes en la banda para la segunda transmisión de potencia por bandas.**

Con los datos obtenidos hasta el momento, se procede a calcular la Velocidad de la banda.

$$Vb = \frac{(\pi * d * n)}{12}$$

Reemplazando valores:

$$Vb = \frac{(\pi * 3\text{in} * 291,67 \text{ rpm})}{12} = 229,08 \text{ pies} * \text{min}$$

Las fórmulas para resolver y encontrar el valor de las fuerzas presente en la banda son las misma utilizadas en los cálculos de la primera transmisión de potencia.

Fórmula para calcular la tensión menor F4

$$F4 = F3 - \Delta F$$

Los valores de la potencia nominal y de diseño del motor ya fueron calculados en el apartado 3.5.2.1.1.

Con los valores de Ha y Hd ya se puede calcular cual es número de bandas que debe utilizarse para realizar esta transmisión de potencia, para lo cual se reemplaza valores en la ecuación 2.36

$$nd = \frac{Hd}{Ha}$$

$$nd = \frac{0,86}{0,72} = 1,19$$

Analizando el valor obtenido se deduce que para realizar la primera transmisión de potencia se necesita emplear solo 1 banda.

Ahora se continúa con el cálculo del ángulo de contacto de dicha banda:

$$\phi d = \pi - 2\text{sen}^{-1} \frac{(D - d)}{2C}$$

$$\phi d = \pi - 2\text{sen}^{-1}(12/38) = \pi - 2\text{sen}^{-1}(0,3158) = 2,49 \text{ rad.}$$

Con el ángulo de contacto es posible calcular la función exponencial

$$\exp(f\phi) = \exp(0,5123 * 2,49) = 3,58$$

La última variable a calcular para obtener las fuerzas en la banda es la variable  $F_c$ , misma que se calcula a continuación

$$F_c = K_c * \left(\frac{Vb}{1000}\right)^2 ;$$

De tablas (ANEXOS) se obtiene que para bandas en V de sección A, el  $K_c = 0,561$ , reemplazando valores se tiene que:

$$F_c = 0,029 \text{ lbf} = 0,13 \text{ N}$$

Como ya se tienen todos los valores, se reemplaza y se encuentra que

$$\Delta F = 121 \text{ lbf} = 539,39 \text{ N}$$

$$F_3 = 167,93 \text{ lbf} = 748,55 \text{ N}$$

$$F_4 = 46,93 \text{ lbf} = 209,19 \text{ N}$$



### 3.5.3 Diseño del eje de la transmisión de potencia por bandas

Con las fuerzas presentes en las bandas, ya es posible poder calcular el diámetro del eje y para ello se analizarán todas las fuerzas presentes en el eje y sus respectivos momentos.

En la figura 3.12 se muestran como están distribuidas todas las fuerzas calculadas presentes en las bandas.

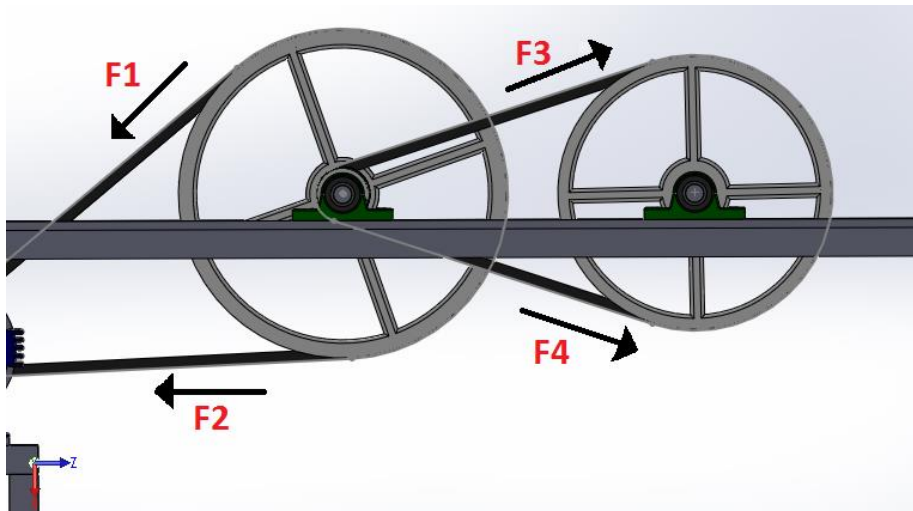


Figura 3.12 Distribución de las fuerzas de las bandas

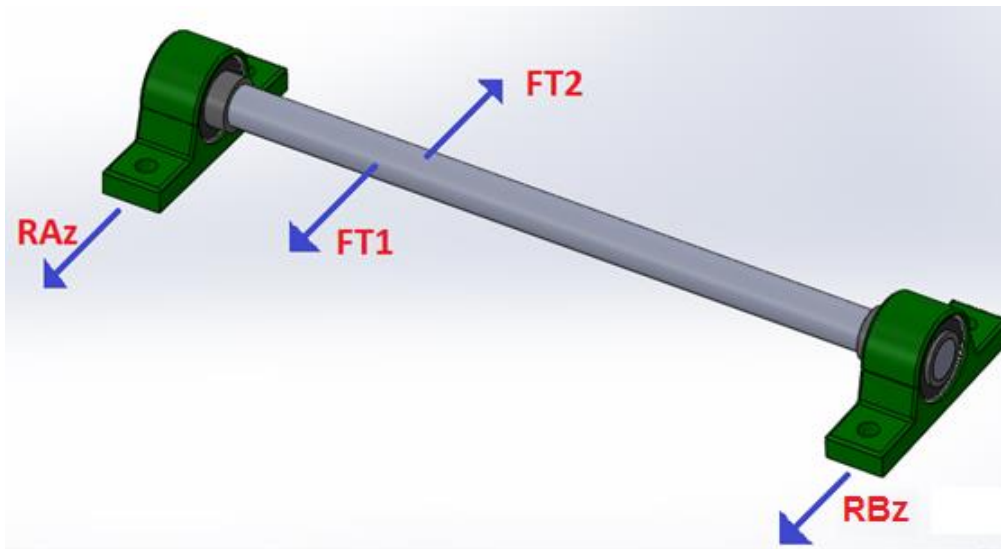
Para calcular el diámetro del eje se debe resolver la ecuación 2.23

$$\sigma_F = \left( \frac{32MF}{\pi * d^3} \right)$$

#### 3.5.3.1 Cálculo del diámetro del eje

Para poder calcular el diámetro que debe tener el eje, primero se realiza el análisis de las fuerzas existentes en el mismo, así como también de sus momentos flexionantes.

Al analizar la posición y dirección de las fuerzas, se observa que todos los cálculos se los realiza tomando como referencia el Plano XZ. La distribución de las fuerzas se observa en la figura 3.13.



Para determinar la fuerza total que cada banda ejerce sobre el eje se calculó la fuerza  $FT1$  y la fuerza  $FT2$  mismas que corresponden a la suma de la fuerza de la tensión mayor mas la tensión menor de la respectiva banda, por tanto se tiene que:

$$FT1 = F1 + F2 = 253,04 \text{ N}$$

$$TF2 = F3 + F4 = 957,74 \text{ N}$$

Luego de resolver las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos se obtiene que:

$$\uparrow \Sigma F_z = 0$$

$$FT1 - FT2 = RAz + RBz$$

$$RAz + RBz = -704,7 \text{ N}$$

$$\uparrow \Sigma M_A = 0 ; s. m. r.$$

$$-FT2(0,12m) + FT1(0,10m) + RBz(0,52m) = 0$$

$$RBz = 172,36 \text{ N}$$

Por lo tanto

$$RAz = 532,34 \text{ N}$$

Con estos datos se calculan los valores de cortantes y momentos, análisis por segmentos:

$$0 < x < 0.1$$

$$\uparrow \Sigma Fz = 0$$

$$-V - RAz = 0$$

$$V = -532.34 \text{ N}$$

$$\Sigma M_A = 0; \text{ s. c. m. r.}$$

$$M + RAz(x) = 0$$

$$M = -53,23 \text{ N} * m$$

$$0 < x < 0.12$$

$$\Sigma Fz = 0$$

$$V' = -RAz - FT1 = -785,38 \text{ N}$$

$$\Sigma M_A = 0; \text{ s. c. m. r.}$$

$$M' = -RAz(x) - FT1(x - 0,1)$$

$$M' = -532,34 \text{ N}(0,12 \text{ m}) - 253,04 \text{ N}(0,02 \text{ m})$$

$$M' = M_F = -68,94 \text{ N} * m$$

Una vez obtenidos todos los valores se procede a graficar los diagramas de cortes y momentos presentes en el eje, en la figura 3.14 se observan los resultados de los diagramas.

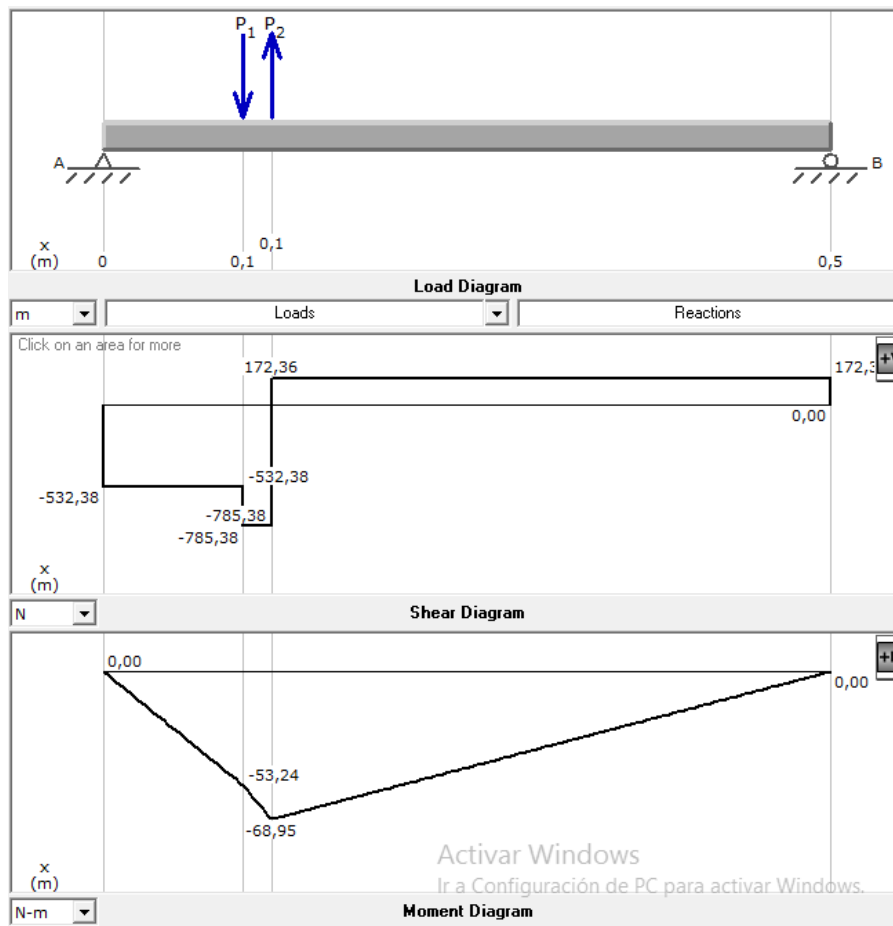


Figura 3.14 Diagrama de cortes y momentos del eje

Con estos datos es posible calcular el diámetro del eje. Pero antes de ello por cuestiones de diseño se selecciona un FDS de 3 para el eje. Si se reemplaza dicho valor en la ecuación se tiene:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma_{m\acute{a}x}}$$

en donde

$S_y$  = esfuerzo a la fluencia de un eje con norma AISI 1018

Despejando y reemplazando valores se tiene

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{370 \text{ MPa}}{3} = 123,33 \text{ MPa}$$

Por cuestiones de diseño se concluye que

$$\sigma_F = \sigma_{\text{máx}} = 123,33 \text{ MPa}$$

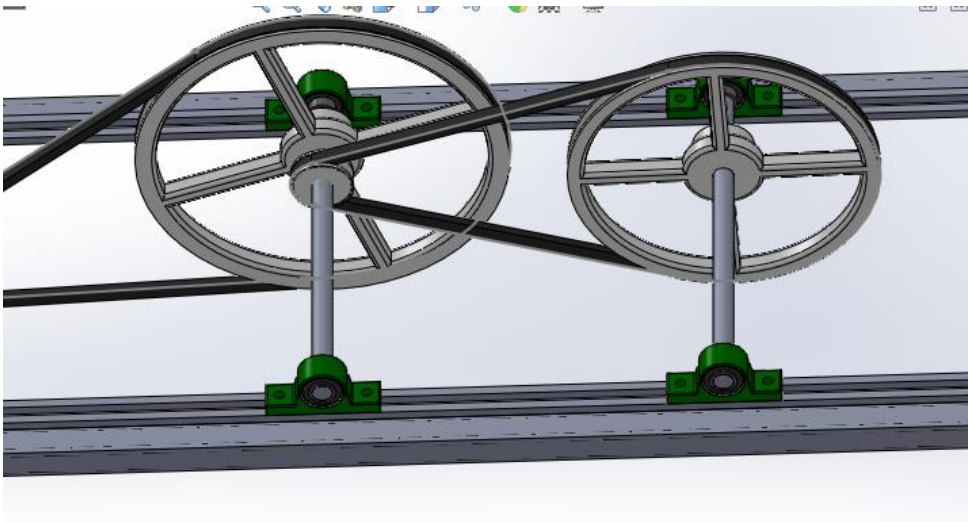
Como ya tenemos todos los valores para calcular el diámetro se tiene que la ecuación 2.23 es igual a

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 MF}{\pi i \cdot \sigma_F}} = \sqrt[3]{\frac{32 (68,95 \text{ N}\cdot\text{m})}{\pi i \cdot \frac{123330000 \text{ N}}{\text{m}^2}}}$$

$$d = 0,018 \text{ m} = 1,8 \text{ cm} = 0,71 \text{ in}$$

Por lo descrito anteriormente se toma como material para el eje, un eje de acero de transmisión de norma AISI 1018 con un diámetro de 1in.

El diseño de los elementos de la transmisión de potencia se observa en la figura 3.15.



*Figura 3.15 Diseño en SolidWorks de los elementos del sistema de transmisión por bandas*

### 3.5.4 Cálculo de la potencia del motor

Para determinar cuál es la potencia requerida para el motor a utilizarse, se procede a realizar los cálculos pertinentes, y se tiene que:

$$Pot = M * w \quad (\text{Ec. 3.1})$$

en donde

$M$  = momento

$w$  = velocidad angular

Pero, 
$$M = \Sigma I * \alpha \quad (\text{Ec. 3.2})$$

en donde

$\Sigma I$  = la suma total de todas las inercias de todos los elementos del sistema.

$$\alpha = \text{aceleración angular} = \frac{w}{t} \quad (\text{Ec. 3.3})$$

Para encontrar el valor de la aceleración angular es indispensable obtener primero el valor de  $w$  en rad/seg, por lo tanto:

$$V_{eje1} = 291,67 \text{ rpm} = 30,54 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} = w$$

$\alpha = \frac{w}{t}$ , en donde  $t$  es el tiempo que necesita un motor para llegar a estabilizarse, por lo general  $t=1,5$  seg, reemplazando valores:

$$\alpha = \frac{(30,54 \frac{\text{rad}}{\text{seg}})}{1,5 \text{ seg}} = 20,36 \frac{\text{rad}}{\text{seg}^2}$$

Con los datos obtenidos hasta el momento se procede a calcular el momento de inercia de cada elemento del sistema de transmisión de potencia por bandas.

### **Cálculo de I para polea de 3in**

$$m_{polea} = \pi * r^2 * e * \rho_{aluminio} ; \text{ en donde} \quad (\text{Ec. 3.4})$$

$m = \text{masa}$

$r = \text{radio}$

$e = \text{longitud o espesor}$

$\rho = \text{peso específico}$

$$m_{\text{polea}} = \pi * (0,0381\text{m})^2 * 0,04\text{m} * 2636 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} = 0,48 \text{ Kg}$$

$$I_{\text{polea } 3\text{in}} = \frac{(m_{\text{polea}} * r^2)}{2} = 0,000348 \text{ kg} * \text{m}^2 \quad (\text{Ec. 3.5})$$

### **Cálculo de I para polea de 15in**

$$m_{\text{polea}} = \pi * r^2 * e * \rho_{\text{aluminio}}$$

$$m_{\text{polea}} = \pi * (0,1905\text{m})^2 * 0,04\text{m} * 2636 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} = 12,02 \text{ Kg}$$

$$I_{\text{polea } 15\text{in}} = \frac{(m_{\text{polea}} * r^2)}{2} = 0,22 \text{ kg} * \text{m}^2$$

### **Cálculo de I para polea de 18in**

$$m_{\text{polea}} = \pi * r^2 * e * \rho_{\text{aluminio}}$$

$$m_{\text{polea}} = \pi * (0,2286\text{m})^2 * 0,04\text{m} * 2636 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} = 17,31 \text{ Kg}$$

$$I_{\text{polea } 18\text{in}} = \frac{(m_{\text{polea}} * r^2)}{2} = 0,4523 \text{ kg} * \text{m}^2$$

### **Cálculo de I para el eje de 1 in**

$$m_{\text{eje}} = \pi * r^2 * e * \rho_{\text{acero AISI 1018}}$$

$$m_{\text{eje}} = \pi * (0,0127\text{m})^2 * 0,52\text{m} * 7800 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} = 2,05 \text{ Kg}$$

$$I_{eje\ 1in} = \frac{(m_{polea} * r^2)}{2} = 0,000165\ kg * m^2$$

Ahora se procede a reemplazar estos valores en la ecuación de la sumatoria de inercias:

$$\Sigma I = I_{eje\ 1in} + I_{eje\ 1in} + I_{polea\ 3in} + I_{polea\ 18in} + I_{polea\ 3in} + I_{polea\ 15in}$$

$$\Sigma I = 0,673\ Kg\ m^2$$

Reemplazando valores en la ecuación

$$M = \Sigma I * \alpha = (0,673\ Kg\ m^2) * (20,36\ \frac{rad}{seg^2}) = 13,70\ N * m$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.15

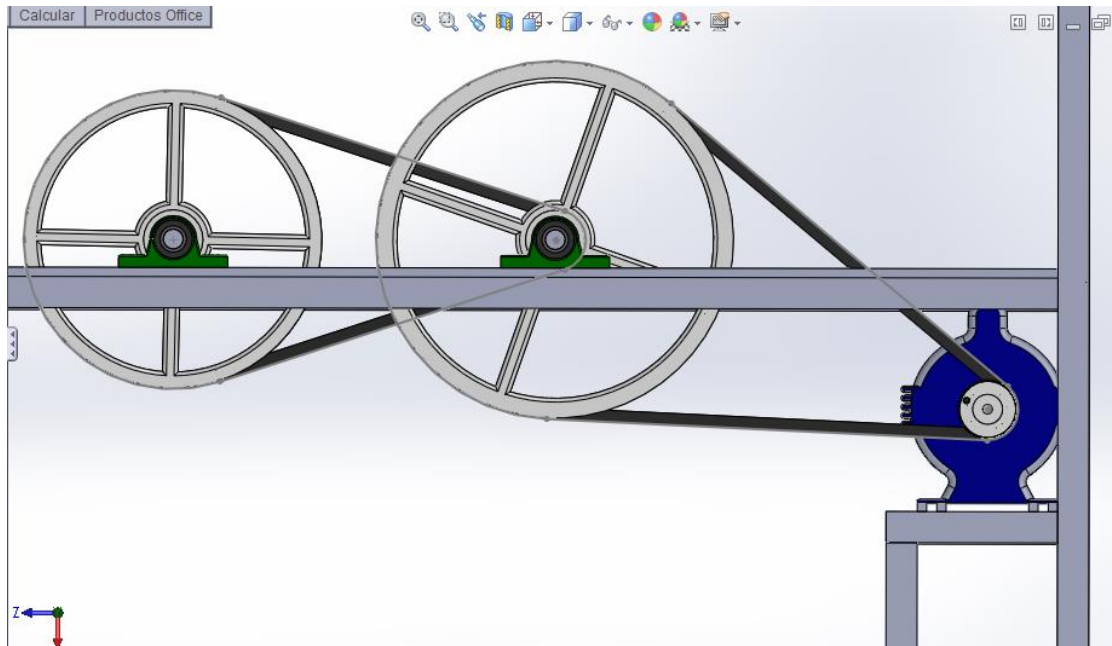
$$P = M * \omega = 13,70\ N * m (30,54\ \frac{rad}{seg}) = 418,46\ watts = 0,556\ Hp$$

Como aún no se considera la inercia que generan todas las partes que forman el mecanismo de biela manivela y para garantizar que el motor pueda vencer la fuerza de inercia de todas las partes que están conectadas a él, se selecciona por cuestiones de diseño un motor monofásico de 1Hp.

### 3.5.5 Diseño de la transmisión de potencia por bandas utilizando el CAD SolidWorks.

Una vez que se ha diseñado y se conoce las dimensiones tanto de las poleas como también de las bandas que forman el sistema de transmisión de potencia por bandas, se procede a realizar su diseño en SolidWorks, en la figura 3.16 se observa de derecha a izquierda el motor monofásico de 1Hp, la polea D1, la polea D2 sobre el eje 1 con su respectiva banda A78, luego se observa la polea D3 en el mismo eje 1, conectada por la banda A71 a la polea D4 que esta sobre el eje 2.





*Figura 3.16 Diseño en SolidWorks del motor y las dos relaciones de potencia por bandas – Sistema principal de transmisión de potencia*

### 3.6 Diseño y Cálculo del mecanismo biela – manivela.

Una vez que se ha diseñado el sistema principal de transmisión de potencia por bandas, se procede a diseñar y calcular los elementos que forman parte del sistema secundario de transmisión de potencia, se lo denominó sistema secundario debido a que dicho sistema es el encargado del funcionamiento del mecanismo biela - manivela, mismo que hace funcionar el sistema mecánico de doblado.

Lo primero que se hace es diseñar el eje de la manivela, el objetivo de tal diseño es determinar si dicho eje seleccionado soporta o no el torque al que será sometido.

#### 3.6.1 **Cálculo del torque presente en el eje pivote del mecanismo biela-manivela.**

El torque (T) presente en el eje viene dado por la siguiente ecuación:

$$T_{eje} = \frac{Pm}{w}, \text{ en donde} \quad (\text{Ec. 3.6})$$

$P_m$  = potencia del motor en watts

$w$  = velocidad angular del eje

$V_{eje} = 60rpm$ ; por lo tanto

$$w = 6,28 \frac{rad}{seg}$$

Reemplazando valores se tiene que:

$$T_{eje} = \frac{746 \text{ watts}}{6,28 \frac{rad}{seg}} = 118,78 \text{ N} * m$$

Por lo tanto, para hacer girar el eje se le aplica un torque de 118,78 N\*m.

Como punto de partida para diseñar el eje pivote, se toma el eje ya diseñado en el apartado 3.2.4, mismo que es un eje de acero de transmisión de 1in con norma AISI 1018.

Para determinar si dicho eje escogido soporta satisfactoriamente el torque que se le aplicará, se diseña dicho eje y se simula el torque de trabajo utilizando el CAD SolidWorks, en las siguientes figuras se muestran los resultados obtenidos de aplicarle un torque de 118,78 N\*m a un eje de acero de transmisión de norma AISI 1018 con un diámetro de 1in.

En la figura 3.17 se observa que el esfuerzo de máximo de Von Mises presente en el eje es de 147.11 MPa, debido a que la fluencia ocurre solo si el esfuerzo de Von Mises es igual o menor al  $S_y$ , se deduce que la selección del eje es la correcta y soporta satisfactoriamente el torque aplicado sobre él, ya que el  $S_y$  del acero de transmisión AISI 1018 es de 350 MPa.

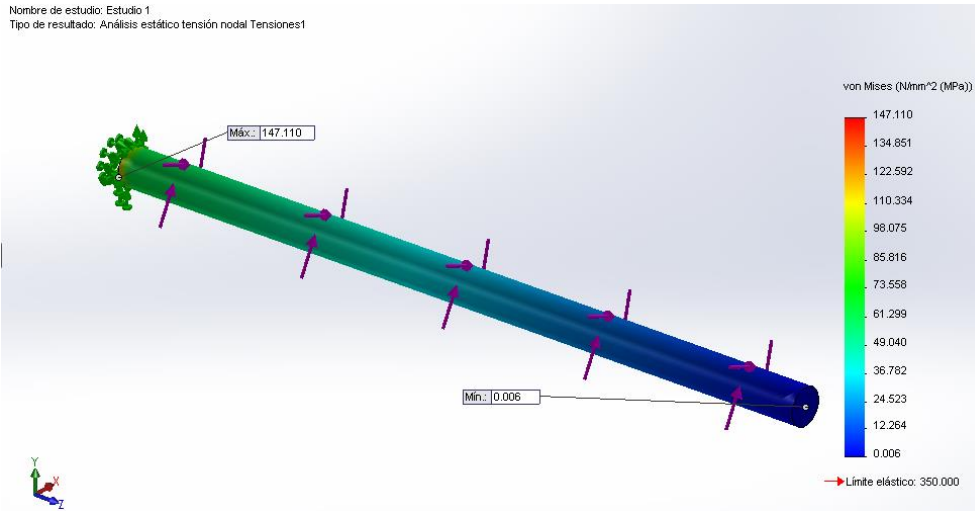


Figura 3.17 Esfuerzos de von Mises presente en el pivote de la manivela

En la figura 3.18, se muestra que el factor de seguridad mínimo que tiene el eje es de 2,38. Lo que indica nuevamente que la selección del material para el pivote de la manivela fue acertada y soporta satisfactoriamente el torque aplicado sobre el mismo.

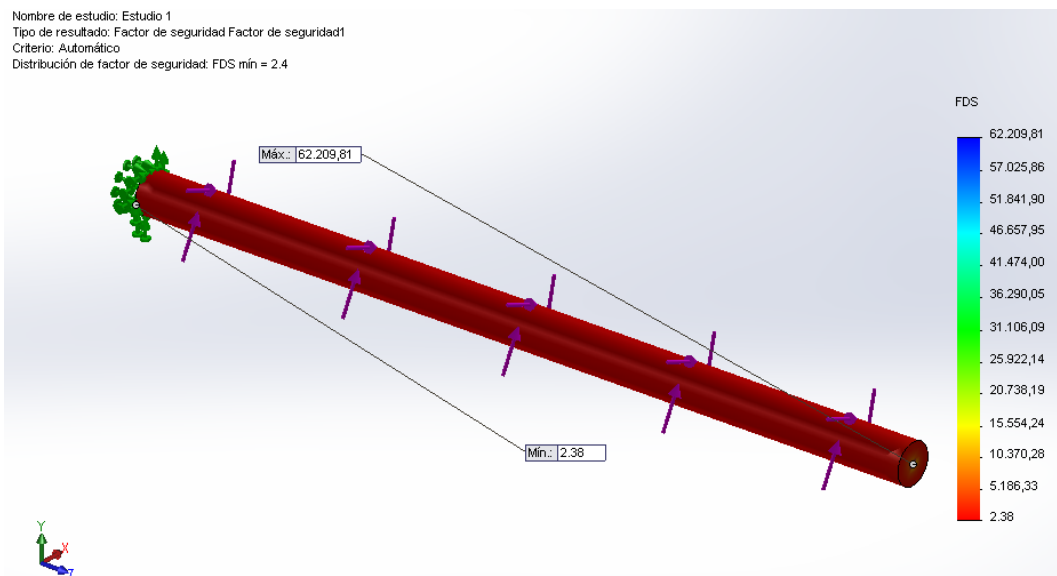


Figura 3.18 Grafico del Factor de seguridad del pivote de la manivela

### 3.6.2 Diseño de la manivela del sistema de doblado

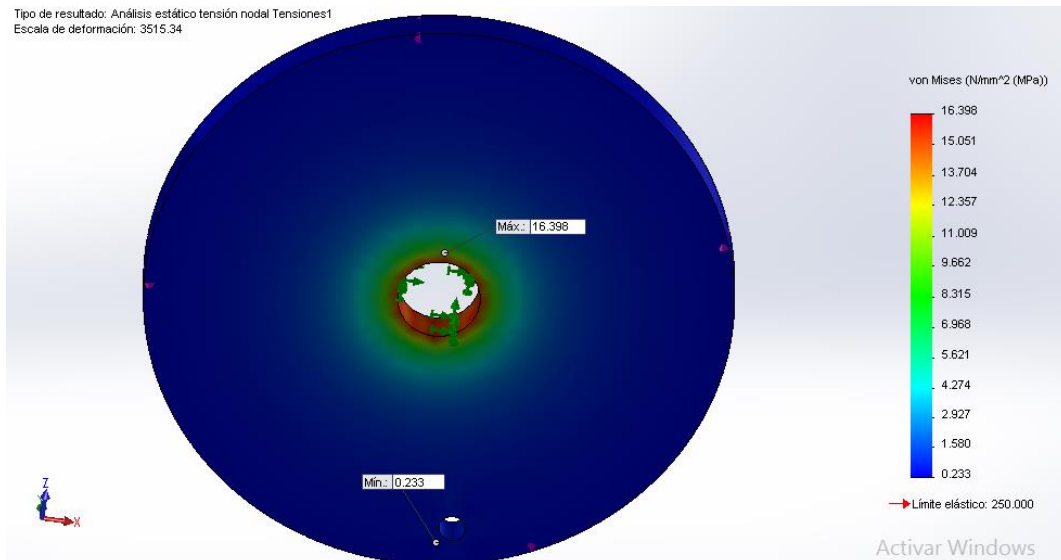
Lo segundo que se diseña es la manivela, misma que es un dispositivo mecánico adecuado para transformar un movimiento en otro, en nuestro caso transforma un movimiento circular en movimiento lineal.

Para la construcción de la manivela se seleccionó un perfil circular de 8 in de diámetro por  $\frac{1}{2}$  in de espesor mismo que se muestra en la figura 3.19 y su material seleccionado fue Acero con norma ASTM A-36 por todas sus propiedades mecánicas. Como se puede observar la manivela en su cara plana presenta dos orificios, el mayor es para que allí se acople el pivote de la manivela y el otro es un orificio que sirve para ensamblar en ella la biela.



*Figura 3.19 Diseño en SolidWorks de la manivela*

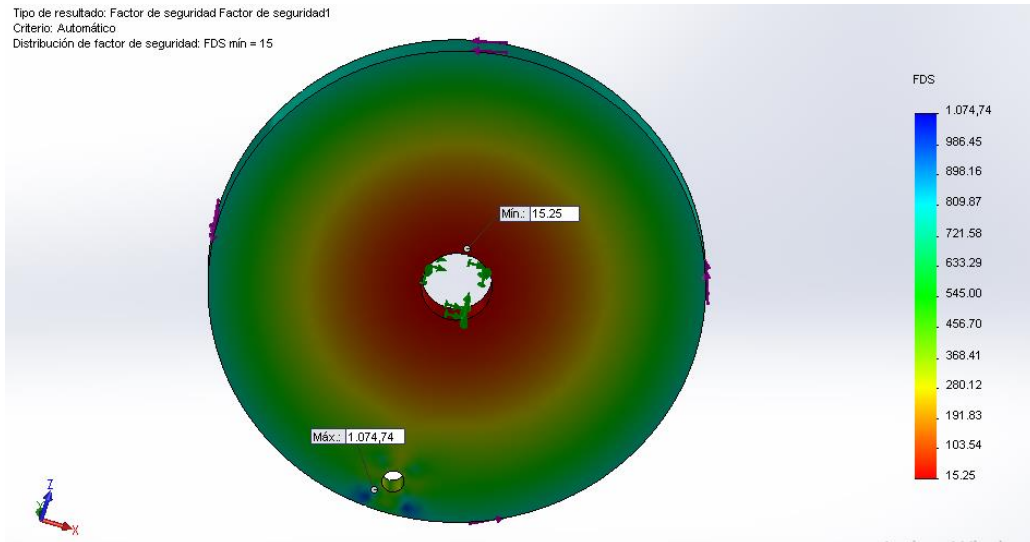
Para validar que la selección del material fue la adecuada se somete a la manivela a simulación de esfuerzo de Von Mises y FDS utilizando el CAD SolidWorks. De cálculos se obtiene que el torque al que está sometido la manivela es de 118,78 N\*m y este valor se utiliza para realizar las simulaciones y en las figuras 3.20 y 3.21 se observan los resultados de la simulación.



*Figura 3.20 Esfuerzo de von Mises presente en la manivela del sistema de doblado al aplicarle un torque de 118,78 N\*m*

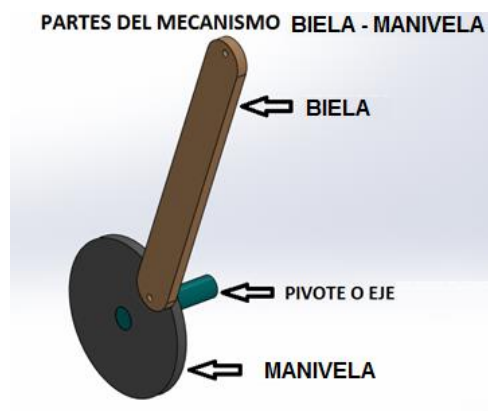
Como se observa en la figura 3.20 el esfuerzo máximo de Von Mises presente en la manivela es de 16,398 MPa, mismo que se localiza en donde se conecta el eje de la manivela y la manivela. Debido a que el esfuerzo de Von Mises no es mayor que el  $S_y$  de Acero ASTM A36 (250MPa), se concluye que la selección y las dimensiones de la manivela son las correctas para esta aplicación.

En la figura 3.21 se muestra el FDS de la manivela y como se observa el FDS mín es de 15,25 lo que ratifica nuevamente que las selecciones del material así con las dimensiones geométricas de la manivela soportan de manera satisfactoria las cargas aplicadas sobre la misma.



*Figura 3.21 Factor de seguridad de la manivela del sistema de doblado*

Cuando la manivela gira, esta le imprime movimiento a la biela ya que ambas se unen mediante junta de pasador. En la figura 3.22 se muestran las partes que forman el mecanismo biela-manivela.



*Figura 3.22 Grafico de las partes del mecanismo biela - manivela*

El mecanismo de biela - manivela se lo introduce en un mecanismo de 4 barras, mismo que es empleado para realizar el doblado de la varilla, dicho mecanismo se describe y detalla en la figura 3.23.

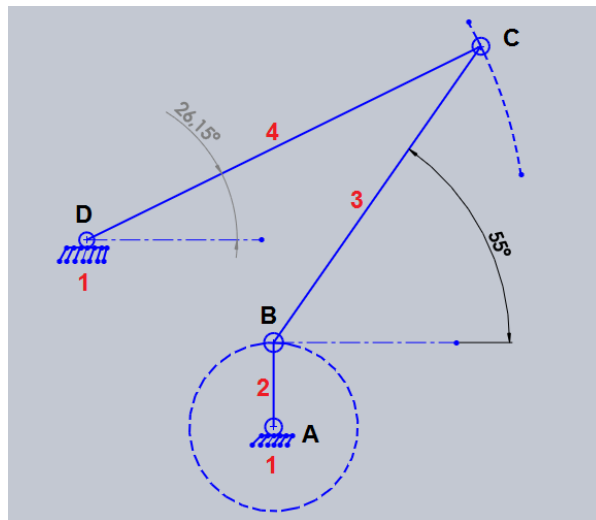


Figura 3.23 Esquema del mecanismo biela - manivela

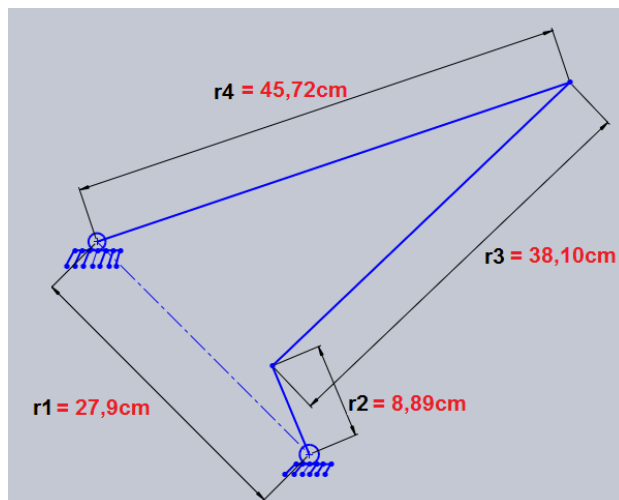


Figura 3.24 Nomenclatura asignada al mecanismo de 4 barras

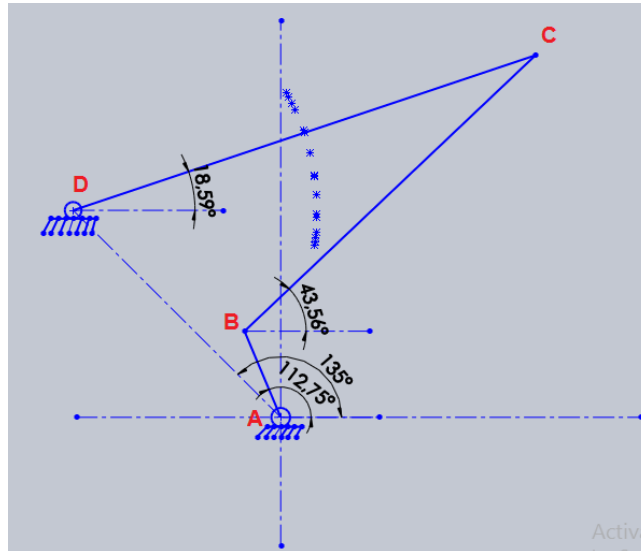


Figura 3.25 Asignación de ángulos presentes en el mecanismo

En las figuras 3.23 a 3.25 se detalla gráficamente los rangos de desplazamiento y giro tanto de la biela como de la manivela respectivamente, así como también se detallan las dimensiones de cada eslabón y los ángulos presentes en la posición de análisis.

Como se puede observar, en la figura 3.23 del esquema del mecanismo de 4 barras, el eje o pivote de manivela está representado por  $r_1$ , la manivela está representada por el  $r_2$ , misma que tiene la facultad mecánica de girar  $360^\circ$ , la biela está representada por  $r_3$  y la palanca que realizara el proceso de doblado está representada por  $r_4$ .

### 3.6.3 La condición de Grashof

En los mecanismos de cuatro barras, según la Condición de Grashof, se establece que para que uno de los cuatro eslabones logre dar un giro de  $360$  grados, se necesita que se cumpla la siguiente condición; la suma de las dimensiones del eslabón más largo y del eslabón más pequeño, debe ser menor a la suma de las dimensiones de los otros dos eslabones. Según la figura 3.26 entonces se deduce que la suma de  $s$  y  $l$ , debe ser menor a la suma de  $p$  y  $q$ . Lo dicho anteriormente se expresa así:



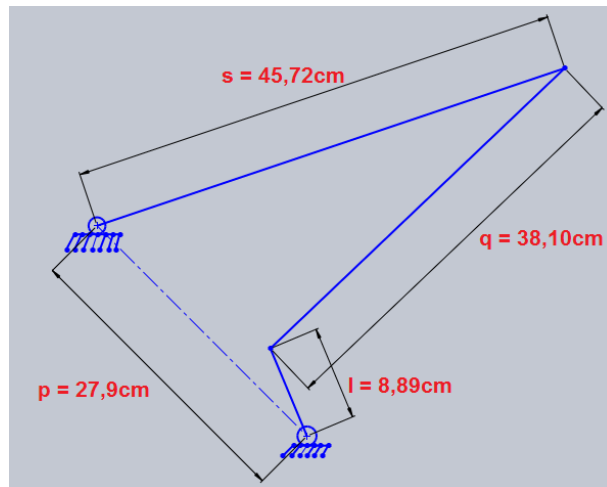


Figura 3.26 Diagrama para verificar la condición de Grashof

$$l + s < p + q$$

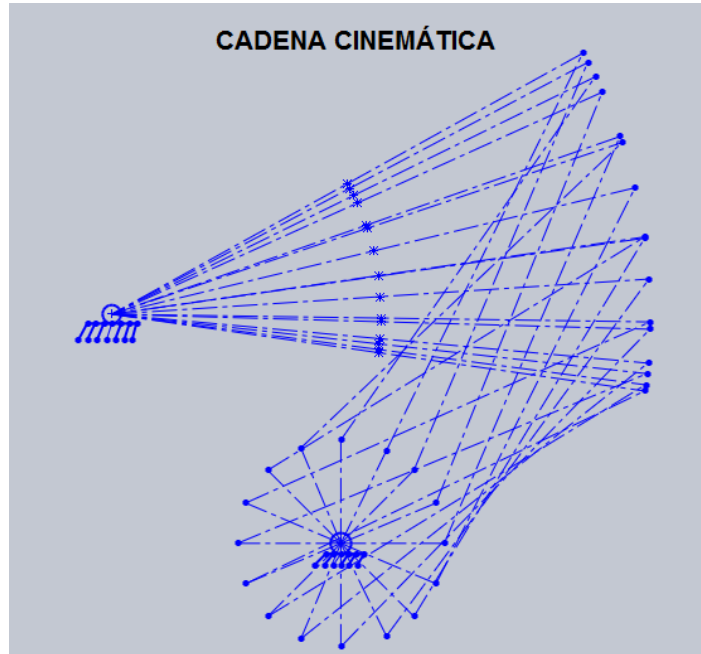
$$8,89 + 45,72 < 27,9 + 38,1$$

$$54,61 < 66$$

Como se puede observar, la desigualdad se cumple, por ende se deduce que uno de los eslabones tendrá la facultad de dar un giro completo de 360 grados. Para determinar cuál de los 4 eslabones es capaz de girar completamente, tomamos como punto de partida que ( $l$ ) es la manivela y este eslabón es a la vez el eslabón más pequeño, según la clasificación de los mecanismos Grashof, se establece que cuando el eslabón más pequeño es la manivela, dicho mecanismo de cuatro barras funciona como un mecanismo manivela – oscilador. En pocas palabras queda comprobado según la clasificación de los mecanismos Grashof que la manivela sí gira completamente.

Para determinar si en realidad el mecanismo funciona como un mecanismo Grashof del tipo manivela – oscilador, se procede a graficar la

cadena cinemática del mecanismo de 4 barras, tal como se indica en la figura 3.27:



*Figura 3.27 Cadena cinemática del mecanismo de 4 barras*

En la figura anterior se observa claramente cómo la gráfica de la cadena cinemática comprueba que en verdad nuestro mecanismo funciona como un mecanismo Grashof del tipo Manivela – Oscilador. Con esto queda comprobado no solo que el mecanismo de cuatro barras funciona, sino también que las dimensiones de los eslabones establecidas por el diseñador son las correctas para garantizar el funcionamiento del sistema mecánico de doblado.

#### 3.6.4 Grados de libertad del mecanismo de 4 barras.

Una vez diseñado geoméricamente el mecanismo de 4 barras, que es en sí el mecanismo de doblado, se procede a calcular los grados de libertad del mecanismo, para ello se utiliza la ecuación de Gruebler:

$$GDL = 3(n - 1) - 2f_1 \quad (\text{Ec. 3.7})$$

En donde:

$GDL = \text{grados de libertad}$

$n = \text{número de eslabones}$

$f_1 = \text{número de juntas}$

Reemplazando se tiene que.

$$GDL = 3(4 - 1) - 2(4) = 1$$

En conclusión, el mecanismo de 4 barras del sistema mecánico de doblado, tiene 1 grado de libertad, lo que indica que el mecanismo tiene una sola entrada para obtener una sola salida, la entrada independiente es la manivela y con ella se determinan las posiciones de todos los demás eslabones respecto a tierra.

### **3.6.5 Cálculos y gráficos de la velocidad y la aceleración presentes en el mecanismo biela - manivela.**

Para poder graficar la construcción vectorial tanto de velocidad como aceleración presente en el mecanismo, se procede a realizar los respectivos cálculos, tomando como base las dimensiones y ángulos descritos en las figuras 3.24 y 3.25.

#### **3.6.5.1 Cálculos de las velocidades**

Los cálculos de las velocidades se justifican porque se desea determinar la velocidad de cambio de cada eslabón respecto al eje fijo es decir respecto al pivote o  $r_1$ , para ello se procede a realizar los cálculos de la velocidad angular de los eslabones. Los datos obtenidos indicarán cual eslabón es el más lento o el más rápido en cambiar de posición y con ello identificar si existen en el mecanismo pérdidas significativas entre la velocidad angular de entrada y la de salida.

#### **Velocidades relativas**

Con base en las figuras 3.24 y 3.25, se calculan las velocidades relativas, tomando en cuenta también que  $r_2$  gira con una velocidad angular  $W_2 = 6,28 \frac{rad}{s}$ , mismos que representan el giro de la manivela.

Los vectores de posición se determinan con base en las figuras 3.24 y 3.25.

$$r_{\frac{B}{A}} = (-3,44i + 8,2j)$$

$$r_{\frac{C}{B}} = (27,6i + 26,25j)$$

$$r_{\frac{C}{D}} = (43,3i + 14,5j)$$

Con estos valores se procede a calcular las velocidades como sigue:

$$V_B = V_A + V_{\frac{B}{A}} = W_2 \times r_{\frac{B}{A}} \quad (\text{Ec. 3.8})$$

$$V_B = 6,28k \times (-3,44i + 8,2j) = -51,5i - 21,6j$$

$$V_C = V_D + V_{\frac{C}{D}} = V_B + V_{\frac{C}{B}}$$

$$W_4 \times r_{\frac{C}{D}} = V_B + W_3 \times r_{\frac{C}{B}}$$

$$W_4 k \times (43,33i + 14,5j) = -51,5i - 21,6j + W_3 k \times (27,6i + 26,25j)$$

$$43,3 W_4 j - 14,5 W_4 i = -51,5i - 21,6j + 27,6 W_3 j - 26,25 W_3 i$$

Formación de ecuaciones del mismo tipo de vector:

$$-14,5 W_4 + 26,25 W_3 = -51,5$$

$$43,3 W_4 - 27,6 W_3 = -21,6$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se tiene:

$$W_3 = -0,48 \frac{rad}{s}$$

$$W_4 = 2,68 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

### 3.6.5.2 Cálculo de las aceleraciones

Los cálculos de las aceleraciones se justifican porque se desea determinar la razón de cambio de la velocidad angular de cada eslabón respecto al tiempo, para ello se procede a realizar los cálculos de la aceleración angular de los eslabones. Los datos obtenidos indicarán cual eslabón es el más lento o el más rápido a través del tiempo.

#### ***Aceleraciones Relativas***

$$a_B = a_A + a_{\frac{B}{A}} = a_{\frac{B}{A}}^n + a_{\frac{B}{A}}^t = W_2 \times W_2 \times r_{\frac{B}{A}} \quad (\text{Ec. 3.9})$$

$$V_B = W_2 \times r_{\frac{B}{A}} = -51,5i - 21.6j$$

$$a_B = W_2 \times V_B = 6,28k \times (-51,5i - 21.6j)$$

$$a_B = 135,6i - 323,4j$$

$$a_C = a_D + a_{\frac{C}{D}} = a_B + a_{\frac{C}{B}}$$

$$a_{\frac{C}{D}}^n + a_{\frac{C}{D}}^t = a_B + a_{\frac{C}{B}}^n + a_{\frac{C}{B}}^t$$

$$W_4 \times W_4 \times r_{\frac{C}{D}} + \alpha_4 \times r_{\frac{C}{D}} = 135,6i - 323,4j + W_3 \times W_3 \times r_{\frac{C}{B}} + \alpha_3 \times r_{\frac{C}{B}}$$

Reemplazando valores y resolviendo se tiene que:

$$-440,2i + 224,82j + 43,3 \alpha_4 j - 14,57 \alpha_4 i - 27,6 \alpha_3 j + 26,25 \alpha_3 i = 0$$

Formación de ecuaciones del mismo tipo de vector:

$$26,25 \alpha_3 - 14,57 \alpha_4 = 440,2$$

$$-27,6 \alpha_3 + 43,3 \alpha_4 = -224,82$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se tiene:

$$\alpha_3 = 14,4 \frac{rad}{s^2}$$

$$\alpha_4 = 4,03 \frac{rad}{s^2}$$

### 3.6.5.3 Análisis cinético del mecanismo

Para el análisis cinético se parte de la siguiente figura en donde se describen los diagramas de cuerpo libre de los eslabones que forman el mecanismo doblador, esto se muestra en la figura 3.28.

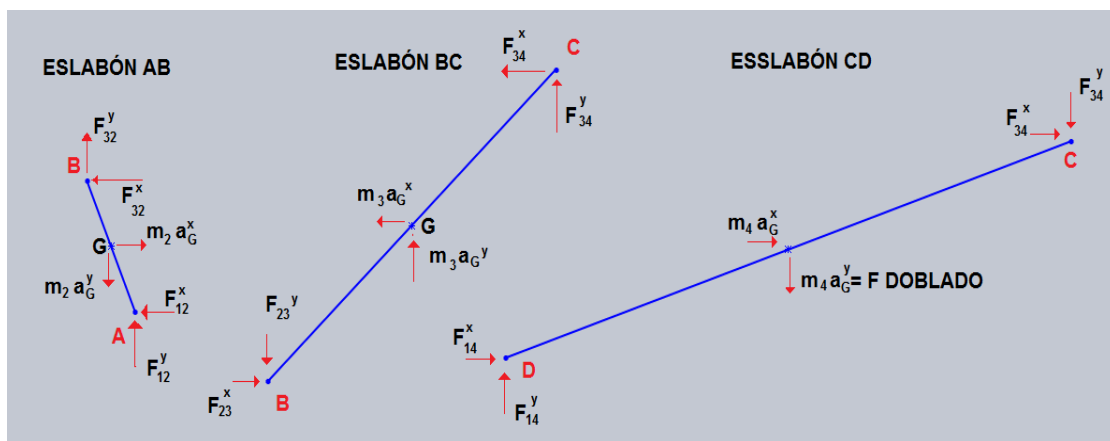


Figura 3.28 Diagrama de cuerpo libre de los eslabones

#### ESLABÓN AB

$$m_2 = 2,48 \text{ Kg}$$

$$r_{\frac{G}{A}} = -1,72i + 4,1j$$

$$a_G = a_A + a_{\frac{G}{A}} = a_{\frac{G}{A}}^n + a_{\frac{G}{A}}^t = W_2 \times W_2 \times r_{\frac{G}{A}}$$

$$a_G = 6,28k \times 6,28k \times (-1,72i + 4,1j)$$

$$a_G = 67,8i - 161,3j$$

$$I_2 = \frac{1}{2} m * r^2$$

$$I_2 = \frac{1}{2} (2,48 \text{ Kg}) * (8,89)^2 = 97,9 \text{ Kg} * \text{cm}^2$$

### ESLABÓN BC

$$m_3 = 1,90 \text{ Kg}$$

$$r_{\frac{G}{B}} = 13,8i + 13,1j$$

$$a_G = a_B + a_{\frac{G}{B}} = a_B + a_{\frac{G}{B}}^n + a_{\frac{G}{B}}^t = W_3 \times W_3 \times r_{\frac{G}{B}} + \alpha_3 \times r_{\frac{G}{B}}$$

$$a_G = 135,6i - 323,4j + (-0,48k) \times (-0,48k) \times (13,8i + 13,1j) + 14,4k \times (13,8i + 13,1j)$$

$$a_G = -56,16i - 127,6j$$

### ESLABÓN CD

$$m_4 = 2,15 \text{ Kg}$$

$$r_{\frac{G}{D}} = 21,65i + 7,2j$$

$$a_G = a_D + a_{\frac{G}{D}} = a_D + a_{\frac{G}{D}}^n + a_{\frac{G}{D}}^t = W_4 \times W_4 \times r_{\frac{G}{D}} + \alpha_4 \times r_{\frac{G}{D}}$$

$$a_G = 2,68k \times 2,68k \times (21,65i + 7,2j) + 4,03k \times (21,65i + 7,2j)$$

$$a_G = -184,4i + 35,3j$$

### 3.6.5.4 Cálculo de la fuerza ejercida por el eslabón en el punto de doblado

El eslabón que realizará el doblado de la varilla es el eslabón CD, el mismo posee en la mitad de él un eje que ejecutará la acción de doblado, por ende y con los datos obtenidos hasta el momento ya se puede calcular la fuerza en dicho punto, ya que se tienen las coordenadas del centro instantáneo que concuerda con el punto de doblado.

$$F = m * a = m_4 * a_G^x \quad (\text{Ec. 3.10})$$

$$F \text{ doblado} = 2,15Kg * \left(-184,4 \frac{cm}{s^2}\right) = 396,46 Kg * \frac{cm}{s^2} = 3,96 N.$$

### 3.6.5.5 Diagrama de las velocidades y las aceleraciones

En las figuras 3.29 y 3.30 se detallan los resultados de los diagramas de velocidades y aceleraciones.

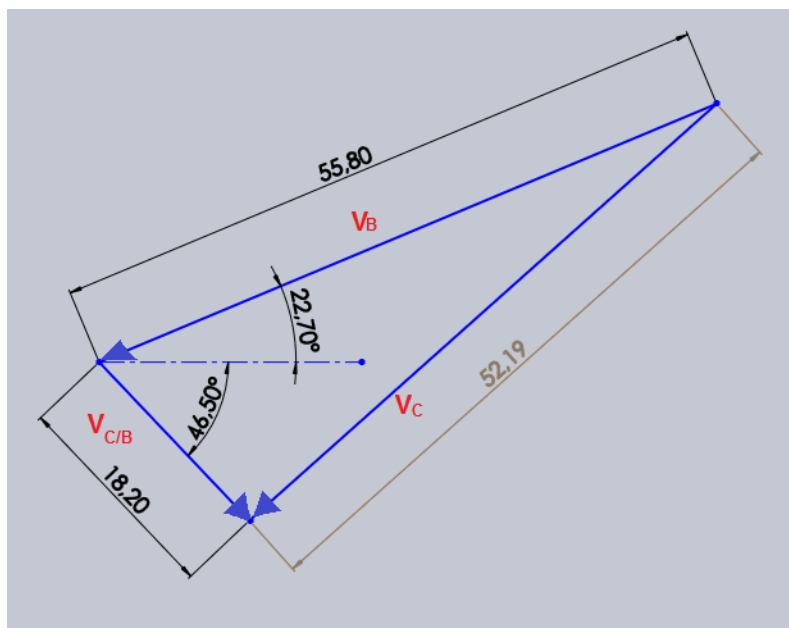


Figura 3.29 Diagrama vectorial de las velocidades



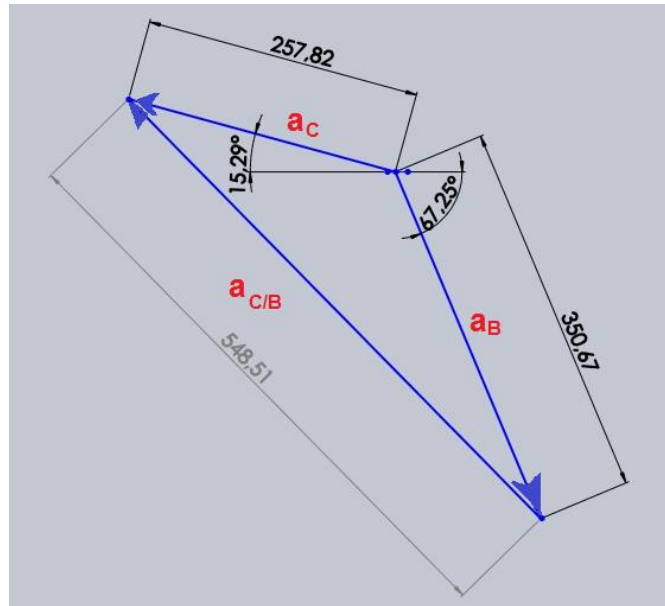


Figura 3.30 Diagrama vectorial de las aceleraciones

### 3.6.6 Diseño de la biela

Para construir la biela se utilizó un perfil laminado en caliente con norma ASTM A36, platina de  $2 \times 15 \times \frac{1}{2}$  in, para determinar la fuerza a la que es sometida la biela se toma como punto de partida el significado de lo que es en sí el torque, ya que dicho elemento también está sometido a un torque. Como se muestra en la figura 3.31 el torque es en sí la fuerza que se emplea para hacer girar algo en un punto, mismo que se expresa en  $N \cdot m$ .

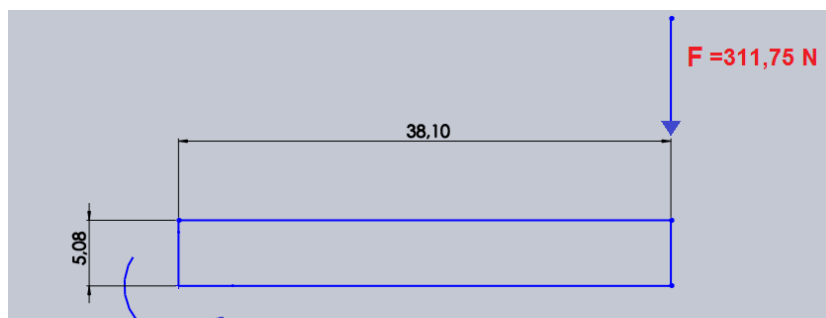


Figura 3.31 Diagrama de los elementos que generan torque

Si ya se conoce que la manivela gira con un torque de 118,778N\*m, se sobre entiende que el torque presente en el orificio de acople biela- manivela también es el mismo. De esta manera con esos datos es posible determinar la fuerza presente en la biela, mismo que se calcula a continuación:

$$\text{Torque} = \text{Fuerza} * \text{desplazamiento}$$

$$F = \frac{T}{d} = \frac{(118,78 \text{ N} * \text{m})}{0,381\text{m}} = 311,75 \text{ N}$$

### 3.6.6.1 Diseño a carga estática de la biela

En la biela existen esfuerzos de tracción y flexión, mismos que se calculan a continuación. La biela está sometida a esfuerzos de tracción y flexión, los cálculos de dichos esfuerzos se muestran a continuación.

#### Calculo del Esfuerzo a tracción

Las dimensiones de la biela son 2 x 15 x ½ in, referente al alto, largo y espesor. Con esto en mente se calculan los esfuerzos

$$\sigma = \frac{F}{A_{A-A}}$$

Donde:  $F = 311,75 \text{ N}$

$$\sigma_x = \text{Esfuerzo normal en el plano X}$$

$$A_{A-A} = \text{Área de la sección transversal del seguidor}$$

$$A_{A-A} = (0,0508 \text{ m} * 0,0127 \text{ m}) = 0,00065 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_x = \frac{311,75 \text{ N}}{0,00065\text{m}^2} = 483213,46 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 0,48 \text{ MPa}$$

## Calculo del Esfuerzo a flexión

La magnitud máxima del esfuerzo en flexión se obtiene como sigue:

$$\sigma_{flexión} = \frac{(M * c)}{I}$$

Donde:

$$M = \text{momento flexionante máximo} = \text{torque} = 118,75 \text{ N} * m$$

$$I = \text{momento de inercia del área de la biela}$$

$$I = \frac{(b * h^3)}{12}$$

$$I = \frac{(0,0127m * (0,0508m)^3)}{12} = 0,00000014 \text{ m}^4$$

$$\sigma_{flexión} = \frac{((118,75N * m) (0,0254m))}{0,00000014m^4} = 21544642,86 \frac{N}{m^2} = 21,54MPa$$

## Cálculo del Esfuerzo de Von Mises ( $\sigma'$ )

$$\sigma_x = \sigma_F = \sigma'$$

por lo tanto el esfuerzo de Von Mises  $\sigma'$  presente en la biela es de:

$$\sigma' = 21,54 \text{ MPa}$$

La desigualdad 2.1 establece que ocurre la fluencia si:

$$\sigma' \geq S_y$$

$$S_y = 250 \text{ MPa (Acero ASTM A36)}$$

$$21,54 \text{ MPa} \geq 250 \text{ MPa}$$

Se observa en los datos que el esfuerzo de Von Mises es mucho menor que el  $S_y$  por ende no se cumple la desigualdad, lo que determina que la

selección del material y el diseño de la biela con el mismo, es aceptable, ya que geométrica y mecánicamente la biela soporta satisfactoriamente las condiciones de trabajo a las que es sometida.

### **Cálculo del factor de seguridad (n)**

Para el cálculo del FDS se resuelve la ecuación:

$$\sigma' = \frac{Sy}{n}$$

$$n = \frac{250}{21,54} = 11,60$$

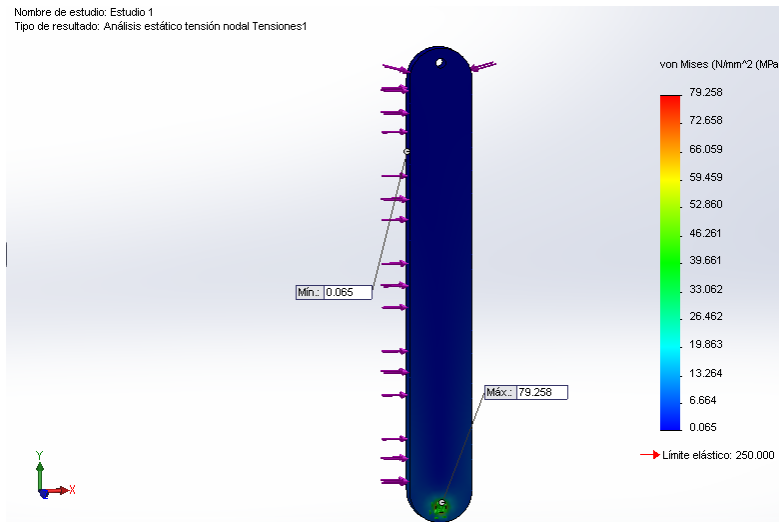
El valor del FDS obtenido demuestra una vez más que la selección del material, así como la geometría de la biela es acertada ya que dicho elemento soporta satisfactoriamente las cargas sobre la misma.

#### **3.6.6.2 Diseño a carga estática utilizando el CAD SolidWorks**

De los datos se deduce que la fuerza a la que está sometida la biela es de 311,75N, con lo cual se procede a realizar la simulación de Esfuerzo de Von Mises y el FDS.

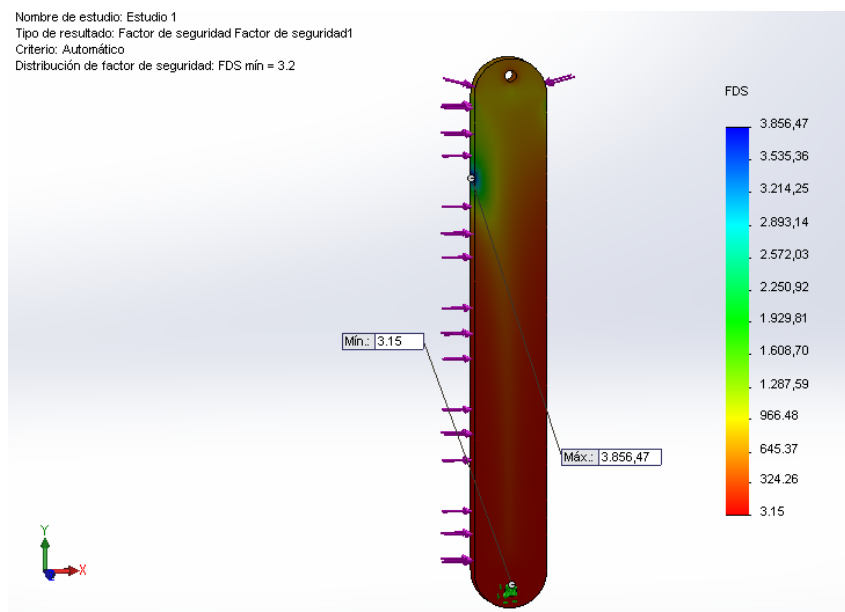
En la figura 3.32 se observa que el Esfuerzo de Von Mises presente en la biela es de 78,25 MPa. Como no se cumple la desigualdad 2.1, queda comprobado que tanto en cálculos como en la simulación el diseño de la biela es aceptable.

Para que se produzca la fluencia debe cumplirse que  $79,25\text{MPa} > 250\text{MPa}$ , como no se cumple se deduce que en la biela no ocurre la fluencia.



*Figura 3.32 Esfuerzo de von Mises presente en la biela del sistema de doblado*

Ahora se procede a calcular el FDS presente en la biela, mismo que se muestra en la figura 3.33, en donde se observa que el FDS para la biela es de 3,15. Lo que indica que la biela soporta de manera eficiente las cargas a las cuales es sometida.



*Figura 3.33 FDS presentes en la biela del sistema de doblado*

### 3.6.6.3 *Diseño de la biela a carga dinámica*

Una forma de analizar la biela bajo carga dinámica es hacerlo mediante el análisis de fallas por fatiga resultantes de carga variable. En este caso se debe calcular el Límite de resistencia a la fatiga, los esfuerzos fluctuantes y finalmente la ecuación de la recta de Gerber con la finalidad de comprobar si va a existir o no falla por fatiga en la biela cuando el elemento ya esté trabajando.

#### **Cálculo del Límite de resistencia a la fatiga (Se)**

Con la finalidad de determinar si un elemento va a sufrir una deformación o en el peor de los casos una ruptura, se procede a calcular el límite de resistencia a la fatiga de dicho elemento y la formula es la siguiente

$$Se = Ka * Kb * Kc * Kd * Ke * Kf * Se'$$

$$Se' = 0,5 Sut$$

$$Sut = 400MPa = 4078,86 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$Se' = 2039,43 \frac{Kg}{cm^2} = 200 MPa$$

Para determinar  $Ka$ , se debe tomar en cuenta que la biela tiene un acabado superficial de laminado en caliente. Los valores de “a” y “b” se obtienen de la tabla 6.2 de los ANEXOS.

$$Ka = a * Sut^b$$

$$\text{Si } a = 57,7 ; b = -0,718 \text{ y } Sut = 400 MPa$$

$$Ka = 0,78$$

$Kb = ?$  ; para una carga a flexión no rotatoria y que sea una barra rectangular con dimensiones h x b, se tiene que el diámetro efectivo (Def) se obtiene de la siguiente fórmula

$$Def = 0.808(b * h)^{1/2} = 0.808(12,7mm * 50,8mm)^{1/2} = 20.5232 mm$$

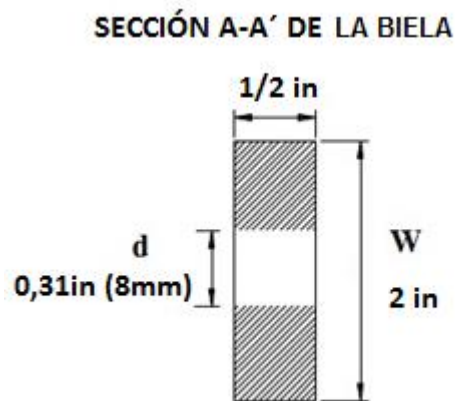
De tablas se obtiene  $Kb = 1,24 Def^{-0,107} = 0.897$  (adimensional) (Ver ANEXO)

$Kc = 1$  ; para un factor de carga a flexión

$Kd = 1$  ;

$Ke = 0,897$  ; para una confiabilidad del 90 % (Ver ANEXO)

Se procede a calcular  $Kf$  pero antes de eso se debe tomar en cuenta que los orificios presentes en la biela representan una discontinuidad o lo que es lo mismo un intensificador de esfuerzos, dicho discontinuidad presente en el elemento se observa en la figura 3.34.



*Figura 3.34 Discontinuidad presente en la biela*

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

$q = 0,8$  ; para una muesca de 4mm de radio. (La biela posee dos orificios de 8mm de diámetro cada uno)

$$Kt = 2,55$$

$$\text{;para } \frac{d}{w} = 0,157$$

$$Kf = 2,24$$

Ahora reemplazando todos los valores, se tiene que:

$$Se = (0,78)(0,897)(1)(1)(0,897)(2,24)(200MPa)$$

$$Se = 281,16 MPa$$

### **Cálculo de los esfuerzos fluctuantes presentes en la biela**

Como la biela está sometida a un esfuerzo repetitivo en una dirección, la teoría dice que cuando el esfuerzo es repetido en una dirección los esfuerzos mínimos son iguales a cero y el componente de esfuerzo medio ( $\sigma_m$ ) es igual al componente de la amplitud ( $\sigma_a$ ).

Para encontrar el valor total del esfuerzo fluctuante presente en la biela, se deben sumar los esfuerzos fluctuantes tanto a tracción como en flexión.

$$\sigma_{equiva} = \sigma_{trac a} + \sigma_{flexión a}$$

Primero se calcula el esfuerzo fluctuante cuando la biela es sometida a tracción, tomando en cuenta que el esfuerzo fluctuante  $\min=0$ .

$$\sigma_{trac a} = \frac{(\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n})}{2} = \frac{(0,48 MPa - 0)}{2} = 0,24 MPa$$

Del mismo modo se calcula el esfuerzo fluctuante cuando la biela es sometida a flexión, también tomando en cuenta que el esfuerzo fluctuante  $\min=0$ .

$$\sigma_{flexión a} = \frac{(\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n})}{2}$$

$$\sigma_{flexión a} = \frac{(21,54 MPa - 0)}{2} = 10,77 MPa$$

$$\sigma_{equiva} = 11,01 MPa$$



Como se mencionó anteriormente, debido a que el esfuerzo es repetitivo en la biela, se establece que el componente de la amplitud es igual al componente de esfuerzo medio por lo tanto se tiene que:

$$\sigma_{equi a} = \sigma_{equi m} = 11,01 MPa$$

#### **3.6.6.4 Cálculo del criterio de falla por fatiga ante esfuerzos variables presentes en la biela.**

De los varios criterios de falla por fatiga, se utiliza el criterio de la recta de Gerber para determinar si existe o no falla por fatiga en la biela. La recta de Gerber se emplea para analizar materiales dúctiles.

La ecuación de la recta de Gerber establece que la falla por fatiga ocurre si el lado izquierdo de la ecuación es igual a la unidad. Para verificar si se da o no la falla por fatiga los esfuerzos  $\sigma_{equi a}$  ;  $\sigma_{equi m}$  reemplazan a Sa y Sm respectivamente. Reemplazando valores se tiene que:

$$\frac{Sa}{Se} + \left(\frac{Sm}{Sut}\right)^2 = 1$$

$$\frac{11,01}{281,16} + \left(\frac{11,01}{400}\right)^2 = 1$$

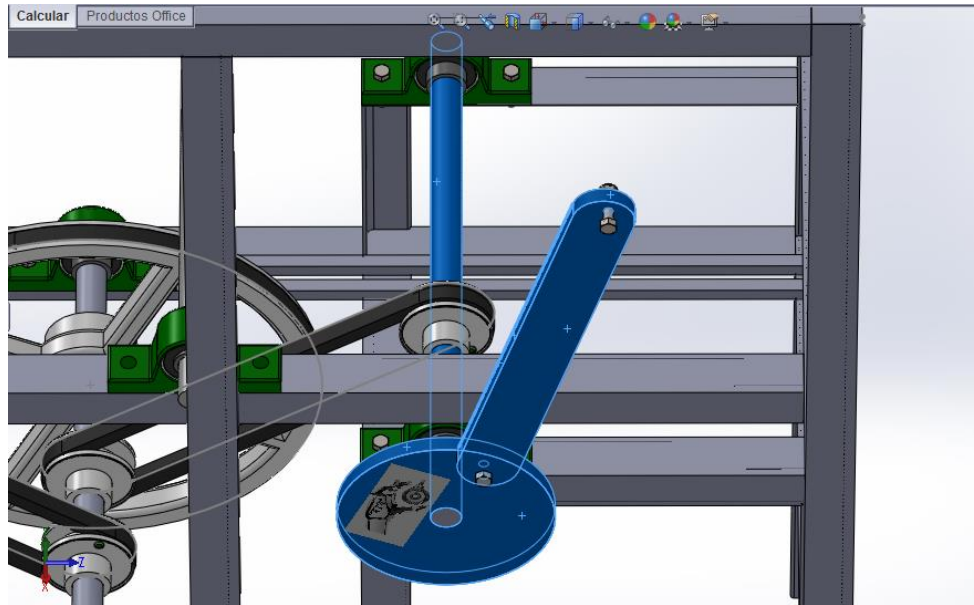
$$0,040 = 1$$

Debido a que la igualdad no se cumple, queda comprobado que la biela soporta trabajar de forma eficaz ante esfuerzos variables, ya que no ocurre la fatiga.

La conclusión final del diseño de la biela es que tanto el material como en las dimensiones geométricas del mismo son correctas y garantizan el buen funcionamiento de este elemento cuando la máquina ya esté en funcionamiento.

### 3.6.6.5 *Diseño del mecanismo biela - manivela en CAD Solid Works*

Una vez diseñados tanto el eje, la manivela y la biela, se procede a diseñar dichos elementos y ensamblarlos en la máquina, tal como se indica en la figura 3.35.



*Figura 3.35 Diseño del mecanismo biela – manivela utilizando SolidWorks*

### 3.6.7 **Cálculo y diseño del mecanismo de doblado**

Para realizar el proceso de doblado de la varilla, se diseña un sistema de palanca mismo que será accionado automáticamente por el mecanismo biela-manivela. El diseño debe garantizar que el elemento doblador se desplazara lo suficiente para garantizar tanto el doblado como el paso de la varilla para repetir el proceso de doblado continuamente.

Con base en la teoría de palancas se procede a diseñar la palanca o mecanismo de doblado de la máquina.

$$F * BF = Q * BR$$

Donde

$F =$  La fuerza de entrada

$BF =$  Brazo de fuerza

$BR =$  Brazo de resistencia

$Q =$  Resistencia

En la figura 3.36 se detallan los componentes de la palanca

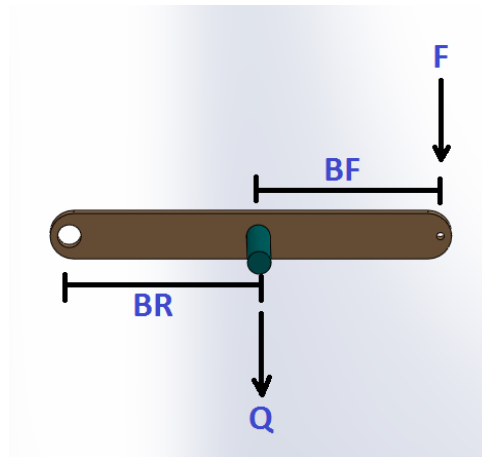


Figura 3.36 Gráfico de las fuerzas presentes en la palanca

Las dimensiones de BF y BR son iguales y este valor es 0,20m.

La fuerza de entrada F, ya se tiene calculado y es la fuerza presente en el extremo de la biela, por ende  $F = 311,75$  N. Con estos datos es posible resolver la ecuación de la palanca y se tiene que:

$$F * BF = Q * BR, \quad (\text{como } BF = BR \text{ estos valores se anulan})$$

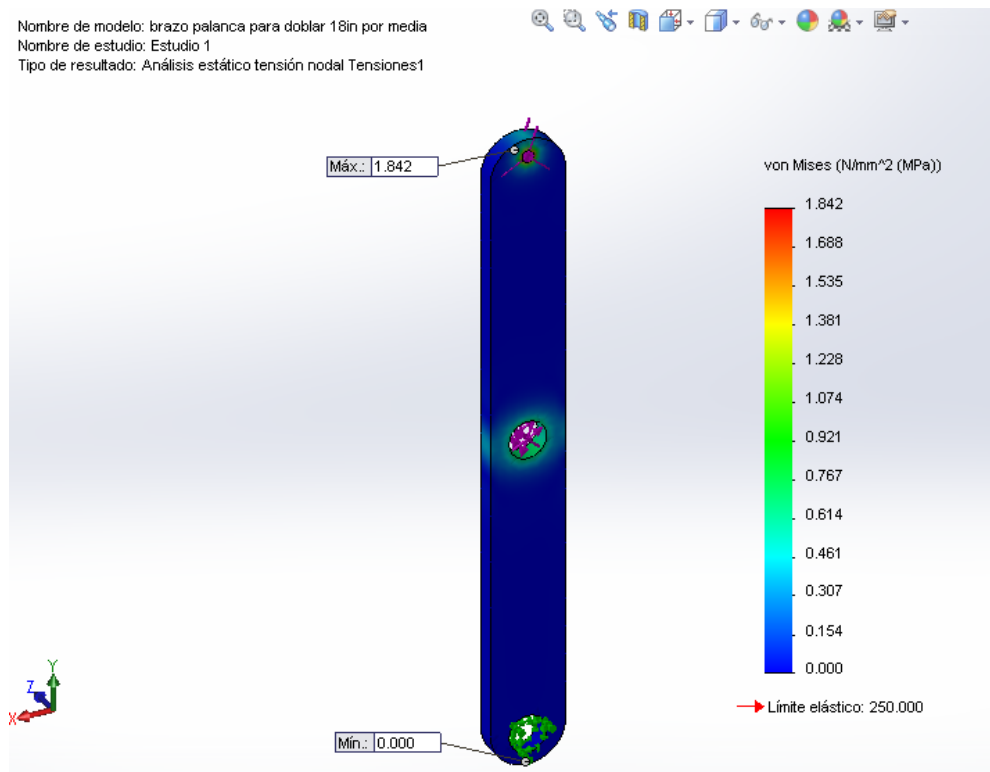
$$F = Q = 311,75N$$

Esto significa que la fuerza aplicada para doblar la varilla es de 311,75 N o 31,78 Kgf.

### 3.6.7.1 **Diseño del brazo de palanca en CAD SolidWorks**

Para el diseño del elemento principal del mecanismo de doblado, se emplea inicialmente un perfil laminado en caliente de 2 x 18 x ½ in con norma ASTM A36. Inicialmente se simulan las fuerzas presentes en el mismo para

determinar si el diseño es viable o no con ese material y con esas dimensiones. En la figura 3.37 se observa que el esfuerzo de Von Mises presente en el eslabón principal del mecanismo de doblado es de 1,842, como no se cumple la desigualdad 2.1, se concluye que tanto la selección del material como sus dimensiones son correctas y el elemento soporta de manera satisfactoria las fuerzas a las que es sometido.



*Figura 3.37 Esfuerzo de von Mises en el eslabón de la palanca*

Del mismo modo se simula el FDS del eslabón de la palanca y el valor obtenido da prueba clara de que el elemento soporta de manera contundente la aplicación de las fuerzas sobre el mismo, esto se indica en la figura 3.38.

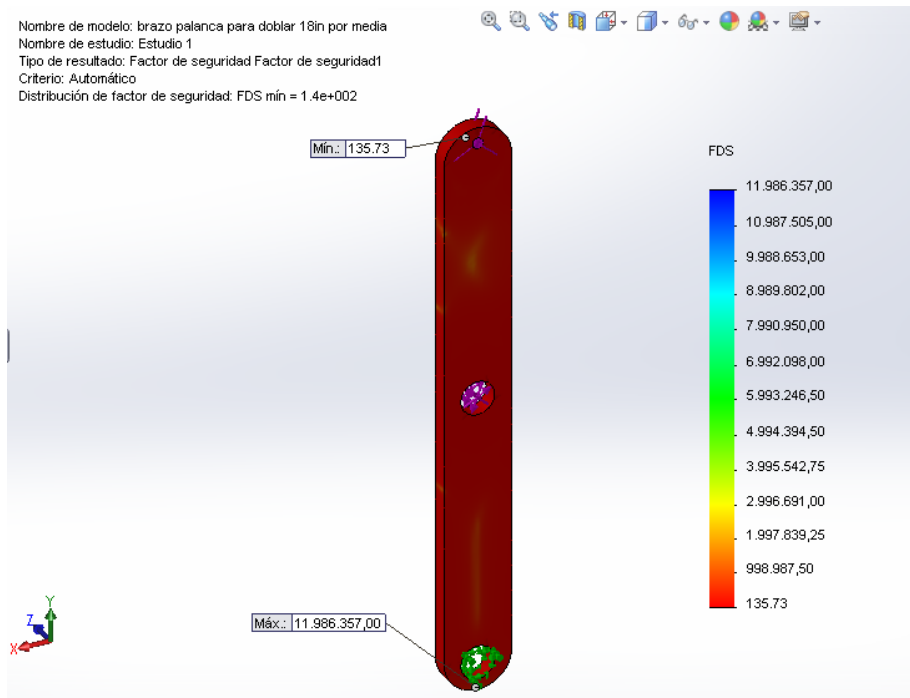


Figura 3.38 FDS del eslabón de la palanca

### 3.6.7.2 Diseño del elemento doblador

Ahora es preciso diseñar el eje que acoplado al eslabón de la palanca realiza la función de doblado de la varilla. Para esto se utiliza el eje ya diseñado en secciones anteriores, mismo que es un eje de acero de transmisión de 1in, el cual tiene una alta resistencia al desgaste por impacto, debido a sus propiedades mecánicas.

El eje tiene las siguientes dimensiones 1x 4 in. Este elemento es sometido a una fuerza de torque mismo que se calcula a continuación:

$$T = F * d , \text{ en este caso } F = Q$$

$$T = 311,75 \text{ N} * 0,20 \text{ m} = 62,35 \text{ N} * \text{m}$$

El eje es sometido a un torque de 62.35 N\*m, mismo que se simula en el CAD SolidWorks para determinar si la selección de material y sus dimensiones son apropiadas para la función a realizar. En la figura 3.39 se observa que el resultado de la simulación del esfuerzo de Von Mises da un valor de 34,43 MPa,

una vez más como no se cumple la desigualdad 2.1, queda comprobado que el eje que se escogió cumplirá satisfactoriamente el trabajo al cual será sometido.

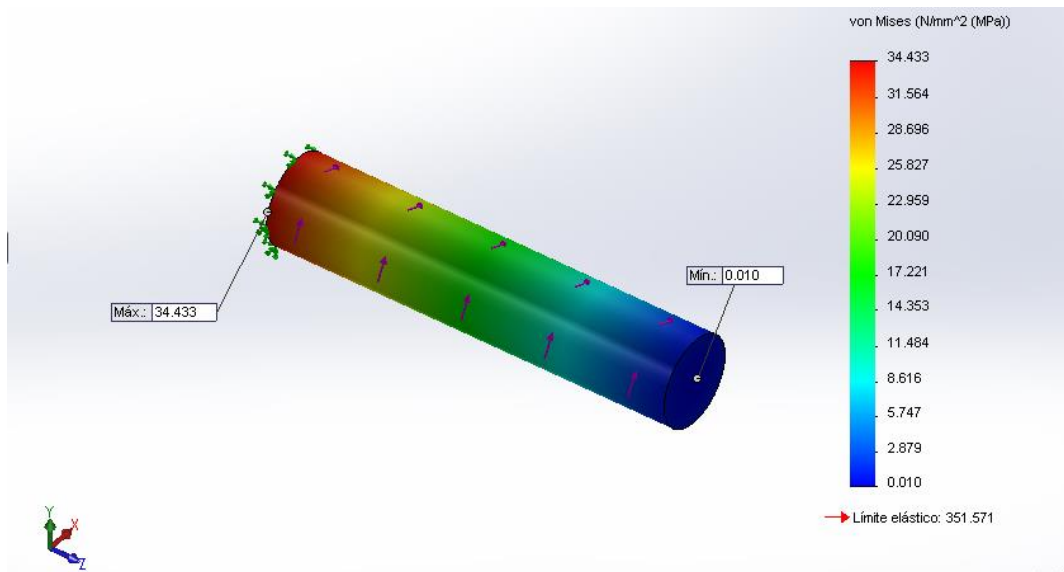


Figura 3.39 Esfuerzo de von Mises del eje que sirve como elemento doblador

En la figura 3.40, los datos de la simulación del FDS del eje indican que el mismo soporta de forma adecuada las condiciones de trabajo para el cual fue diseñado.

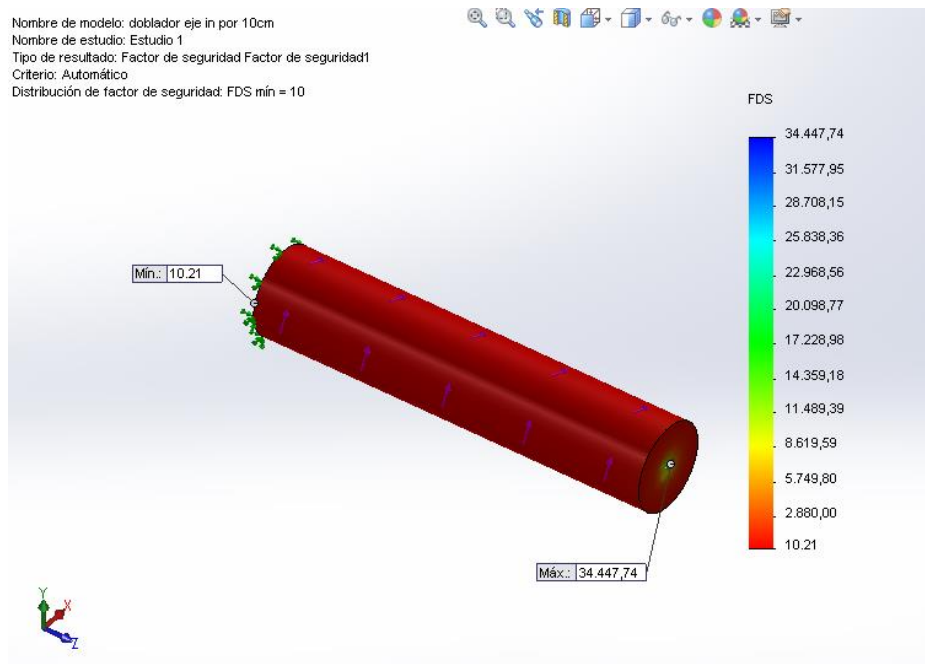
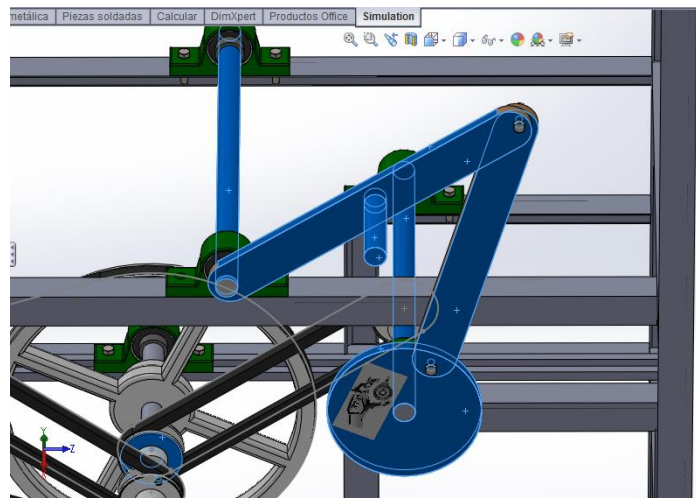


Figura 3.40 FDS del eje que sirve como elemento doblador

### 3.6.8 Diseño del sistema completo de doblado utilizando el CAD SolidWorks

Con el diseño del mecanismo biela - manivela y del mecanismo de doblado en base a una palanca accionada por el mecanismo biela- manivela, en conjunto todos estos elementos forman el sistema mecánico de doblado de la máquina estribara, en la figura 3.41 se muestra dicho diseño virtualmente.



*Figura 3.41 Diseño del sistema mecánico de doblado utilizando SolidWorks*

### 3.7 Diseño y construcción del sistema mecánico de arrastre y de corte

Se procede a diseñar el sistema mecánico de arrastre y de corte. Inicialmente se diseña el sistema mecánico de arrastre mismo que cumple la función de transportar la varilla para que esta sea doblada y luego cortada. El sistema de arrastre consta de un rodillo principal y cinco rodillos secundarios, el rodillo principal está conectado mediante un eje y una banda al eje del segundo sistema de transmisión de potencia por bandas, con esto se logra imprimirle movimiento a dicho rodillo para que cumpla la función de arrastre principal, y los cinco rodillos secundarios de arrastre cumplen la función de guías para el arrastre de la varilla para que ésta no se desvíe ni se salga antes de llegar al proceso de doblado.

El diseño de la máquina concluye con el mecánico de corte, mismo que emplea el método de corte por cizallamiento, dicho mecanismo garantiza tanto la finalización de la fabricación de un estribo como también el inicio de la fabricación de otro.

### **3.7.1 Diseño del sistema mecánico de arrastre**

Para el desplazamiento de la varilla es necesario un mecanismo que realice esta función de forma permanente, para garantizar de esta manera la continuidad del proceso de fabricación de estribos. Con este fin se procede a diseñar el sistema mecánico de arrastre.

Las consideraciones iniciales para realizar el diseño fueron:

- Velocidad de arrastre
- Longitud de varilla desplazada
- Diseño del mecanismo de arrastre

Antes de realizar el diseño y la construcción del diseño se toma en cuenta que dicho diseño debe garantizar el esquema de trabajo de la tabla 3.1 misma en la que se observa cómo se sincronizan los ciclos de trabajo del mecanismo de doblado y de arrastre.

Tomando en cuenta que el mecanismo de doblado trabaja a una velocidad de 60 rpm, y que en cada revolución el elemento que realiza el doblado se desplaza linealmente hacia abajo y arriba, el mecanismo de arrastre debe garantizar que mientras se está doblando la varilla, ésta no se desplace y mientras no se esté doblando la varilla esta proceda a desplazarse para el próximo dobles.

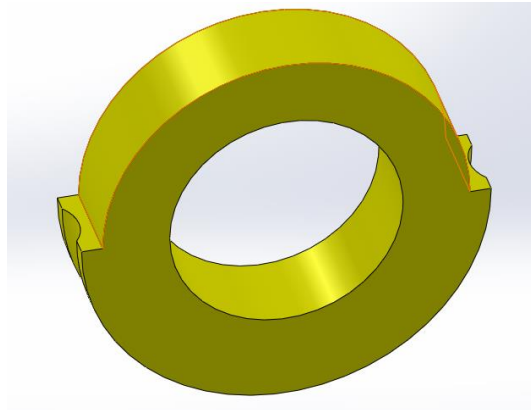
Para poder realizar este movimiento en el arrastre de la varilla, se diseñó una pieza mecánica que cumpla los requerimientos de trabajo del sistema mecánico de doblado.

Con la finalidad de sincronizar ambos sistemas, mediante el uso de un sistema transmisión de potencia por bandas, se transfiere la velocidad del eje



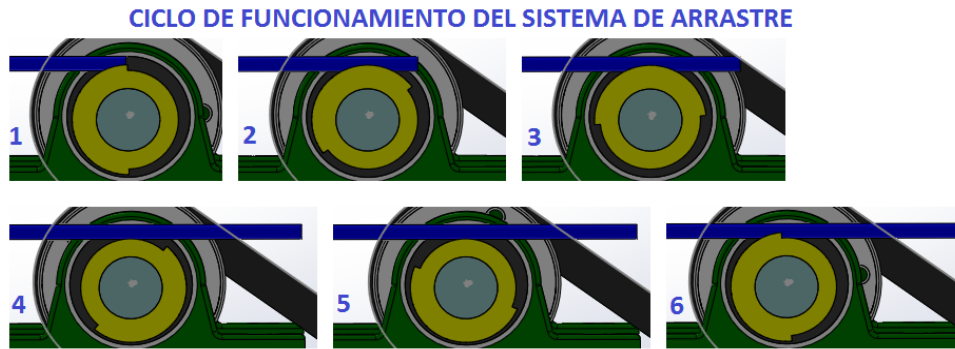
del sistema mecánico de doblado al sistema mecánico de arrastre, lo que significa que la velocidad de giro del sistema de arrastre es también de 60 rpm.

Para generar el arrastre de la varilla y al mismo tiempo garantizar el mismo no arrastre de la misma, se diseñó un disco de arrastre mismo que en una revolución arrastra y no a la varilla, debido a su configuración geométrica, tal como se observa en la figura 3.42.



*Figura 3.42 Pieza mecánica generadora del arrastre*

En la figura 3.43 se observa el proceso del arrastre de la varilla, el elemento mecánico que realiza el arrastre se puede observar claramente que al momento de girar, en media revolución realiza el arrastre de la varilla y en la otra media revolución no realiza ningún arrastre debido a que dicho elemento no entra en contacto con la varilla. Para mejor entendimiento de cómo ocurre el arrastre y no de la varilla a continuación se presenta gráficamente como ocurre todo lo anteriormente descrito.



*Figura 3.43 Secuencia de desplazamiento de la varilla mediante arrastre*

En la figura 3.43 se aprecia claramente que cuando el elemento que genera el arrastre deja de estar en contacto con la varilla, el desplazamiento de la varilla se detiene automáticamente y la varilla vuelve a desplazarse nuevamente al entrar en contacto con el elemento que genera el arrastre, y de esta manera el ciclo se repite en cada giro que da el elemento de arrastre, generando de esta manera el arrastre de la varilla hacia el mecanismo doblador.

### **3.7.2 Cálculo de la velocidad de arrastre**

Tomando en cuenta que el mecanismo de arrastre funciona con una velocidad de 60rpm, y que el elemento mecánico o disco principal de arrastre tiene un diámetro de 3,81 cm, se procede a calcular la velocidad lineal.

$$V = \frac{d}{t}$$

En donde

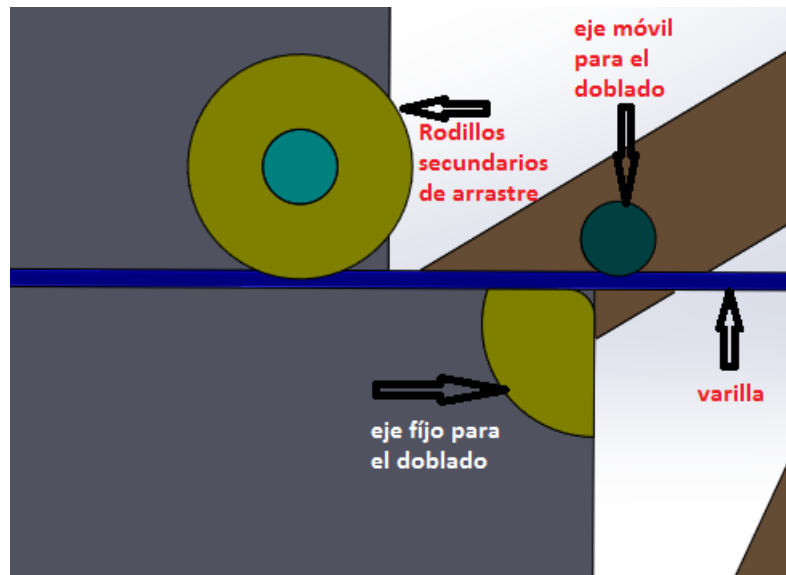
*V = velocidad lineal o velocidad de arrastre*

*d = distancia que la varilla debe recorrer para efectuar el doblado*

*t = tiempo para ejecutar cada arrastre*

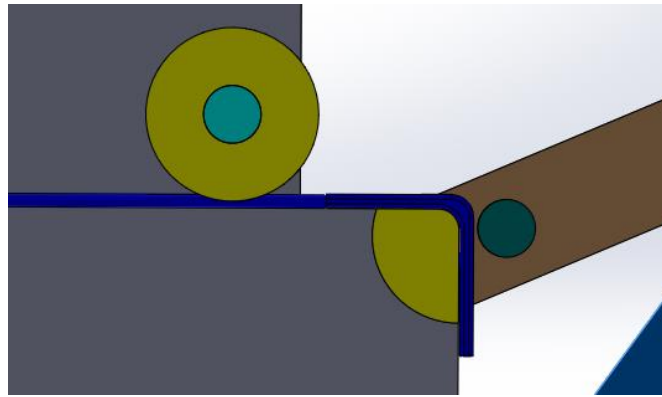
Se debe recordar que el estribo a elaborar tiene forma cuadrada y que cada uno de sus lados mide aproximadamente 6,5cm. Por ende se sobre entiende que la distancia que debe desplazarse en cada arrastre es de 6,5 cm para luego efectuar el doblado de la varilla. También se determinó que el sistema

mecánico de doblado gira a una velocidad de 60rpm y que el mecanismo doblador en una misma revolución dobla la varilla y regresa a su posición original para repetir nuevamente el mismo ciclo. Este proceso se describe gráficamente en las siguientes figuras 3.44 y 3.45, para un mejor entendimiento.



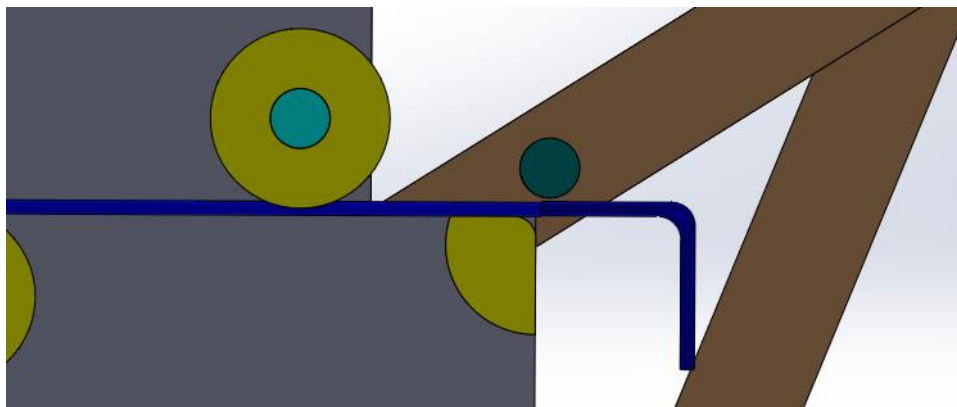
*Figura 3.44 Arrastre de la varilla e inicio del doblado*

En la figura 3.44 se observa el inicio del ciclo de trabajo de cada revolución o inicio del giro del mecanismo doblador. Cuando la varilla se ha desplazado los 6,5 cm inmediatamente el mecanismo doblador entra en funcionamiento al bajar el elemento doblador para comenzar con el doblado de la varilla. Cabe recalcar que mientras la varilla es doblada el mecanismo de arrastre no realiza ningún desplazamiento tal y como ya se explicó anteriormente que esto ocurre por la configuración geométrica que posee el elemento principal del mecanismo de arrastre.



*Figura 3.45 Doblado de la varilla*

En la figura 3.45 se observa que el mecanismo de doblado ya dobló la varilla y esta de retorno a su posición original, tal como se muestra también en la figura 3.46.



*Figura 3.46 Reinicio del proceso de arrastre y doblado*

En la figura 3.46 se aprecia que al mismo tiempo que el mecanismo de doblado regresa a su posición inicial, también el mecanismo de arrastre vuelve a entrar en funcionamiento para desplazar nuevamente a la varilla y así comenzar nuevamente con el ciclo de doblado una vez más.

Con esta explicación previa del funcionamiento en conjunto del mecanismo de doblado y de arrastre, se procede a calcular la velocidad de arrastre de la varilla.

El mecanismo de doblado gira a 60 rpm, en cada revolución el elemento doblador baja y sube, es decir se necesita media revolución para bajar y media

revolución para subir al elemento que realiza el doblado de la varilla tal y como se observó en las imágenes anteriores. Entonces esto significa que cada 0,5 segundos el mecanismo de doblado, dobla 6,5 cm de varilla y mientras el mecanismo de doblado vuelve a subir en la otra media revolución, la varilla se desplaza 6,5 cm en 0,5 segundos también. Y este proceso se repite una y otra vez hasta formar el estribo cuadrado.

Por lo tanto la velocidad de arrastre es

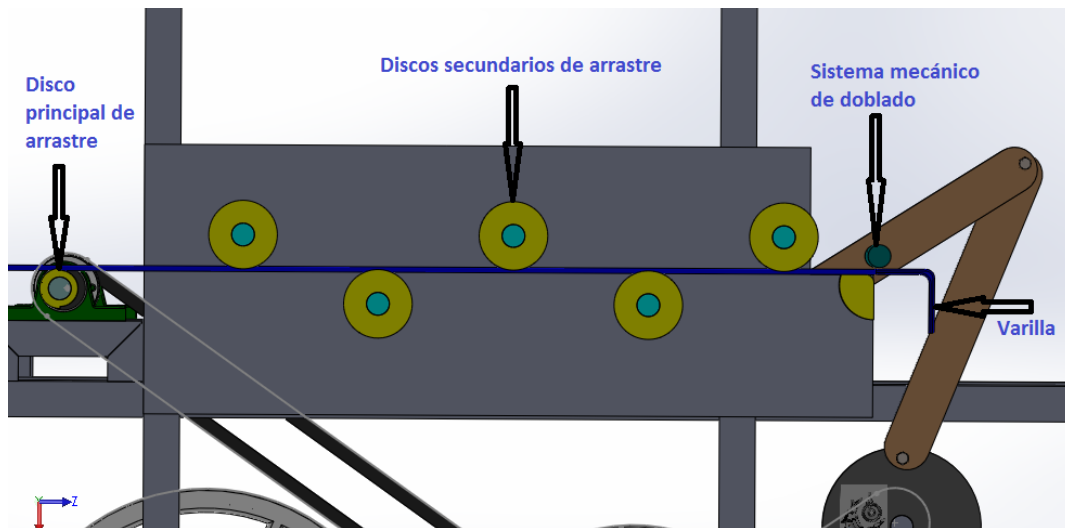
$$V = \frac{0,065m}{0,5 \text{ seg}} = 0,13 \frac{m}{s} = 7,8 \frac{m}{min}$$

Recordemos que el diámetro del disco principal de arrastre es de 3,81cm, esto significa que si todo el rodillo estuviera en contacto con la varilla, arrastraría una longitud de 0,13 m de varilla ya que ese es el valor del perímetro del rodillo de arrastre, pero como el rodillo debido a cuestiones de diseño solo entra en contacto con la varilla con la mitad de su perímetro, esto indica que en cada media revolución del rodillo principal de arrastre solo se logra desplazar 6,5 cm en 0,5 seg y en la otra media revolución el rodillo de arrastre no realiza ningún desplazamiento de varilla por 0,5 seg. Y este proceso se repite hasta completar el arrastre de 26cm de varilla, lo necesario para formar el estribo cuadrado.

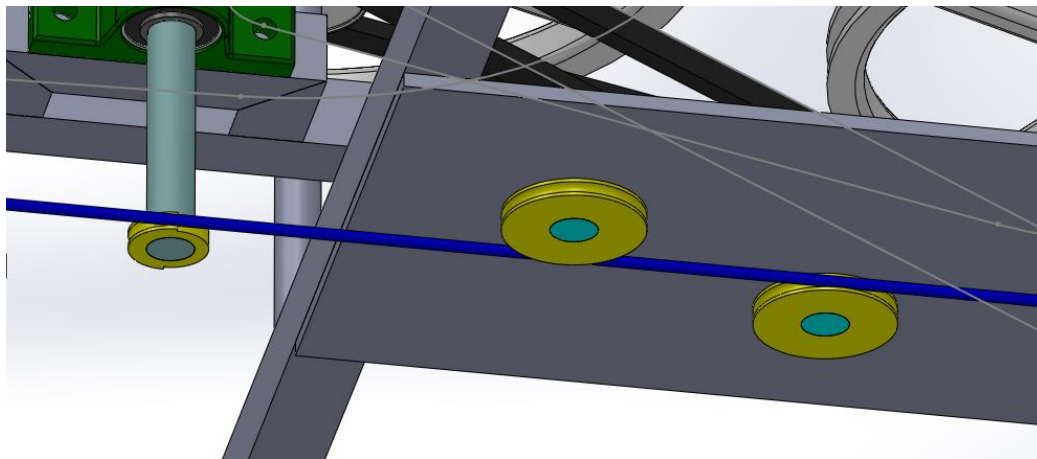
### **3.7.3 Complementos para el proceso de arrastre**

Una vez diseñada la pieza principal de arrastre, se procede a diseñar los discos secundarios de arrastre, mismos que cumplen la función de guiar a la varilla hacia el proceso de doblado.

Como los discos secundarios de arrastre son solamente para guiar a la varilla, éstos no poseen una fuente que genere el movimiento de los mismos, sino más bien su movimiento viene dado por el paso de la varilla a través de ellos cuando el disco principal de arrastre empuja a la varilla por en medio de los discos secundarios, lo descrito se observa en la figura 3.47 y 3.48.



*Figura 3.47 Esquema de trabajo del proceso de arrastre y doblado*

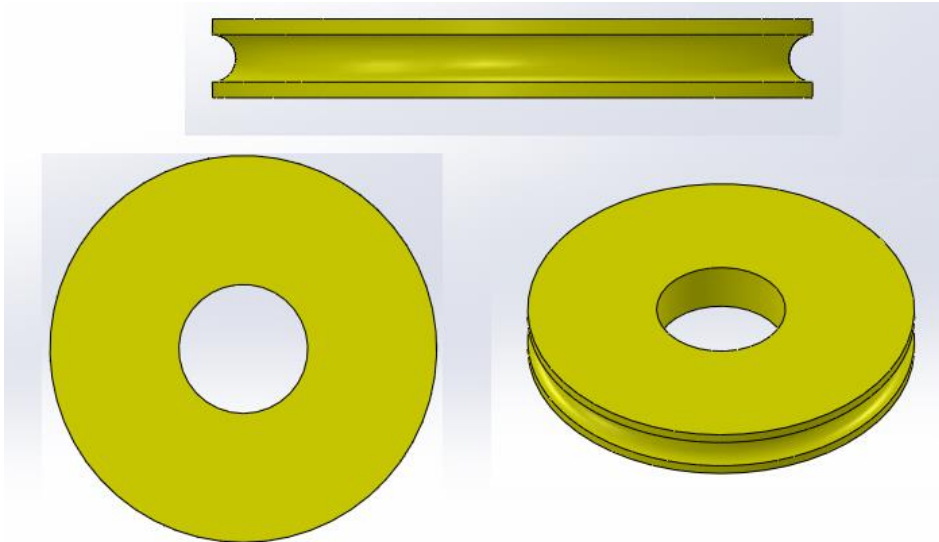


*Figura 3.48 Esquema de trabajo del sistema mecánico de arrastre*

### **3.7.4 Diseño del disco secundario de arrastre**

El diseño del disco secundario debe garantizar dos cosas, resistencia al desgaste por fricción y acoplamiento a la varilla. Para garantizar el desgaste por la fricción que genera el contacto de dos elementos de acero, se escogió como material base para los discos, un eje de acero de transmisión con norma AISI 1018, mismo que mecánicamente cumple con el primer requisito para el diseño del disco secundario.

Para garantizar el segundo requisito, al material seleccionado se le somete a un proceso de torneado para formar un canal en su geometría, misma que sirve para que la varilla no se salga de curso y llegue al proceso de doblado sin inconvenientes. La figura 3.49 ilustra el diseño geométrico del disco secundario de arrastre.



*Figura 3.49 Diseño geométrico del disco secundario de arrastre*

### **3.7.5 Diseño del sistema mecánico de corte**

Hasta el momento se ha descrito el diseño de los sistemas mecánicos de arrastre y de doblado, quedando finalmente, el detalle del diseño del sistema mecánico de corte.

#### **3.7.5.1 Cálculo de la fuerza de corte de la cizalla**

Para calcular la fuerza de corte que se necesita para partir en dos a la varilla trefilada de acero, se toma en cuenta el espesor de la varilla, que en este caso es en sí el diámetro de la varilla= 6mm, del catálogo de varillas trefiladas de acero de ADELCA S.A., se obtiene que el límite a la fluencia máximo es de 54 kgf/mm<sup>2</sup>.

Se reemplaza los valores y se calcula la fuerza de corte, pero antes de eso se debe calcular la sección de área a cortar, en este caso la sección es

circular con un radio de 3mm, ya el metal que se va a cortar es una varilla redonda de 6mm de diámetro.

Por lo tanto la expresión ( $s * a$ ), se reemplaza por el área de la sección circular de la varilla ( $\pi * r^2$ ) y se tiene que (el factor 0,25 se emplea cuando son cuchillas en paralelo):

$$F = 0,25 * s * a * \sigma = 0,25 * (\pi * 3mm^2) * \sigma = 0,25 * 28,27 mm^2 * 55 \frac{Kgf}{mm^2} \\ = 388,71 Kgf.$$

Dado que son dos cuchillas, la fuerza resultante se divide para dos y se obtiene la fuerza que cada cuchilla debe ejercer para lograr cortar la varilla trefilada de acero. Por lo tanto la fuerza de corte de cada cuchilla es de 194,35 Kgf.

Con los datos obtenidos hasta el momento se tiene una base para iniciar con el diseño del mecanismo de corte, mismo que debe garantizar un desplazamiento lineal y vertical de tal modo que se realice eficazmente el corte de la varilla al entrar en funcionamiento las cuchillas en paralelo. Dicho diseño se presenta en la figura 3.50 para una mejor comprensión.

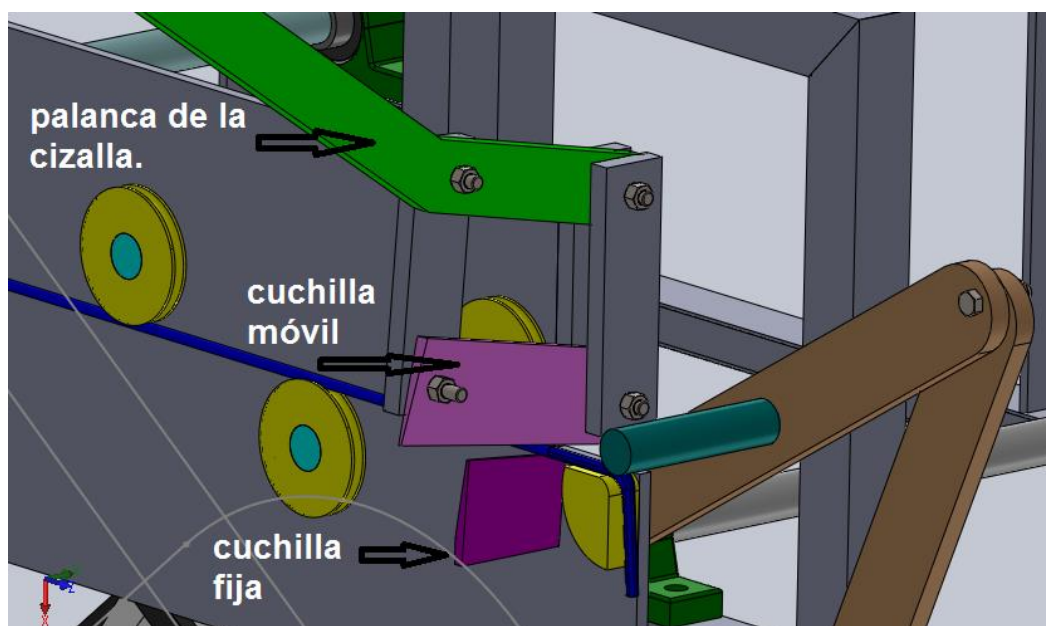


Figura 3.50 Partes del mecanismo de corte



### 3.7.5.2 Cálculo de la fuerza de corte que ejerce la cizalla.

Debido a que el eje que hace funcionar el sistema mecánico de corte gira a 20rpm, se parte de este dato para calcular la fuerza de corte que ejerce la cizalla.

Anteriormente se determinó que la cuchilla móvil necesita una fuerza de 194,35 Kgf para realizar eficazmente el corte de la varilla trefilada de acero de 6mm de diámetro. En cálculos se obtuvo que la fuerza de corte que ejercerá el mecanismo de corte sobre la cuchilla móvil es de 201,78 Kgf, por tanto se concluye que el diseño satisface los requerimientos para realizar de manera adecuada el corte de la varilla una vez que esté formado el estribo cuadrado.

Con los datos obtenidos tanto del torque como de la fuerza de corte, se procede a diseñar todos los elementos del sistema mecánico de corte.

### 3.7.6 Diseño del mecanismo de corte en CAD Solid Works

Finalmente se han diseñado las últimas piezas de la máquina, a saber, los elementos que forman el sistema mecánico de corte. Ahora se procede a exponer mediante un gráfico realizado en SolidWorks la máquina completa, mismo que se observa en la figura 3.51.

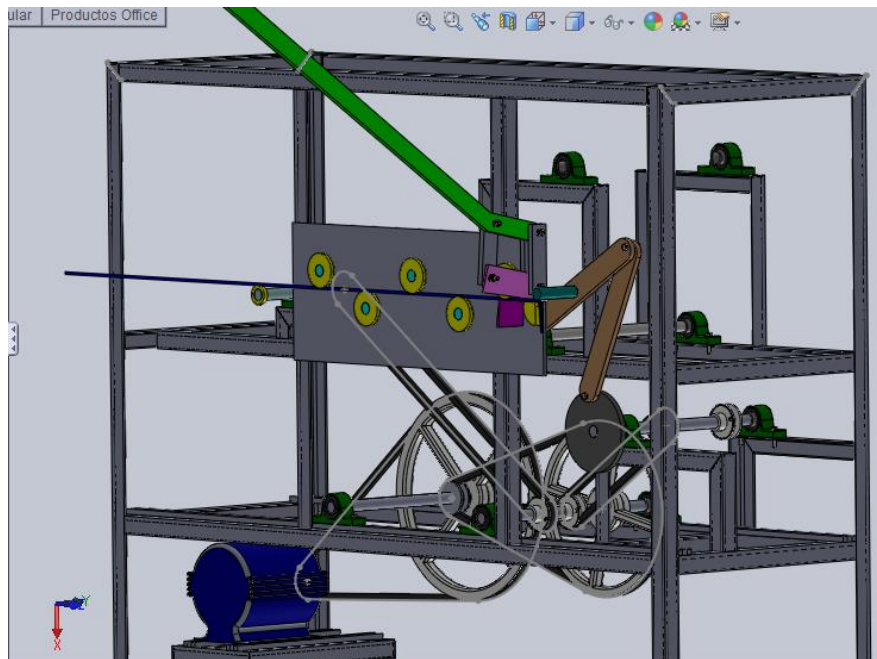


Figura 3.51 Diseño de la máquina estribadora utilizando SolidWorks

## CAPÍTULO 4

### Implementación y pruebas

#### 4.1 Implementación de la máquina estribadora

En los capítulos anteriores se diseñó cada parte de la máquina estribadora y ahora se procede a construir y ensamblar dichas partes. Luego se procede a realizar las respectivas pruebas de funcionamiento, el resultado de dichas pruebas se detalla a continuación.

#### 4.2 Pruebas

Lo primero a determinar son las características geométricas que va a tener el estribo cuadrado referente a la dimensión óptima de su lado, lo segundo a determinar es el funcionamiento de los sistemas mecánicos de arrastre, doblado y corte, tercero se realiza pruebas referente a la fabricación de las armaduras de acero utilizando los estribos y finalmente se determina cuál es el tiempo de producción de los estribos.

##### 4.2.1 Dimensionamiento del estribo cuadrado

De acuerdo a la Norma CPE INEN 5 Parte2: 2001 Código Ecuatoriano de la Construcción. Requisitos de diseño del hormigón armado. Allí se establece que para realizar un hormigón armado, la capa de hormigón que va a cubrir a la armadura interna debe estar comprendida entre 1,5 – 2 cm de grosor por cada lado de la armadura. Si a esto se añade que el molde de la Máquina vibradora para fabricar postes de hormigón armado para alambrado perimetral, es de 10X10X250 referente a su alto, ancho y longitud; se sobre entiende que la armadura se introducirá en un molde cuadrado de 10cm de lado. Con esto se establecen las siguientes medidas de estribo, para ver cuál medida de lado de estribo es la adecuada para garantizar un hormigón armado que cumpla las normas INEN.

Tabla 4.1 *Dimensionamiento del estribo cuadrado*

Longitud del lado del estribo (cm)	¿Entra en el molde?	¿La capa de hormigón es la adecuada?
10	NO	NO
9	SI	NO
8	SI	NO
7	SI	SI
6	SI	SI
5	SI	NO
4	SI	NO

De la Tabla 4.1 se deduce que si el estribo cuadrado tiene una dimensión de lado comprendida entre el rango de 6-7 cm, éste garantiza una capa de hormigón aceptada por la Norma INEN. La máquina estribadora fabrica estribos con una longitud de lado de 6,5cm, por ende se concluye que dichos estribos garantizan la fabricación de postes de hormigón armado que cumplen Normas INEN de Hormigón Armado.

### 4.3 Resultados

Con los estribos ya fabricados se tienen los siguientes resultados:

- El dimensionamiento del lado del estribo cuadrado es de 6,5 cm.
- La máquina produce automáticamente 20 estribos cuadrados por minuto.
- El operador debe introducir una nueva varilla cada minuto.
- Las posiciones ergonómicas a las que ahora es expuesto el operador, ya no incluyen posiciones que afecten a la larga su salud.
- Por lo expuesto anteriormente la realización del presente trabajo de grado cumple con las expectativas del Propietario de la Empresa Fábrica de Postes Imbabura.

## 4.4 ANÁLISIS ECONÓMICO DE LA REALIZACIÓN DEL TRABAJO DE GRADO

### 4.4.1 Costo de los materiales (cm)

Tabla 4.2 Costo de los materiales de la estructura

<b>DETALLE</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>COSTO/U (USD)</b>	<b>COSTO TOTAL USD</b>
Ángulo L	5	17,5	87,5
40X40X3 mm			
Varilla cuadrada de media	2	10,25	20,5
		<b>Total</b>	<b>108</b>

Tabla 4.3 Costos materiales sistemas de transmisión de potencia

<b>DETALLE</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>COSTO/U (USD)</b>	<b>COSTO TOTAL</b>
Eje de acero de transmisión 1in	0,5	105,75	52,88
Eje de acero de transmisión 3in	0,4	450	18
Polea de aluminio de 3in	6	5	30
Polea de aluminio de 9in	1	10	10
Polea de aluminio de 15in	1	27	27
Polea de aluminio de 18in	1	54	54
Pernos de sujeción	28	0.18	5,04
Motor 1Hp	1	135	135
Chumaceras P-204	10	8	80
Banda en V A38	1	8	8
Banda en V A66	1	10	10
Banda en V A71	1	11	11

Banda en V A75	1	12	12
Banda en V A80	1	12	12
Perfil laminado 2x1/2 in	0,16	90	14,4
Tool naval 10x10x1/2 in	1 pieza cuadrada	55	55
Tool naval 70x60x1/4 in	1 pieza rectangular	38	38
		<b>Total</b>	<b>572,32</b>

Tabla 4.4 Costos *material eléctrico y tol negro para protecciones de la máquina*

<b>DETALLE</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>COSTO/U (USD)</b>	<b>COSTO TOTAL (USD)</b>
Botonera Industrial	1	10	10
Breaker 30A	1	8	8
Cable Sólido # 10	40	0,8 / m	32
Tol Negro 3mm	1	52	52
		<b>Total</b>	<b>102</b>

Total, costo de materiales: **782,32 USD**

#### 4.4.2 Costos de fabricación (Cf)

Tabla 4.5 Costos de fabricación por hora

<b>Operación</b>	<b>Costo (USD/Hora)</b>	<b>COSTO TOTAL (USD)</b>
Taladro manual	5	10
Amolado	5	15
pintado	10	20
soldadura	10	300
torneado	10	200
	<b>TOTAL</b>	<b>545</b>

Total, costos de fabricación: **545 USD**

#### 4.4.3 Costos de Improvistos (Ci)

Ci= 100 usd.

#### 4.4.4 Costo total de la máquina (Ctm)

Ctm= Cm+Cf+Ci = 1427,32

#### 4.4.5 Costos de investigación y Papelería (Cip)

Tabla 4.6 Costos de investigación y papelería

<b>Literal</b>	<b>Descripción</b>	<b>Valor</b>
1	Uso de internet	200

2	Transporte y encomiendas	80
3	Adquisición de libros	120
4	Papelería (Borradores y empastados)	330
	<b>Total</b>	<b>730</b>

#### 4.4.6 Costo total de la realización del Trabajo de grado (CT)

$$CT = C_{tm} + C_{ip}$$

$$CT = 1427,32 + 730$$

$$CT = 2157,32 \text{ USD}$$

## CAPÍTULO 5

### Conclusiones y recomendaciones

#### 5.1 Conclusiones

- En la Fábrica de Postes Imbabura, la máquina estribadora ha optimizado el tiempo y la producción de estribos cuadrados, mismos que son utilizados en la elaboración de armaduras de acero que se utilizan en la fabricación de postes de hormigón armado para alambrado perimetral.
- El diseño de los sistemas mecánicos presentes en la máquina estribadora, como lo son el sistema mecánico de arrastre, el sistema mecánico de doblado y el sistema mecánico de arrastre, garantizan la fabricación correcta del estribo y esto se observa cuando la máquina está en funcionamiento.
- El CAD SolidWorks fue de vital importancia durante la realización del proyecto, ya que mediante su uso se pudo diseñar virtualmente y simular los diferentes sistemas mecánicos que posee la máquina, para de esta forma comprobar cuan viable o no era diseñar determinada pieza, con lo que se evitaron gastos innecesarios de fabricación.
- Una vez implementada la máquina estribadora se logró comprobar su eficacia y desempeño mediante datos tales como, fabricación de aproximadamente 1200 estribos en una hora, eliminación de posturas forzadas de operario, eliminación de riesgos laborales por uso de amoladora en antiguo proceso de corte y lo principal, eliminación de la fabricación de estribos de forma artesanal.

#### 5.2 Recomendaciones

- El corazón de la tesis fue fabricar estribos cuadrados de 7cm de lado con varilla trefilada de acero de 6mm de diámetro, para que con estas características del estribo, se logre garantizar una armadura de acero totalmente recubierta de hormigón según



normas INEN de Hormigón Armado, en este proyecto se cumple dicha norma ya que el poste tiene forma cuadrada con 10cm de lado. Por ende se recomienda hacer el diseño respectivo para fabricar estribos de diferente tamaño de lado a partir de otros diámetros de varilla, si se desea emplear para columnas cuadradas con un lado superior a 10cm.

- Para formar las armaduras de acero se necesitan no solo los estribos cuadrados, sino también cortar varilla en segmentos de diferente tamaño según la necesidad del poste a fabricar. Por eso se recomienda realizar el diseño respectivo para utilizar el sistema mecánico de corte que posee la máquina estribadora, para que dicho sistema también se encargue del corte de la varilla en segmentos de diferentes tamaños.

## BIBLIOGRAFÍA

1. ADELCA S.A.(2013). Catálogo de productos ADELCA
2. Budinas R.,Nisbett J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (8va ed.). México: McGraw-Hill/ Interamericana.
3. Carlosama Mora J. R. (2013). *Máquina vibradora para fabricar postes de hormigón armado para alambrado perimetral*. Tesis de grado. Universidad Técnica del Norte. Ibarra, Ecuador.
4. DIN ISO 281 (2009). Dimensionamiento de rodamientos. Alemania. Recuperado de:  
[http://www.eassistant.eu/fileadmin/dokumente/eassistant/pdf/Hilfe/Beispiel/Waelzlager\\_en.pdf](http://www.eassistant.eu/fileadmin/dokumente/eassistant/pdf/Hilfe/Beispiel/Waelzlager_en.pdf)
5. Dipac Manta S.A. (2011). Catalogo de Productos DIPAC.
6. Erdman A.; Sandor G.(1998).*Diseño de mecanismos* (3ra ed.). Mexico: Prentice Hall
7. Norton R. (2009). *Diseño de maquinaria* (4ta ed.). México: McGraw-Hill
8. Norma CPE INEN 5 Parte2:2001 Código Ecuatoriano de la Construcción. Requisitos de diseño del hormigón armado.
9. Norma NTE INEN 0102:2011 4R Varillas corrugadas de acero al carbono laminadas en caliente para hormigón armado. Requisitos
10. Cristi S. (2003). *Sobre palancas, poleas y garruchas*. Santiago de Chile. Recuperado el 16 de diciembre de 2015 de [http://casanchi.com/fis/05\\_palancas.pdf](http://casanchi.com/fis/05_palancas.pdf)

## REFERENCIAS ESPECÍFICAS DE LOS LIBROS

<sup>1</sup> Budinas R., Nisbett J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (8va ed.). (pp.859-886) México: McGraw-Hill/ Interamericana.

<sup>2</sup> Norton R. (2009). *Diseño de maquinaria* (4ta ed.). (p. 268-277). México: McGraw-Hill.

<sup>3</sup> Erdman A.; Sandor G. (1998). *Diseño de mecanismos* (3ra ed.). (pp. 353-367). México: Prentice-Hall

<sup>4</sup> Budinas R., Nisbett J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (8va ed.). (pp.274-300) México: McGraw-Hill/ Interamericana.

<sup>5</sup> Cristi S. (2003). *Sobre palancas, poleas y garruchas*. Santiago de Chile. Recuperado el 16 de diciembre de 2015 de [http://casanchi.com/fis/05\\_palancas.pdf](http://casanchi.com/fis/05_palancas.pdf)

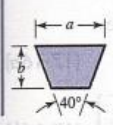
<sup>6</sup> Albuja Zarría F. J. (2011). *Implementación de un sistema de aire comprimido en la automatización de la cizalla manual del taller de procesos de producción mecánica*. Tesis de grado. Escuela Politécnica Nacional. Quito, Ecuador.

# ANEXOS

## ANEXO 1

### Tablas para el cálculo de SISTEMAS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA POR BANDAS EN V.

**Tabla 17-9**  
Secciones de bandas en V estándar



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

**Tabla 17-10**  
Circunferencias interiores de bandas en V estándar

Sección	Circunferencia, pulg
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

**Tabla 17-11**  
Dimensiones de conversión de longitud. (Sume la cantidad que se muestra a la circunferencia interior para obtener la longitud de paso en pulgadas)

Sección de la banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

**Tabla 17-12**

Potencias nominales de bandas en V estándar

Sección de la banda	Diámetro de paso de la polea, pulg	Velocidad de la banda, pie/min				
		1 000	2 000	3 000	4 000	5 000
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15	
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58
B	5.0 y mayor	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89
	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
	4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
	5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
	5.4	1.59	2.62	3.24	3.34	2.82
	5.8	1.72	2.87	3.61	3.85	3.45
C	6.2	1.82	3.09	3.94	4.28	4.00
	6.6	1.92	3.29	4.23	4.67	4.48
	7.0 y mayor	2.01	3.46	4.49	5.01	4.90
	6.0	1.84	2.66	2.72	1.87	
	7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52
D	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1
	12.0 y mayor	4.09	7.15	9.46	10.9	11.1
	10.0	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35
	11.0	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62
E	12.0	5.71	9.26	11.2	11.4	9.18
	13.0	6.31	10.5	13.0	13.8	12.2
	14.0	6.82	11.5	14.6	15.8	14.8
	15.0	7.27	12.4	15.9	17.6	17.0
	16.0	7.66	13.2	17.1	19.2	19.0
	17.0 y mayor	8.01	13.9	18.1	20.6	20.7
E	16.0	8.68	14.0	17.5	18.1	15.3
	18.0	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5
	20.0	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4
	22.0	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5
	24.0	12.4	21.6	28.6	32.9	33.8
	26.0	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7
28.0 y mayor	13.4	23.7	31.8	37.1	39.1	

**Tabla 17-13**

Factor de corrección del ángulo de contacto  $K_1$  para transmisiones de banda plana  $VV^*$  y en  $V$

$\frac{D-d}{C}$	$\theta$ , grados	$VV$	$K_1$ Plana en $V$
0.00	180	1.00	0.75
0.10	174.3	0.99	0.76
0.20	166.5	0.97	0.78
0.30	162.7	0.96	0.79
0.40	156.9	0.94	0.80
0.50	151.0	0.93	0.81
0.60	145.1	0.91	0.83
0.70	139.0	0.89	0.84
0.80	132.8	0.87	0.85
0.90	126.5	0.85	0.85
1.00	120.0	0.82	0.82
1.10	113.3	0.80	0.80
1.20	106.3	0.77	0.77
1.30	98.9	0.73	0.73
1.40	91.1	0.70	0.70
1.50	82.8	0.65	0.65

\*Un ajuste de curva de la columna  $VV$  en términos de  $\theta$  es  
 $K_1 = 0.143\ 543 + 0.007\ 46\ 8\ \theta - 0.000\ 015\ 052\ \theta^2$   
 en el intervalo de  $90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ .

**Tabla 17-14**

Factor de corrección de longitud de banda  $K_2^*$

Factor de longitud	Longitud nominal de la banda, pulg				
	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 y mayor	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 y mayor	330 y mayor	540 y mayor	660

\*Multiplique la potencia nominal de la banda por este factor para conseguir la potencia corregida.

**Tabla 17-15**

Factores de servicio sugeridos  $K_S$  para transmisiones de banda en  $V$

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

**Tabla 17-16**

Algunos parámetros de bandas en V\*

Sección de la banda	$K_b$	$K_c$
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1 098	1.217
8V	4 830	3.288

\*Datos cortesía de Gates Rubber Co., Denver, Colo.

**Tabla 17-17**

Parámetros de durabilidad para algunas secciones de banda en V

Fuente: M. E. Spotts, *Design of Machine Elements*, 6a. ed., Prentice Hall, Englewood Cliffs, Nueva Jersey, 1985.

Sección de la banda	$10^8$ a $10^9$ picos de fuerza		$10^9$ a $10^{10}$ picos de fuerza		Diámetro mínimo de polea, pulg
	$K$	$b$	$K$	$b$	
A	674	11.089			3.0
B	1 193	10.926			5.0
C	2 038	11.173			8.5
D	4 208	11.105			13.0
E	6 061	11.100			21.6
3V	728	12.464	1 062	10.153	2.65
5V	1 654	12.593	2 394	10.283	7.1
8V	3 638	12.629	5 253	10.319	12.5



## ANEXO 2

### Figuras y tablas para el cálculo de FALLAS POR FATIGA DE CARGA VARIABLE

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (6-8)$$

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (6-19)$$

**Tabla 6-2**

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

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{ut}$ kpsi	$S_{ut}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

De C. J. Noll y C. Lipson, "Allowable Working Stresses", en *Society for Experimental Stress Analysis*, vol. 3. núm. 2, 1946, p. 29. Reproducida por O. J. Horgner (ed.), *Metals Engineering Design ASME Handbook*, McGraw-Hill, Nueva York. Copyright © 1953 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.

#### Factor de tamaño $k_b$

El factor de tamaño se evaluó en 133 conjuntos de puntos de datos.<sup>15</sup> Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse como

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (6-20)$$

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

$$k_b = 1 \quad (6-21)$$

### Factor de temperatura $k_t$

Cando se realizan los ensayos de fatiga con carga de flexión rotatoria, axial (empujar y jalar) y de torsión, los límites de resistencia a la fatiga difieren con  $S_{ut}$ . Este tema se analiza más adelante en la sección 6-17. Aquí, se especificarán valores medios del factor de carga como

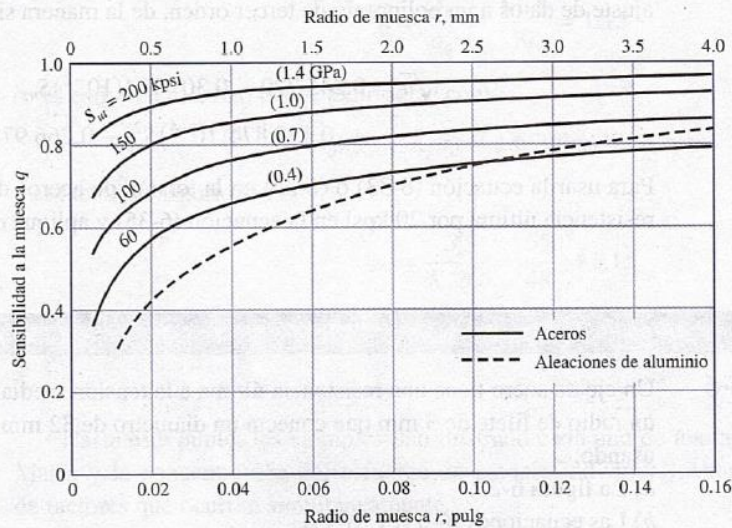
$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión}^{17} \end{cases} \quad (6-26)$$

**Tabla 6-5**

	Confiability, %	Variación de transformación $z_\alpha$	Factor de confiabilidad $k_c$
Factores de confiabilidad $k_c$ correspondientes a 8 desviaciones estándar porcentuales del límite de resistencia a la fatiga	50	0	1.000
	90	1.288	0.897
	95	1.645	0.868
	99	2.326	0.814
	99.9	3.091	0.753
	99.99	3.719	0.702
	99.999	4.265	0.659
	99.9999	4.753	0.620

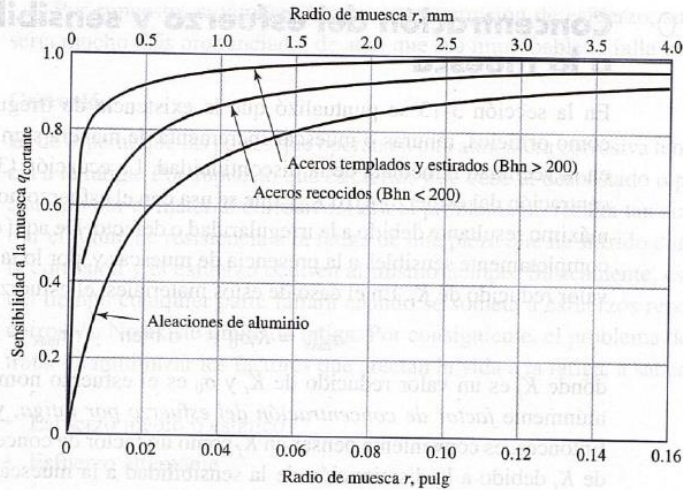
**Figura 6-20**

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



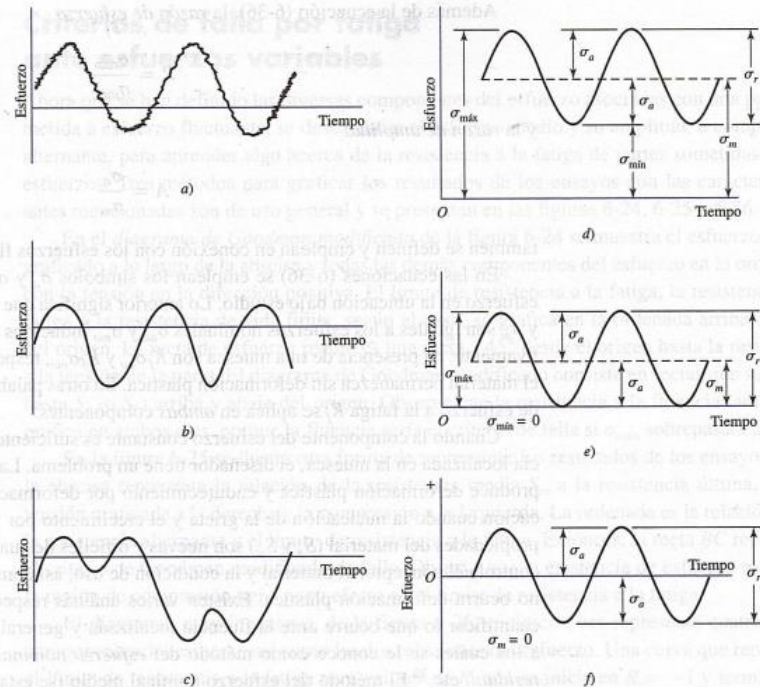
**Figura 6-21**

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



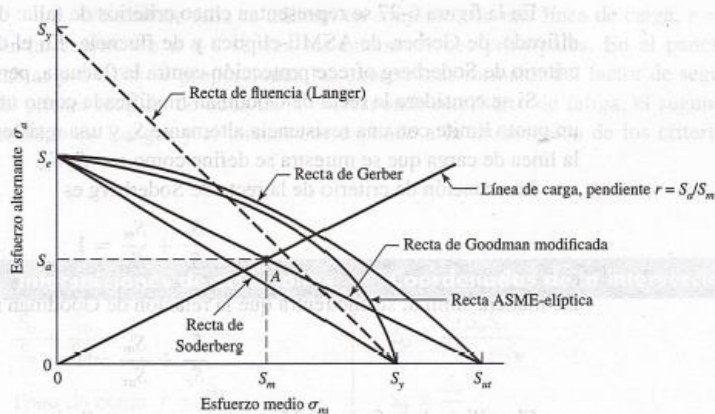
**Figura 6-23**

Algunas relaciones esfuerzo-tiempo: a) esfuerzo fluctuante con pulsaciones de alta frecuencia; b) y c) esfuerzo fluctuante no sinusoidal; d) esfuerzo fluctuante sinusoidal; e) esfuerzo repetido; f) esfuerzo sinusoidal completamente invertido.



**Figura 6-27**

Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla. Para cada criterio, los puntos en o "arriba" de la recta respectiva indican falla. Por ejemplo, un punto A en la recta de Goodman proporciona la resistencia  $S_a$  como el valor límite de  $\sigma_m$  correspondiente a la resistencia  $S_a$ , la cual, emparejada con  $\sigma_m$ , es el valor límite de  $\sigma_a$ .



## **ANEXO 3**

### **MANUAL DE OPERACIÓN DE LA MÁQUINA VIBRADORA**

Para una correcta utilización de la máquina deben seguirse los siguientes pasos o requisitos:

#### **3.1 Montaje de la máquina estribadora en la fábrica**

- Para evitar que el factor lluvia provoque oxidación en alguna parte de la máquina o de los estribos, se debe colocar la máquina bajo techo.
- La ubicación del tablero eléctrico de control debe garantizar ausencia de polvo, grasa o agua, ya que estos elementos son dañinos para el tablero eléctrico.
- Anclar la máquina al suelo.
- Comprobar que estén realizadas de manera acertada todas las conexiones eléctricas.
- Verificar el correcto empernado en todas sus juntas de la máquina.

#### **3.2 Seguridad industrial**

Con la finalidad de cumplir con normas de seguridad industrial el operador debe poseer los siguientes elementos de protección personal:

- Guantes.
- Gafas transparentes.
- Orejeras.
- Zapatos con punta de acero.
- Overol.

#### **3.3 Requisitos para encender la máquina**

- Verificar que se encuentren completamente cerradas las compuertas de la máquina.
- Verificar que la varilla trefilada de acero se encuentre en la posición inicial de trabajo en la máquina.
- Verificar que el elemento doblador se encuentre en la posición inicial de trabajo en la máquina.
- Verificar que la cuchilla móvil se encuentre en la posición inicial de trabajo en la máquina.
- Verificar que todas las bandas en V estén correctamente tensionadas.

### **3.4 Materia prima**

- La materia prima que se alimenta a la máquina es varilla trefilada de acero de 6mm de diámetro.

### **3.5 Descripción del proceso de fabricación de estribos cuadrados**

- Cumplir previamente con todos los requisitos expuestos en los apartados 3.1 al 3.4.
- Colocar la varilla en la máquina hasta que esta llegue al tope que se encuentra cerca al elemento doblador.
- Calibrar los sistemas de doblado, arrastre y corte.
- Encender la máquina activando el Interruptor On/Off .
- Conforme avance la producción de estribos, proceder a retirarlos y almacenarlos.
- Colocar en la máquina una nueva varilla cada minuto.
- Apagar la máquina desactivando el Interruptor On/Off.

### **3.6 Detección de problemas y posibles soluciones**

Los problemas más comunes así como sus respectivas soluciones se detallan a continuación:

Tabla 3.1

*Detección y solución de problemas en la máquina estribadora.*

PROBLEMA	CAUSA	POSIBLE SOLUCIÓN
Motor eléctrico no enciende	Breaker quemado	Cambiar breaker
	Rotura en cableado eléctrico	Revisar cableado y caso de encontrar roturar, reparar el cableado.
Estribos deformes	Sistemas de transmisión de potencia por bandas, descalibrados.	Calibrar sistemas de transmisión de potencia.
Máquina no enciende	Ausencia de energía eléctrica	Revisar conexiones eléctricas.
	Interruptor On/Off desactivado	Revisar tablero eléctrico de control.
Endurecimiento o pandeo en los mecanismos biela-manivela	Pernos ajustados o desajustados en las juntas	Ajustar o desajustar todos los pernos y tuercas del mecanismo biela- manivela

## ANEXO 4

### MANUAL DE MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA VIBRADORA

El mantenimiento de las diferentes partes de la máquina se lo realiza según el cronograma de las siguientes tablas:

Tabla 4.1

*Cronograma de mantenimiento de las diferentes partes de la máquina*

Descripción	Diario	Semanal	Mensual	Trimestral	Semestral	Anual
Mecanismo biela-manivela					X	
Cojinetes o chumaceras						X
Pintura						X
Juntas empernadas		X				
Sistema eléctrico de control				X		
Transmisión de potencia por banda			X			

Tabla 4.2

*Cronograma de Lubricación.*

Descripción	Diario	Anual	LUBRICANTE
Guías del deslizador lineal.	X		Aceite automotriz reciclable
Cojinetes		X	Grasa LGHP 2

**4.1 Descripción del mantenimiento mecánico a realizar en la máquina estribadora**

- Para garantizar un funcionamiento continuo de la máquina se le realiza mantenimiento preventivo.
- Antes de iniciar la producción se debe lubricar todas las juntas y también el deslizador lineal presente en el sistema mecánico de corte.
- Con la finalidad de garantizar la calibración de los sistemas mecánicos de la máquina, se debe revisar el estado y calibración de todas las juntas o sujeciones.
- Si llega a presentarse desgaste en los elementos que realizan el doblado, estos deben ser reemplazados por piezas nuevas.
- En lo posible revisar la calibración de bandas en un periodo quincenal o mensual.
- Revisar trimestralmente los orificios de cada pieza de los mecanismos biela-manivela, y en caso de existir desgaste, proceder a dar mantenimiento.



# PLANOS